

INSTITUT ZA ALATNE MAŠINE I ALATE
Beograd, 27 marta 80, tel. 29-074

Milica Kalajdžić

ZBORNİK SAOPŠTENJA
V SAVETOVANJA PROIZVODNOG MAŠINSTVA
Kragujevac, 15 — 16. V 1969.

I knjiga — ALATNE MAŠINE, AUTOMATIZACIJA I UPRAVLJANJE

BEOGRAD, 1969.

INICIJATOR SAVETOVANJA:

Zajednica jugoslovenskih naučnoistraživačkih institucija proizvodnog mašinstva

ORGANIZATORI SAVETOVANJA:

Institut za alatne mašine i alate (IAMA), Beograd
Mašinski fakultet - Odeljenje u Kragujevcu
Zavodi "Crvena Zastava", Kragujevac
Društvo inženjera i tehničara (DIT), Kragujevac

ORGANIZACIJSKI ODBOR:

Ivković Branko, dipl.ing., docent Odeljenja Mašinskog fakulteta, Kragujevac,
Micić Radoljub, dipl.ing., predsednik DIT-a, Kragujevac
Nedeljković Milan, dipl.ing., rukovodilac Odeljenja za alatne mašine IAMA, Beograd,
Smiljanić Slobodan, dipl.ing., direktor Fabrike automobila, Kragujevac,
Šolaja Vladimir, dipl.ing., vanr. profesor Mašinskog fakulteta, direktor IAMA.

Organizacija V Savetovanja proizvodnog mašinstva, sada, posle uspešno održana dosadašnja četiri (I u Beogradu 1965, II u Zagrebu 1966, III u Ljubljani 1967 i IV u Sarajevu 1968), već tradicionalna zajednička akcija Zajednice jugoslovenskih naučnoistraživačkih institucija proizvodnog mašinstva, pala je ponovo u zadatak Institutu za alatne mašine i alate u Beogradu. Kako je na IV Savetovanju prihvaćen predlog da se ovaj skup održi u Kragujevcu, Institut je zainteresovao i uključio kao organizatore i Odeljenje Mašinskog fakulteta, Kragujevac, Zavode "Crvena Zastava", Kragujevac i DIT iz Kragujevca, što je, uz podršku Saveznog i Republičkog saveta za koordinaciju naučnih delatnosti omogućilo da se susretu omogući odgovarajući okvir.

U programu V Savetovanja je po linijama (i) alatnih mašina, (ii) automatizacije i upravljanja i (iii) obrade rezanjem, uvršteno ukupno četrdesetosam referata iz instituta, fakulteta i privrednih organizacija. Zbog znatnog obima kompletni materijali Savetovanja iznose se u tri dela, pri čemu su u prvoj knjizi Zbornika saopštenja sadržani pripremljeni prilozi iz oblasti mašina alatki, automatizacije i upravljanja, u drugoj iz obrade rezanjem, a treća je posvećena uvodnim referatima, pripremljenim koreferatima i izvodu iz diskusije. U cilju unapredjenja aktivne participacije učesnika u radu Savetovanja, prve dve knjige izlaze dovoljno rano iz štampe, što omogućuje pripremu šire diskusije i naučne kritike dostignuća ostvarenih pojedinih istraživačkih i razvojnih grupa.

Od ukupno osamnaest saopštenja iz alatnih mašina po jedno je sa Tehničkog fakulteta, Niš, i iz Zavoda za alatne mašine, alate i mjernu tehniku, Sarajevo, po tri iz Instituta za alatne strojeve, Zagreb, i Instituta za strojništvo, Ljubljana, a ostali su iz Instituta za alatne mašine i alate, Beograd.

Od dvanaest radova iz automatizacije i upravljanja, po jedno je iz Instituta za alatne strojeve, Zagreb, Instituta "Iskra", Ljubljana, i sa Mašinskog fakulteta, Beograd, po dva iz Instituta za alatne mašine i

alate, Beograd, Instituta "M. Pupin", Beograd, i Instituta za prostornu tehniku, Beograd, a ostali su iz Fabrike "Ivo Lola Ribar", Železnik.

Organizacijski odbor veruje da izneti materijal svedoči o razvojnem trendu u kreiranju i asimilaciji novog znanja, i kroz to o rastućem doprinosu nauke unapredjenju efekata proizvodjenja u metalnoj industriji Jugoslavije, te da će kao i ranije informacije sa savetovanja, uključujući tu i druge uspostavljene vidove komuniciranja istraživač-korazvojne delatnosti sa proizvodnom praksom, predstavljati dalji prilog proširenju osnove i podizanja profesionalnog nivoa specijalne oblasti proizvodnog mašinstva.

Beograd, marta 1969

ORGANIZACIJSKI ODBOR V SAVETOVANJA

S A D R Ź A J

ALATNE MAŠINE (AM)	Strana
V. Milačić, Prinudne i samopobudne vibracije alatnih mašina	AM. 1.1
P. Stanković, Principi tipizacije mašina alatki s obzirom na njihovo eksploatacijsko iskorišćenje	AM. 2.1
D. Nikolić, Dinamičko ponašanje glavnih vretena strugova u procesu rezanja	AM. 3.1
F. Röthel, Hidrostatični ležaji pri obdelovalnih sistemih ..	AM. 4.1
I. Gantar, Nekaj posebnosti pri stružnici za opravljjanje preskusov	AM. 5.1
I. Grebenc, Dušenje nihanj hidravličnega cilindra	AM. 6.1
R. Albijanić, Mogućnost korišćenja digitalne tehnike pri rešavanju mernih lanaca	AM. 7.1
D. Mandić, Neki rezultati dinamičkog ispitivanja hidrauličnih makaza	AM. 8.1
B. Bendelja, A. Perić, Metode mjerenja iskorišćenja alatnih mašina za obradu rezanjem	AM. 9.1
M. Nedeljković, Pristup istraživanju uticaja sporih verovatnostnih tarnih procesa na eksploatacijsko stanje alatnih mašina	AM. 10.1
M. Nedeljković, Rezultati eksperimentalnih ispitivanja s osnovom na dopunski kriterijum za izbor mazivog fluida stupnjevitih prenosnika alatnih mašina	AM. 11.1
M. Kalajdžić, Jedan način odredjivanja dinamičke stabilnosti alatnih mašina	AM. 12.1
T. Pecek, Uloga teoretskih postavki i matematičkih modela u ispitivanju alatnih strojeva	AM. 13.1
D. Henich, Buka alatnih strojeva u eksploataciji	AM. 14.1
R. Jelatancev, Primjena novijih magnetskih materijala u konstrukciji magnetskih naprava alatnih strojeva	AM. 15.1
B. Mitić, Problemi koji se javljaju pri projektovanju sistema zaštite na alatnim mašinama	AM. 16.1

- V. Šolaja, B. Gligorić, Istraživanje neravnomernosti spore translacije AM.17.1
- V. Damić, R. Uzunović, Razvoj elektrohidrauličnog pobudjivača AM.18.1

AUTOMATIZACIJA I UPRAVLJANJE (AU)

- M. Milojević, Lj. Ristić, N. Mirjanić, Numerički upravljane alatne mašine s osvrtom na rešenja u Fabrici "Ivo Lola Ribar", Železnik AU. 1.1
- V. Zrnić, Memorijски pneumatski razvodnici i njihova primena u radnim jedinicama AU. 2.1
- A. Šijaković, Jedinica za dotur materijala, tehničke karakteristike i primena u kolima male automatizacije AU. 3.1
- B. Popović, Elementi tačnosti obrade u automatskoj kontroli AU. 4.1
- S. Zarić, M. Ušćumlić, Potencijalni asinhroni automati na bazi pneumatike AU. 5.1
- V. Milačić, Prilog problemu adaptivnog upravljanja kod alatnih mašina AU. 6.1
- B. Robavs, Programsko krmiljenje obdelovalnih strojeva AU. 7.1
- B. Antunović, Precizno pozicioniranje radnih vretena kod raznih tokarilica električnim putem AU. 8.1
- P. Bajc, Prilog automatizaciji struga hidrauličkim servosistemom AU. 9.1
- M. Sekulić, D. Knežević, Primena pneumatskih sistema u automatizaciji alatnih mašina AU.10.1
- M. Milojević, Prilog rešenju alata za numerički upravljane alatne mašine AU.11.1
- A. Pavlović, Numerički metod provere pouzdanosti mašine alatke AU.12.1

V. R. Milačić x)

PRINUDNE I SAMOPOBUDNE VIBRACIJE ALATNIH MAŠINA xx)

1. Uvod

Rad alatne mašine prate prinudne vibracije, dok se pri određenim režimima rada javljaju i samopobudne vibracije. Ove dve grupe vibracija predstavljaju nepoželjne pojave, pošto utiču na tačnost obrade i kvalitet obradjene površine radnog predmeta, kao i na energetski bilans mašine. Zbog toga je i glavni pravac napora usmeren ka istraživanju konstruktivno-tehnoloških uzroka nastanka prinudnih i samopobudnih vibracija i ka iznalaženju metoda prigušenja.

U tablici 1 data je klasifikacija vibracija sa navedenim uzrokom nastajanja. Prinudne vibracije nastaju kao rezultat neravnomernog kretanja elemenata mašine (npr., glavno vreteno - obrtno kretanje, radni sto - pravolinijsko) i promene poprečnog preseka strugotine vezano za prekidno rezanje (npr., horizontalno glodanje). Poreklo prinudnih vibracija je poznato, i pogodnim konstruktivno-tehnološkim rešenjem mašine mogu da se svedu na vrlo male veličine. Pošto potiču od pokretnih elemenata mašine i vrste obrade, to se ispitivanje mašine vrši pri praznom hodu i u procesu rezanja. Veličine amplituda oscilovanja dinamičkog sistema alatne mašine, pri radu na prazno, određene su u ravnoteženošću obrtnih elemenata i pogodnim izborom kliznih veza i pokretnih sklopova (npr., uravnoteženost tocila sa glavnim vretenom, vodjice za radni sto, zavojne veze - navrtka, zavojno vreteno itd.). Proces rezanja unosi dopunski poremećaj vezan za sile rezanja koje deformišu konstrukciju i menjaju veličinu prinudnih vibracija.

x) Dr. Vladimir R. Milačić, dipl.ing., docent Mašinskog fakulteta u Beogradu i samostalni saradnik Instituta za alatne mašine i alate, Beograd

xx) Saopštenje iz Instituta za alatne mašine i alate, Beograd, a odnosi se na projekat "Razvoj metoda za ispitivanje alatnih mašina", u čijem finansiranju učestvuju Savezni i Republički fond za naučni rad i neke privredne organizacije.

Samopobudne vibracije karakterišu nestabilan rad mašine. Promenom režima obrade izbegava se oblast nestabilnog rada, ali se ujedno sužava i opseg performansi alatne mašine. Istraživanje uzroka pojave samopobudnih vibracija, i iznalaženje metoda za njihovo otklanjanje, predstavlja jedno od centralnih pitanja istraživanja u ovoj oblasti. Rešenje ovog problema omogućuje ostvarenje alatnih mašina visokog kvaliteta.

Klasifikacija tipova vibracija koje se javljaju u procesu rezanja

Tablica 1

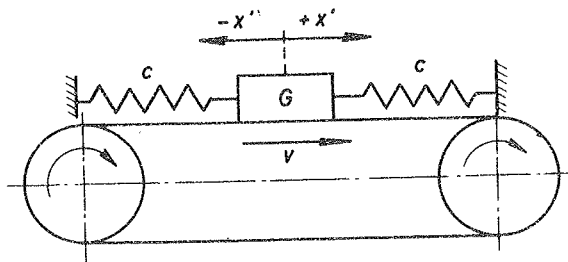
Tip vibracije	Uzrok pojave vibracija	Vrsta mašine i alata
Prinudne periodične	Neravnamernost obrtanja elemenata i glavnog vretena (dejstvo neuravnoteženih inercionih masa pri pravoliniskom i obrtnom kretanju).	Sve mašine sa prenosnicima za glavno i pomoćno kretanje.
	Promena poprečnog preseka strugotine i prekidno rezanje	Tipičan predstavnik su glodalice (horizontalna glodalica)
Samopobudne	Promenljivost trenja po grudnoj i lednoj površini alata.	Sve vrste mašina (alati imaju habanje po grudnoj odnosno lednoj površini)
	Nedovoljna krutost sistema mašina - radni predmet - alat kao i postojanje zazora.	Svi tipovi mašina
	Variranje poprečnog preseka strugotine - regenerativni efekt	Svi tipovi mašina

Postavljeno je nekoliko teorija nastanka samopobudnih vibracija. Prema jednoj teoriji, usled promenljivog trenja po grudnoj i lednoj površini alata javljaju se samopobudne vibracije. Razvijena je teorija koja bazira na regenerativnom efektu, tj. da se ove vibracije javljaju kao rezultat variranja poprečnog preseka strugotine. U oba ova slučaja ne vidi se uticaj konstrukcije alatne mašine, već su razmatranja vezana za proces rezanja. Međutim, razvijen je teorijski model sistema sa spregnutim koordinatama, gde je uzeta u obzir nedovoljna krutost sistema mašina - radni predmet - alat.

Respektujući značaj ove problematike kritički su razmotreni razvijeni modeli nastanka samopobudnih vibracija i navedeni neki naši rezultati istraživanja.

2. Modeli nastanka samopobudnih vibracija

Na Van der Polovom modelu može da se objasni nastanak samopobudnih vibracija (slika 1). Na pokretnu traku je slobodno postavljeno telo težine Q koje je na dva kraja pričvršćeno oprugama jednake



krutosti. Traka se kreće brzinom v i usled trenja između traka i tela dolazi do njegovog oscilovanja. Diferencijalna jednačina ovog sistema data je u obliku

Sl.1. Van der Polov model nastanka samopobudnih vibracija

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F(v - \dot{x}), \quad (1)$$

gde je $F(v - \dot{x})$ sila trenja između trake i oslonjene mase koja je ujedno i pobudna sila sistema.

Razlaganjem ove funkcije u red, i uzimanjem samo prva dva člana reda, kao i posle sredjivanja diferencijalne jednačine, uslov pojave samopobudnih vibracija glasi

$$[b + F'(v)] < 0. \quad (2)$$

Iz ovog uslova proizilazi da kriva promene koeficijenta trenja treba da ima opadajući karakter, tj. da je $F'(v)$, kao nagib krive, negativan. Zavisno od smera oscilovanja mase, u odnosu na smer brzine v , sistemu se saopštava dodatni rad kao razlike između radova trenja za dve poluperiode.

Pojave koje se odigravaju u procesu rezanja na grudnoj i ledjnoj površini i u zoni smicanja, uz dopunsko oscilatorno relativno kretanje alata i radnog predmeta, izazivaju promenu otpora rezanja u posmatranom pravcu, tako da je ukupna promena otpora

$$dF = \sum_{i=1}^4 dF^{(i)} \quad (3)$$

Komponente promene otpora rezanja se javljaju kao rezultat sledećih pojava:

- $dF^{(1)}$ = komponenta nastaje usled promene trenja između strugotine i grudne površine, koja je rezultat promene brzine strugotine,
- $dF^{(2)}$ = komponenta se javlja zbog promene grudnog i ledjnog ugla alata pri oscilovanju,

$dF^{(3)}$ = komponenta je uslovljena promenom poprečnog preseka strugotine pri relativnom pomeranju alata i radnog predmeta, i

$dF^{(4)}$ = komponenta koja se javlja usled grešaka u prenosnicima i na drugim elementima mašine.

Analiza navedenih komponentnih otpora rezanja omogućuje iznalaženje analitičkih izraza za usvojeni model, što u sumi daje ukupnu promenu otpora rezanja, koja deluje na oscilatorni sistem alata i radnog predmeta.

Upoređenjem tri izvora, koji detaljno razmatraju mehanizam nastanka samopobudnih vibracija, može se utvrditi određeno slaganje, s tim što su fizički modeli i matematičke interpretacije drugojačije. Kod Kaširina [1] i Tobijasa [2] polazi se od dva usvojena stanja prethodne obradjene površine. Prvi se slučaj odnosi na idealnu ravnu površinu, i drugi, kada postoji talasasti trag iz prethodne obrade (tablica 2). Analizom procesa po grudnoj i ledjnoj površini, kao i uticaju brzine rezanja, navedeni su uporedo fizički i matematički modeli za opisivanje pojava koje izazivaju samopobudne vibracije. Naročito je u [2] razradjen regenerativni efekat, gde su izdvojena dva tipa samopobudnih vibracija, zavisno od usvojenog oscilatornog sistema. Označeni model sa tip B predstavlja opšti slučaj, pošto uzima u obzir i promenu uglovne brzine radnog predmeta ($K_{\Omega} \neq 0$), dok je za tip A, $K_{\Omega} = 0$.

Kudinov [3] vrši klasifikaciju prema mestima gde se odigravaju pojave vezane za dva stanja sistema: kada varira dodatak za obradu (uzimaju se sile rezanja koje deluju na grudnu površinu), i pri relativnom pomeranju alata i radnog predmeta (sile rezanja deluju na grudnu i ledjnu površinu). U ova dva slučaja se menjaju debljina strugotine, grudni i ledjni ugao. Ne uzima se uticaj promene brzine na promenu otpora rezanja. Prve analize (npr., Tajlor i Kronenberg) su pokazale da brzina rezanja ne utiče na promenu otpora rezanja, dok je Šlezinger našao da ga ona neznatno menja. Ispitivanja Kaširina [1] pokazuju da se glavni otpor rezanja i otpor prodiranja menjaju sa promenom brzine rezanja. Kudinov [3] smatra, da pri stacionarnom režimu obrade, promena sile ima padajuću karakteristiku, dok pri brzim promenama, kao što je oscilovanje sistema, otpor rezanja se neznatno menja. Objašnjenje za ovo tvrdjenje se nalazi u inerciji toplotnih procesa.

Prema teoriji Tobijasa [2], promena brzine rezanja i pomoćnog kretanja utiče na stabilnost sistema, te prema tome i na pojavu samopobudnih vibracija. Ovakav prilaz je eksperimentalno potvrđen za neke os-
AM.1.4

Tablični pregled razvijenih modela za definisanje nastanka samopobudivih vibracija

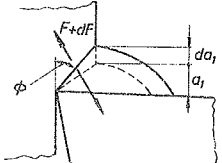
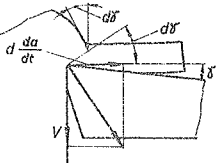
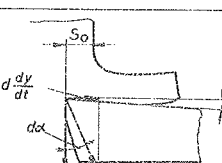
Tablica 2-1

Autor	Predpostavljeno stanje sistema	Poreklo pojave	Fizički model	Matematički model	Uslov stabilnosti
1	2	3	4	5	6
KAŠIRIN [1]	Prethodno obradena površina je idealno ravna	Trenje koje se javlja između strugotine i grudne površine		$dF_2 = a_2 e^{b_2 \lambda v} (e^{-b_1 x_0} - 1)$	$ 2b + a_2 b_2 e^{b_2 \lambda v} < 0$ t.j. da postoji „negativno trenje“
		Promena uglova alata usled oscilovanja alata		$dF_2 = a_2 e^{b_2 \lambda v} (e^{-c_2 x_0} - 1)$	dobija se dif. jedn. u obliku $\ddot{y} + \omega^2 y + f(\dot{y}) = 0$ koja ima približno rešenje
	Površina u prethodnom prolazu je talasasta	Promenljiva debljina strugotine		$dF_2 = 2F_2 \frac{A_2}{\lambda} \sin \frac{\psi}{2} \sin(\omega \tau + \psi)$ $\psi_0 = \frac{\pi}{2} - \frac{\psi}{2}$ $\Delta = f(s, \delta, ds, d\delta)$	

Tablica 2-2

1	2	3	4	5	6
TOBIAS [2]	Prethodno obradena površina je idealno ravna	Trenje koje se javlja između radnog predmeta i alata po lednoj površini		$\mu (v_0 + \dot{x})$ $[\mu (v_0) + \mu' \dot{x}] F_2$	$(2b + \mu' F_2) < 0$ $\mu' < 0$
		Dinamička promena grudnog i lednog ugla		$dF_2 = \frac{\partial F_2}{\partial \delta} d\delta = K_\delta \frac{v_0}{V_0} \dot{x}$ $dF_\alpha = 0$	$(2b + K_\delta \frac{v_0}{V_0}) < 0$ $v > 0 \quad K_\delta < 0$ $v < 0 \quad K_\delta > 0$
		Zavisnost otpora rezanja od brzine rezanja		$F_1(v_0 + \dot{x})$ $F_1(v_0) + K_V \dot{x}$ $K_V = \text{tg } \epsilon$	$2b + K_V < 0$ $K_V < 0$
	Površina u prethodnom prolazu je talasasta (regenerativni efekat)	Tip A		$dF_2 = z_c K_1 [x(t) - \int_0^x (t - \frac{T}{2})] + \frac{z_c}{2} K \frac{2\pi}{2\pi} \frac{dx}{dt}$	$\omega_0^2 \frac{1}{\alpha \omega_0} + z_c \frac{K^2}{c} A_2 + z_c c \frac{2\pi}{R} + z_c \frac{K \Omega}{R} \frac{1}{R} < 0$ $\frac{2\pi c}{R} e^{-\frac{2\pi \omega}{2\pi R}} \sin \frac{2\pi \omega}{2\pi R} A_2 = \frac{z_0}{\omega}$
	Tip B		$dF_1 = z_c K_1 [x(t) - \int_0^x (t - \frac{T}{2})] + z_c (\frac{K \Omega}{R} - K) \frac{2\pi}{2\pi} \frac{dx}{dt}$		

Tablica 2-3

1	2	3	4	5	6
KUDINOV [3]	Sila rezanja je određena komponentama koje djeluju na grudnu površinu promenom dodatka za obradu	Promena debljine strugotine i dužine kontakta		$dF_a = \frac{\partial F}{\partial a} da$	
	Sila rezanja određuju komponente koje djeluju na grudnu i leđnu površinu	Promena grudnog ugla		$dF_g = \frac{\partial F}{\partial \delta} d\delta$	
	Relativnim pomicanjem alata i radnog predmeta zbog čega se menjaju sile po leđnoj i grudnoj površini			$dF_{\alpha} = \frac{\partial F}{\partial \alpha} d\alpha$	

novne tipove mašina, pošto su direktno u procesu rezanja određeni dijagrami stabilnosti.

Karakteristični slučajevi nastanka samopobudnih vibracija su sistematizovani u tablici 2. Navedeni su pretpostavljeno stanje sistema, fizički model i matematički model. Za neke slučajeve je dat i uslov stabilnosti.

Kao izvor pojave samopobudnih vibracija je proces rezanja sa različitim kombinacijama parametara koji ga definišu. Analitičkim kombinovanjem geometrijsko-kinematsko-dinamičkih veličina procesa rezanja dobija se izraz za promenu otpora rezanja

$$dF = k_1 d\delta + k_2 ds + k_3 d\Omega, \quad (4)$$

gde su: k_1 , k_2 i k_3 = koeficijenti obrade koji se odnose na promenu dubine rezanja ($d\delta$), primenu brzine pomoćnog kretanja (ds) i promenu brzine rezanja ($d\Omega$).

Relativno pomeranje vrha alata u odnosu na radni predmet utiče na promenu dubine rezanja, koja u funkciji dva uzastopna prolaza ima oblik

$$\frac{1}{Z} d\delta = \vartheta \left[x(t) - \int x(t - \frac{T}{Z}) \right], \quad (5)$$

gde su:

z = broj sečiva alata,

$x(t)$ i $x(t - \frac{T}{z})$ = funkcije dva uzastopna traga vrha alata na površini radnog predmeta,

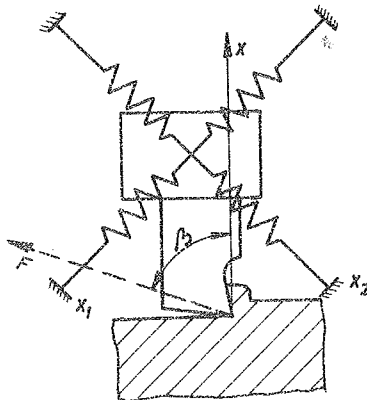
$\psi = \frac{e}{y}$ = odnos veličina pomeranja vrha alata na dva normalna pravca, i

ξ = faktor preklapanja dva uzastopna traga,

Oblik trajektorije vrha alata se daje izrazom

$$x(t) = A e^{\lambda t} \cos \omega t \quad (6)$$

Promena otpora rezanja predstavlja izlaz iz procesa rezanja i ulaz u konstrukciju alatne mašine, koja se analizira kao sistem sa jednim stepenom slobode oscilovanja. Granica stabilnosti, tj. momenat pojave samopobudnih vibracija, određuje se prema dominantnom uticaju regenerativnog efekta. S druge strane, oscilatorne karakteristike konstrukcije alatne mašine, pre svega položaji glavnih pravaca oscilovanja u odnosu na normalu na obradje-



Sl.2. Model koordinatne veze

nu površinu, primenjene su za postavljanje modela koordinatne sprege kako je Tlusti [4] definisao (slika 2). Prema razmatranjima u [5], stabilnost sa koordinatnom vezom može se smatrati kao poseban slučaj regenerativne stabilnosti. Veza između postavljene pravca dejstva sile i normale na obradjevu površinu, koje zaklapaju ugao β , određuje se preko indirektnih karakteristika $a + jb$, kao

$$x = (a + jb)dF \quad (7)$$

Pogodnim transformacijama izraza (7), i korišćenjem uslova za granicu stabilnosti, gde je $|x| = |x_T|$, dobija se vrednost za koeficijent debljine strugotine

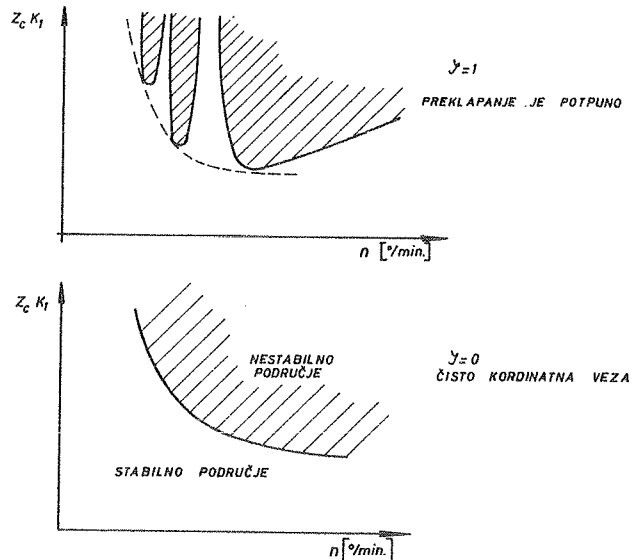
$$z_c \cdot k_1 = f(n) \quad (8)$$

gde su: z_c = broj sečiva u zahvatu sa radnim predmetom, i

n = broj obrtaja za razmatrane slučajeve.

Vrednosti koeficijenta preklapanja se kreću u intervalu $\xi = 0 - 1,0$.

Za $\xi = 0,0$ dinamički sistem je sa čistom koordinatnom vezom, dok za $\xi = 1,0$ je prisutan samo regenerativni efekat (slika 3). Razlika dijagrama stabilnosti za ova dva granična slučaja sastoji se u obliku zona nestabilnog i stabilnog rada mašine.



Sl. 3. Izgled dijagrama stabilnosti za dve vrednosti koeficijenta preklapanja

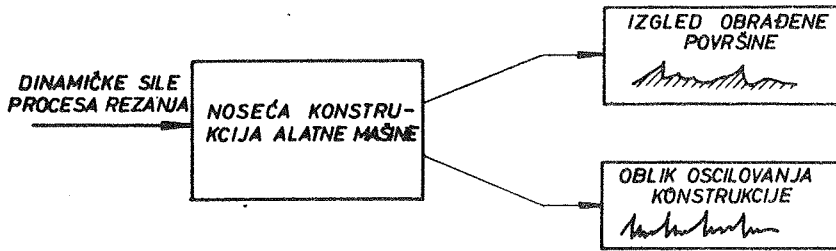
U oblasti stabilnog rada mašine prisutne su samo prisilne vibracije, dok nestabilan rad karakteriše pojava samopobudnih vibracija. Momenat pojave samopobudnih vibracija praćen je naglim porastom amplitude oscilovanja dinamičkog sistema alatne mašine.

3. Statistička identifikacija prinudnih i samopobudnih vibracija kod alatnih mašina

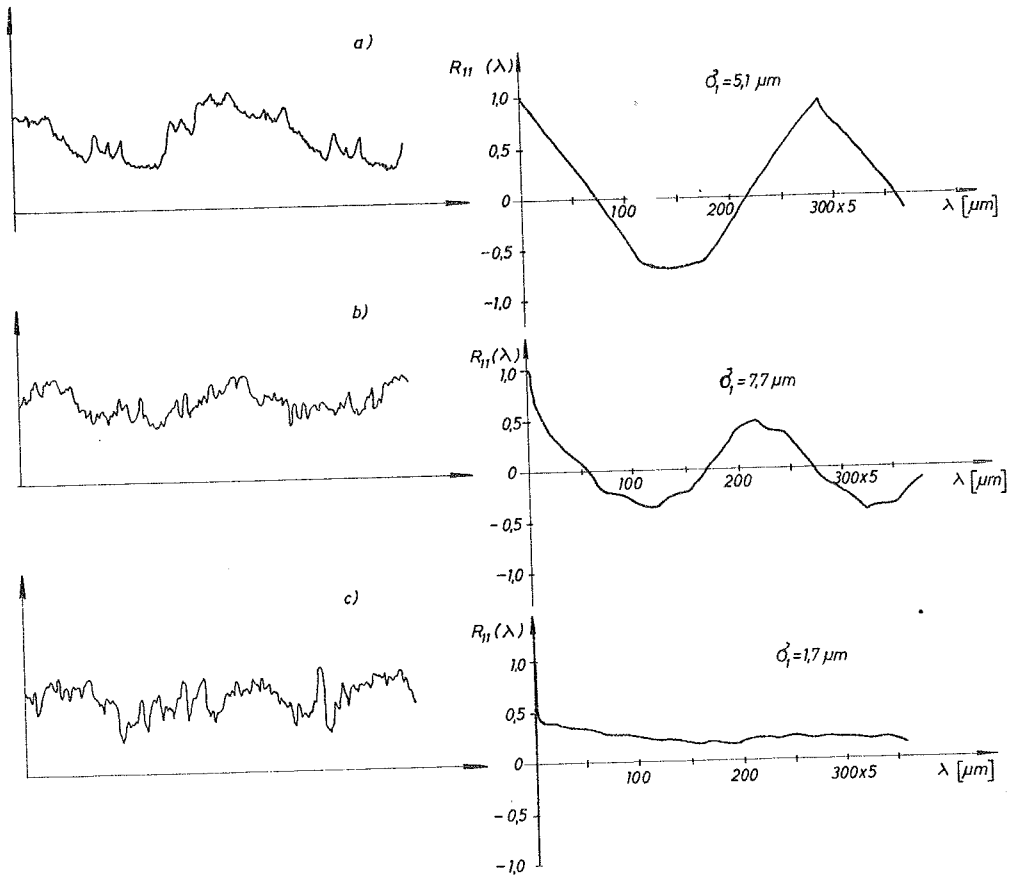
Navedena teorijska razmatranja polaze od determinističkog koncepta. To omogućuje analitičko opisivanje pojava i iznalaženje oblasti stabilnog i nestabilnog rada sistema. Uprošćeni model kompleksne strukture alatne mašine dat je na slici 4. Ulaz u noseću konstrukciju alatne mašine je procez rezanja, koji može da se reprezentuje preko dinamičkih otpora rezanja, dok su kao izlaz navedeni izgled obradjene površine i dinamičko ponašanje konstrukcije (oblik vibracija).

Za pojedine vrste obrade dobijeni su različiti izgledi obradjenih površina, koji ne mogu da se opišu izrazom (6). Kao primer se navode AM.1.8

površine dobijene glodanjem, rendisanjem i brušenjem (slika 5) prema [6]. Ove površine odgovaraju stabilnom radu mašina, tako da nisu prisutne samopobudne vibracije. Očigledno je da su funkcije slučajno-pe-



Sl. 4. Model kompleksne strukture alatne mašine

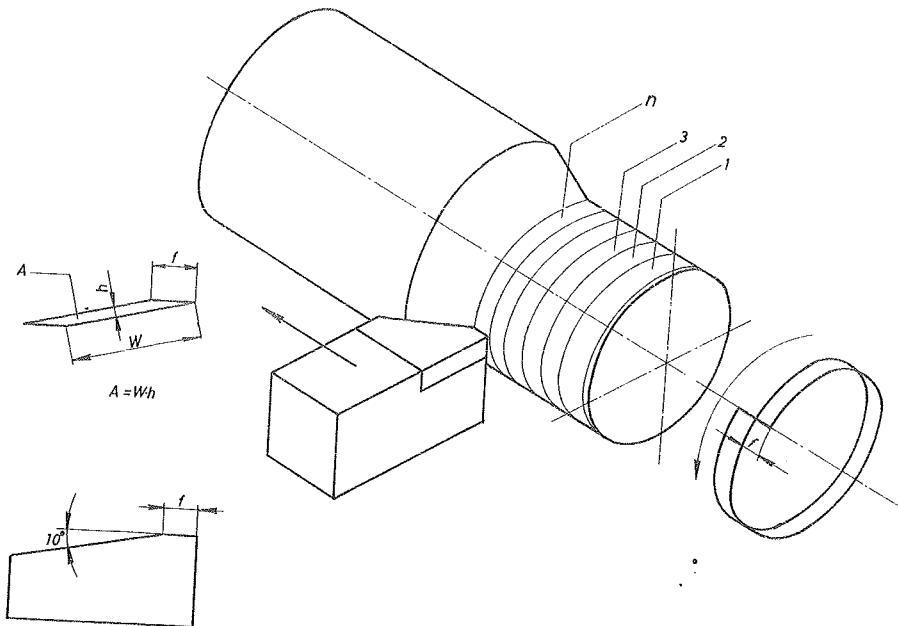


Sl. 5. Statistička identifikacija površina a) pri glodanju, b) pri rendisanju, i c) pri brušenju

riodičnog ili slučajnog karaktera. Statističkom obradom u vremenskom domenu dobijene su odgovarajuće korelacione funkcije, koje pogodnije identifikuju obradjene površine. Površina dobijena glodanjem ima dominantnu periodičnu komponentu, dok je pri rendisanju obradjena površina slučajno-periodičnog karaktera. Brušena površina je izrazito slučajnog karaktera, što se jasno vidi iz oblika korelacione funkcije.

Navedena istraživanja ukazuju da je model regenerativnog efekta daleko komplikovaniji nego što je navedeno u prethodnom naslovu.

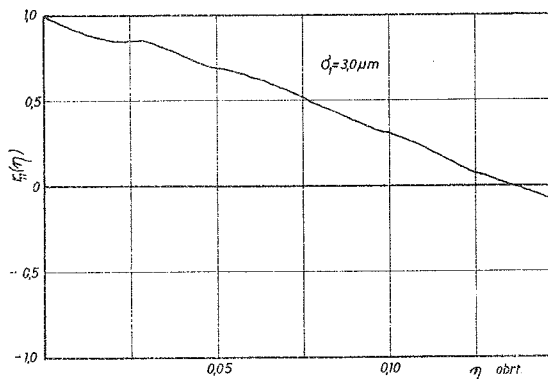
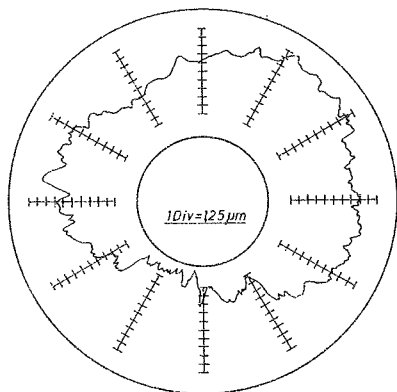
Upoređenjem obradjenih površina, pri stabilnom radu mašine, kada su prisutne samo prinudne vibracije, i pri pojavi samopobudnih vibracija, može se izvršiti identifikacija dinamičkog stanja i konstrukcije mašine. Kao primer se navode rezultati ispitivanja pri obradi na strugu [7]. Oblik obradjene površine je kontrolisan u radijalnom pravcu. Prema postavljenom modelu alata i radnog predmeta izabrani su režimi obrade (slika 6) koji odgovaraju stabilnom radu mašine, pojavi samopobudnih vibracija i izrazitom podrhtavanju (samopobudne vibracije velikog intenziteta).



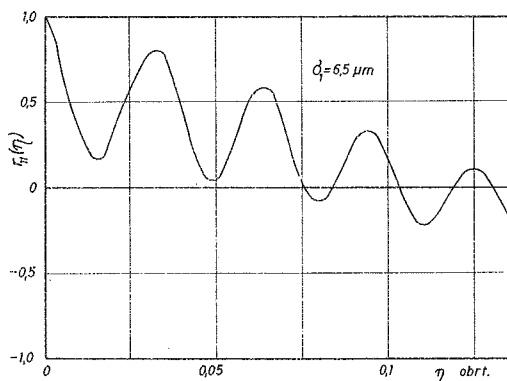
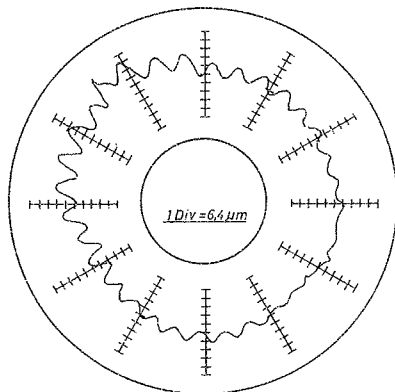
Sl. 6. Model alat - radni predmet za identifikaciju površine u radijalnom pravcu

Na slici 7 dat je izgled obradjene površine pri stabilnom radu mašine

i odgovarajuća korelaciona funkcija. Oblik korelacione funkcije pokazuje da nema periodičnih komponenta, i da je monotono opadajuća funk-



Sl. 7. Identifikacija površine u radijalnom pravcu pri stabilnom radu cijs dobijena superpozicijom geometrijskih i slučajnih uticaja. Za prelazno dinamičko stanje, kada su prisutne samopobudne vibracije, karakteristično je, da su, pored slučajnih, prisutni i periodični uticaji oscilovanjajs dinamičkog sistema mašine (slika 8). I ovde je pri-

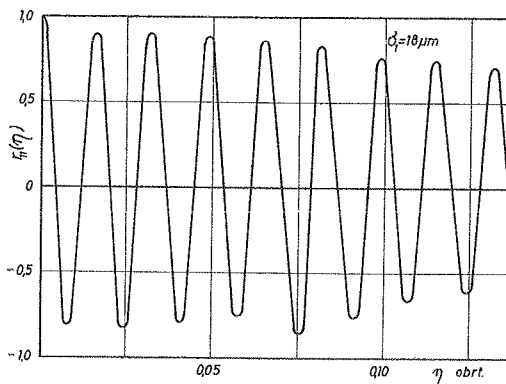
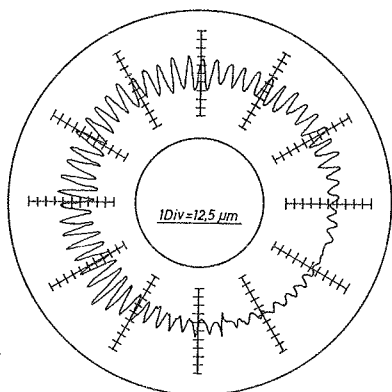


Sl. 8. Identifikacija površine u radijalnom pravcu pri prelaznom dinamičkom stanju

sutan uticaj geometrije radnog predmeta. U trećem primeru (slika 9) izrazita je sopstvena učestanost dinamičkog sistema struga, što je naročito izraženo na korelacionoj funkciji površine, koja je dobijena pri ovom režimu obrade.

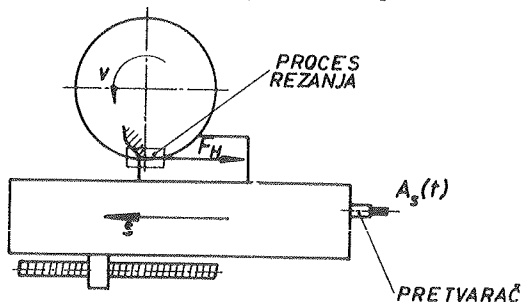
Pored posrednog načina koji bazira na analizi obradjene površine, iden-

tifikacija prinudnih i samopobudnih vibracija vrši se i direktno pra-



Sl. 9. Identifikacija površine u radialnom pravcu pri samopobudnim vibracijama

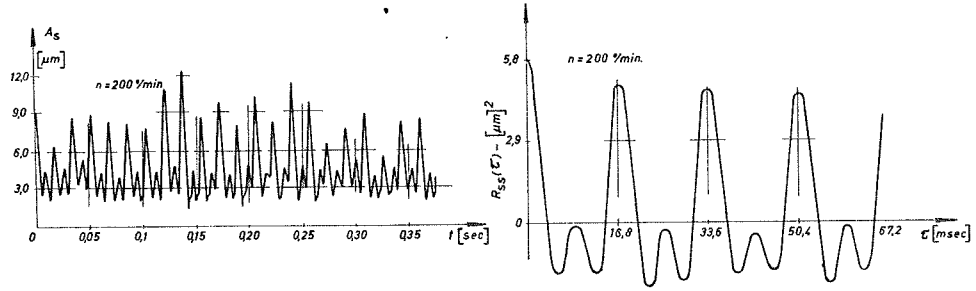
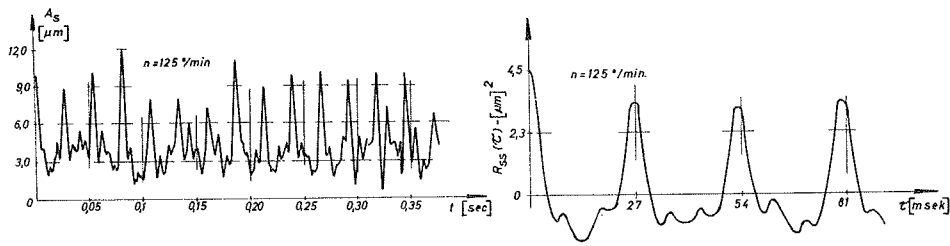
ćenjem dinamičkog ponašanja noseće konstrukcije alatne mašine. Analizom oscilovanja konstrukcije direktno u procesu rezanja, mogu se identifikovati režimi stabilnog i nestabilnog rada mašine. Tako je izvršena kompleksna analiza horizontalne glodalice [8]. Ovde se, kao primer, navodi statistička identifikacija dinamičkog ponašanja radnog stola (slika 10). Prethodno je izvršena analiza dinamike procesa rezanja za dva režima obrade i utvrđeno je da je reč o slučajno-periodičnim pojavama, čime je određen i karakter ulaza u dinamički sistem radnog stola.



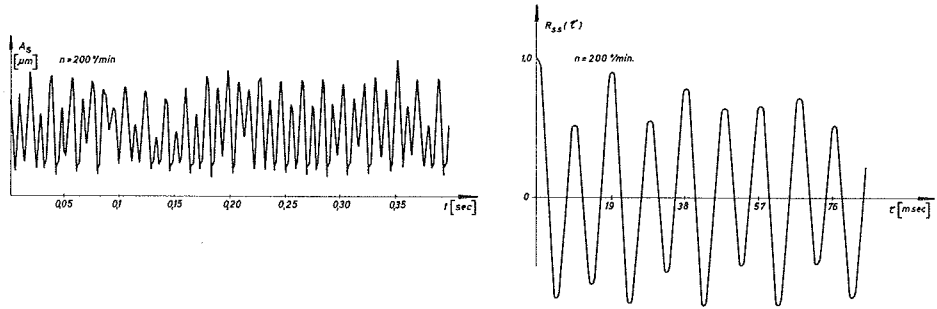
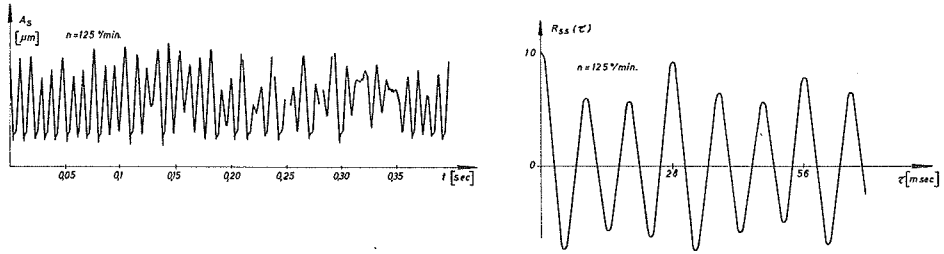
Sl.10. Statistička identifikacija dinamičkog ponašanja radnog stola

Pri horizontalnom glodanju javljaju se prinudne vibracije. Tako je u oblasti stabilnog rada mašine dominantan uticaj učestanosti po zubu, što se dobija iz vremenskih i korelacionih funkcija (slika 11). Prisutni su i viši harmonici, ali njihov je uticaj mali. Korelaciona funkcija za $n = 200$ o/min pokazuje da je prisutan i neki viši harmonik, koji je određen dinamičkim osobinama radnog stola.

Za drugu grupu ogleada, ali pri radu mašine u nestabilnom području kada su prisutne i prinudne učestanosti po zubu, dobijen je izrazit uticaj sopstvenih učestanosti radnog stola (slika 12). Za $n = 125$ o/min



S1.11. Statistička identifikacija prinudnih vibracija pri glodanju



S1.12. Statistička identifikacija samopobudnih vibracija pri glodanju

dobijena su dva vrha za jednu periodu po zubu, dok je za $n=200$ o/min, već ranije uočena amplituda više učestanosti, sada izrazitog intenziteta. To je za oba slučaja sopstvena učestanost stola $f \approx 108$ [Hz]. Ova je analiza izvedena za grupu od devet ogleada i izvršena je analiza rezultata i u frekventnom domenu iznalaženjem spektara snage.

4. Zaključne napomene

Navedeni pregled metoda identifikacije prinudnih i samopobudnih vibracija ukazuje na potrebne pravce dalje analize.

Pre svega, istraživanja treba vezati za ispitivanje dinamičkog ponašanja alatne mašine direktno u procesu rezanja. Izvodjenjem dinamičkog bilansa konstrukcije alatne mašine praćenjem ulaza i izlaza, mogu se utvrditi granice stabilnog i nestabilnog rada mašine, preko identifikovanja samopobudnih vibracija. Ovde se daje prednost dinamičkoj analizi noseće konstrukcije, iako je pokazana dobra korelacija između izgleda obradjene površine i dinamičkog stanja mašine. Analiza dinamike alatne mašine daje podatke o kvalitetu izvedenog sistema i o mogućim pravcima njenog poboljšanja, a predstavlja jednu od polaznih tačaka za uvođenje adaptivno upravljačkih sistema.

5. Literatura

- [1] Kaširin, A., Issledovanie vibracii pri rezanij metalla, Akademiya nauk SSSR, Moskva (1944)
- [2] Tobias, A.S., Machine Tool Vibration, Blackie, London (1965)
- [3] Kudinov, A.V., Dinamika stankov, Mašinstroenie, Moskva (1967)
- [4] Tlusty, J., Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen, Veb Verlag Technik, Berlin (1962)
- [5] Sweeney, Go, Tobias, A.S., An Algebraic Method for the Determination of the Dynamic Stability of Machine Tools, Proc.Int.Prod. Eng., Res., Conf., Pittsburg (1963)
- [6] Peklenik, J., Kubo, M., A Basic Study of a Three Dimensional Assesment of the Surface Generated in a Manufacturing, 17-th CIRP (1967)
- [7] Peklenik, J., Gartner, J., Workpiece Accuracy Criterion for the Dynamic Machine Tool Acceptance Test, 7-th Int. MTDR Conf., Birmingham (1966)
- [8] Milačić, R.V., Analiza dinamike horizontalne glodalice primenom korelacione teorije, Doktorska disertacija, Beograd (1968)

V. R. M i l a č i ć

Forced and Self-Excited Machine-Tool Vibration

The machining of metals is accompanied by forced and, often, self-excited vibration. The forced vibration does not present any, basically new, problem. However, with self-excited vibration the picture is quite different. The physical causes underlying the mechanism are still not fully understood. The results of self-excited vibration research have been discussed according to the deterministic and the probabilistic concept. The last mentioned concept has been applied in turning and milling operations.

P. S t a n k o v i ć x)

PRINCIPI TIPIZACIJE MAŠINA ALATKI S OBZIROM NA NJIHOVO
EKSPLOATACIJSKO ISKORIŠĆENJE xx)

Uvod. - Za postizanje optimalnih uslova iskorišćenja glavnih karakteristika mašina alatki potrebno je, pre svega, da se obezbedi uskladenost između radnog predmeta i mašine. Ova uskladenost treba da bude višestрана, pri čemu se kao najbitnije ističu dimenzijska, režimska i energetska uskladenost.

U ovom radu će biti prikazani samo osnovni principi, koji su poslužili kao baza za rešenje postavljenog problema u okviru citiranog naučnoistraživačkog projekta, u kome je, s jedne strane, vršeno posmatranje velikog broja operacija i zahvata, kao i mašina, dok su, s druge strane, postavljene definicije izvesnih tehnoloških pokazatelja, koji su omogućili da se snimljeni tehnološki podaci obrade i statistički ispituju. Principi tipizacije mašina alatki, koji su u pomenutom naučnoistraživačkom projektu bili izvedeni za sve glavne mašine alatke za obradu rezanjem i bez rezanja i koji su u krajnjoj liniji doveli do konkretnog predloga za standardizaciju i tipizaciju mašina alatki s obzirom na eksploatacijske uslove, biće ovde zbog ograničenog prostora izloženi samo za strug. Za ostale vrste mašina je osnovna principiska koncepcija uglavnom identična slučaju struga.

Definicije tehnoloških pokazatelja. - U cilju svestrane ocene uskladenosti između radnog predmeta i mašine, bilo je potrebno da se definišu sledeći tehnološki pokazatelji.

x) Dr. Pavle Stanković, dipl.ing., redovni profesor Mašinskog fakulteta, naučni savetnik Instituta za alatne mašine i alate, Beograd, ul. 27 marta br. 80.

xx) Rad baziran na rezultatima naučnoistraživačkog projekta "Principi tipizacije i standardizacije mašina alatki", ostvaren pod rukovodstvom autora saradnjom Instituta za alatne mašine i alate, Beograd, Instituta za alatne strojeve, Zagreb i Instituta za strojništvo, Ljubljana.

Definicija stepena složenosti obrade postavlja se [1] na osnovu uporedjenja proizvodnosti posmatranog radnog predmeta određene složenosti i idealno prostog radnog predmeta. Na taj način dobija se sledeći izraz za stepen složenosti

$$C_S = \frac{1 + \frac{1,8}{2 - \eta_a} \cdot \frac{t_{pB}}{t_{gB}}}{\frac{G_0}{G}}, \quad (1)$$

gde je $\eta_a = \frac{t_a}{t_k}$ odnosno automatskog vremena rada prema ukupnom vremenu jednog ciklusa, i ovaj odnos predstavlja stepen automatizacije koji se u opštem slučaju kreće između 0 i 1, dok za mašine sa automatskim glavnim kretanjem između 0,2 i 1. Odnos $\frac{G_0}{G}$ predstavlja stepen iskorišćenja materijala, kao odnos težina gotovog radnog predmeta i sirovog materijala, dok odnos $\frac{t_{pB}}{t_{gB}}$ odgovara odnosu pomoćnog prema glavnom vremenu pri obradi radnog predmeta određene složenosti. Uvodjenjem stepena automatizacije η_a u izraz (1) svodi se stepen složenosti na slučaj neautomatske mašine, što omogućuje jednoobrazno uporedjenje.

Stepen složenosti klasifikuje se u četiri klase, prema kojima se C_S kreće između 1 (donja granica male složenosti) i 20 (gornja granica znatne složenosti).

U cilju sagledavanja dimenzijske, režimske i energetske uskladenosti definiše se eksploatacijski stepen iskorišćenja [2] izrazom

$$\eta_e = \frac{(K_r + a_1 K_d)^2 \cdot K_p \cdot K_S^\omega}{(K_r + a_1) \cdot (1 + a_1 K_d)}, \quad (2)$$

gde K_d , K_r i K_p predstavljaju faktore dimenzijskog, režimskog i energetske iskorišćenja mašine, na osnovu kojih se definišu odgovarajući proizvodni stepeni iskorišćenja η_{Q_1} , η_{Q_2} i η_{Q_3} . Eksploatacijski stepen iskorišćenja η_e dobija se tada kao proizvod parcijalnih proizvodnih stepena iskorišćenja. U jednačini (2) predstavlja K_S odnos iskorišćenog prema maksimalnom koraku, dok je $a_1 = \frac{t_p}{t_g}$ odnos pomoćnog prema glavnom vremenu, nadjzen na osnovu stvarnih uslova na mašini.

Stabilnost radnih predmeta određuje se na osnovu stepena stabilnosti radnih predmeta [3]. On se definiše u zavisnosti od odnosa $\frac{L}{D}$, dužine prema prečniku radnog predmeta, pri čemu je na osnovu proračuna AM.2.2

deformacije radnog predmeta nadjena granična vrednost odnosa $\frac{L}{D}$ u zavisnosti od tolerantnog polja i od načina stezanja radnog predmeta.

Pored navedenih pokazatelja korišćeni su i sledeći pokazatelji koji bliže definišu radni predmet: klasifikacija radnih predmeta, stepen iskorišćenja materijala, način stezanja radnih predmeta.

Princip formiranja familija mašina alatki. - Da bi se tipizacija mašina alatki mogla postaviti u vidu familija mašina, bilo je potrebno da se prethodno definiše princip formiranja familija mašina alatki [4].

Ovaj princip zasniva se na podeli jedne šire eksploatacijske oblasti (posebno kod univerzalnih mašina) na nekoliko užih, tako da je maksimalni pad proizvodnosti za pojedine članove znatno manji od pada proizvodnosti kod jedne univerzalne mašine široke eksploatacijske oblasti, za slučaj nepotpunog iskorišćenja glavnih karakteristika mašine.

Na osnovu posmatranja zapreminske i površinske proizvodnosti nadjeni su odnosi između pojedinih glavnih karakteristika mašina kao članova familije, što je kasnije i bilo korišćeno pri postavljanju glavnih karakteristika za svakog člana takve familije mašina.

Ako se odnos optimalnih prečnika za dva susedna člana familije obeleži sa $\frac{D_i}{D_{i+1}} = \phi$ a odnos maksimalnih koraka za te članove sa $\frac{s_{i\max}}{s_{i+1\max}} = \phi_1$, dobiće se za ta dva susedna člana familije, ako je $\phi = \phi_1$ (što odgovara optimalnim uslovima):

$$\text{odnos između maksimalnih pogonskih snaga} \quad \frac{P_i}{P_{i+1}} = \frac{1}{\phi^{z(x+y)}},$$

$$\text{odnos između maksimalnih glavnih otpora rezanja} \quad \frac{F_{i\max}}{F_{i+1\max}} = \phi^{x_1+y_1},$$

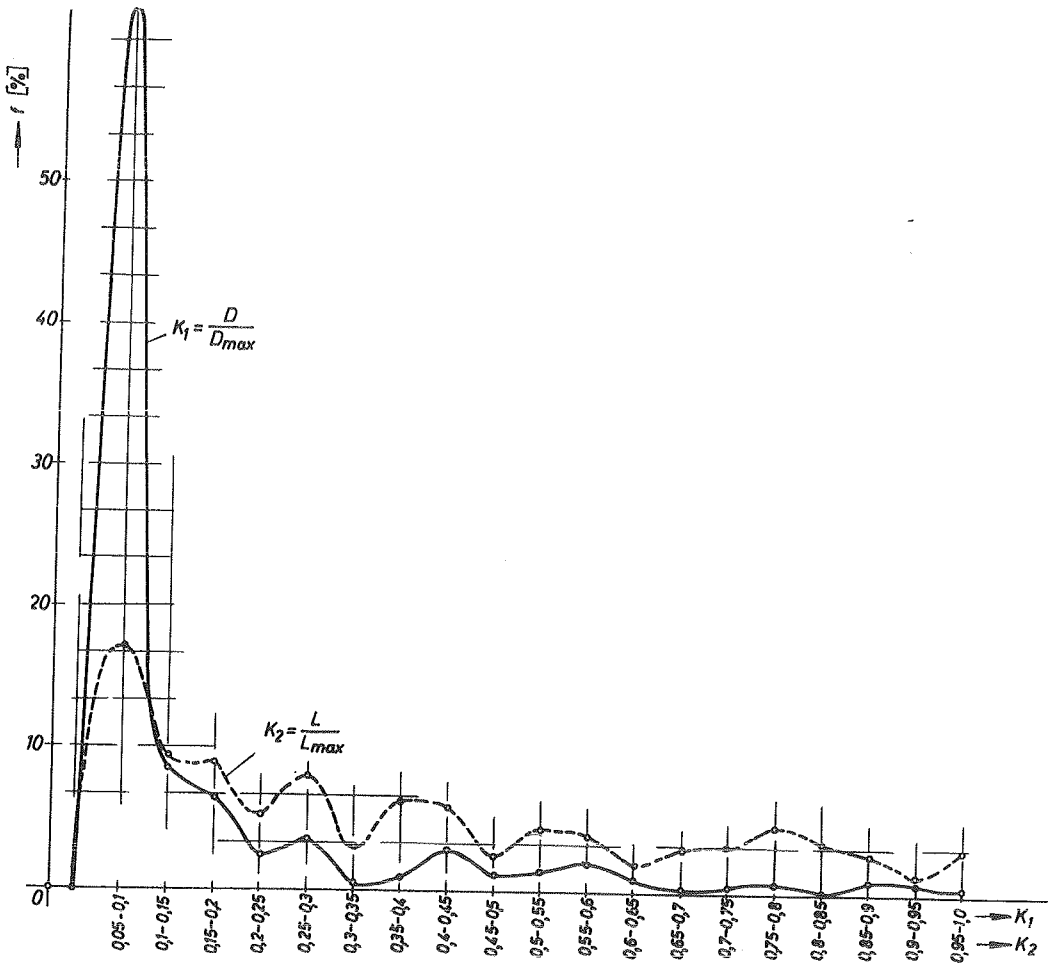
$$\text{odnos između maksimalnih obrtnih momenata} \quad \frac{M_i}{M_{i+1}} = \phi^{1+x_1+y_1},$$

$$\text{odnos između minimalnih brojeva obrta} \quad \frac{n_{i\min}}{n_{i+1\min}} = \frac{1}{\phi^{1+x+y}},$$

$$\text{odnos između maksimalnih brojeva obrta} \quad \frac{n_{i\max}}{n_{i+1\max}} = \frac{1}{\phi}.$$

U gornjim izrazima je $z = 1 - \frac{x_1 + y_1}{x + y}$, gde su x i y konstante iz zakona za brzinu rezanja a x_1 i y_1 konstante iz zakona za glavni otpor rezanja.

Eksploatacijsko iskorišćenje mašina. - Na osnovu obimne anketne akcije ispitivanja velikog broja operacija u proizvodnji i na osnovu nadjerenih brojnih vrednosti za napred pomenute tehnološke pokazatelje, dobijena je posle obrade tih podataka detaljna slika iskorišćenja mašina. Ova anketa je sprovedena posmatranjem oko 5300 operacija na oko 116 različitih mašina za obradu rezanjem i bez rezanja u raznim preduzećima naše mašinogradnje (16 preduzeća) u vremenskom periodu od oko 6 meseci. Pošto je za svaku operaciju snimljeno po 15 podataka, to je ukupni broj podataka, na ovakav način dobijen, oko 80.000. Pored ovoga vršena je i analiza glavnih karakteristika za oko 1000 izvedenih mašina različitih tipova i proizvođača, i to kako za obradu rezanjem, tako i za obradu bez rezanja, pored analize glavnih karakteristika mašina prema inostranim standardima.



Za univerzalne strugove, na koje će se ovde ograničiti rasmatranja, anketni podaci su, pored ostaloga, dali sledeće rezultate iskorišćenja mašina, izražene aritmetičkim sredinama.

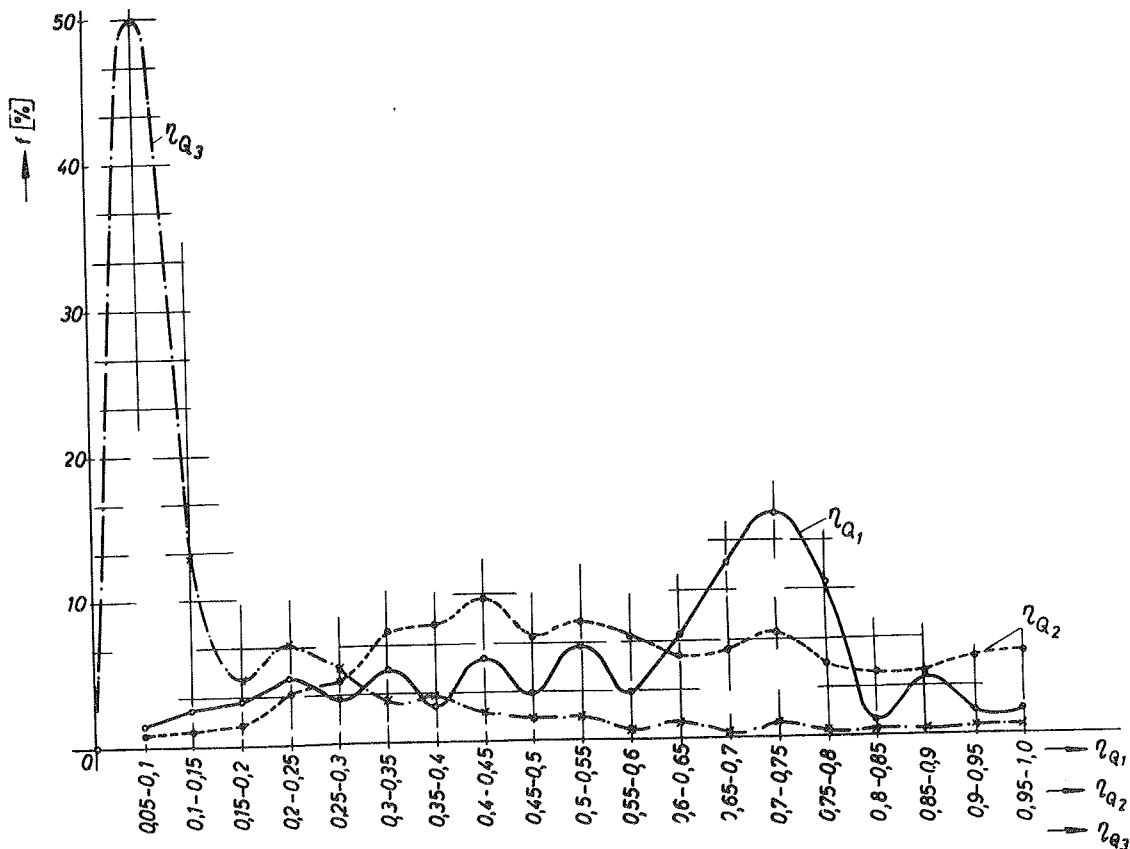
Faktor dimenzijskog iskorišćenja $K_d = K_1 \cdot K_2$, kao proizvod odnosa iskorišćenih dimenzija radnog predmeta prema maksimalno mogućim radnim dimenzijama, mašine, pokazuje sledeće vrednosti aritmetičkih sredina za odnose:

za odnos prečnika radnog predmeta $K_1 \approx 0,17$,

za odnos dužina radnog predmeta $K_2 = 0,39$.

Slika 1 pokazuje zavisnost izmedju K_1 i K_2 s jedne strane i procentualne frekvencije f s druge strane.

Faktor režimskog iskorišćenja, kao proizvod odnosa iskorišćenog broja obrta i iskorišćenog koraka prema optimalnim, izražen je sledećim vrednostima aritmetičkih sredina: $K_r = \frac{n}{n_i} \cdot \frac{s}{s_i} = 0,35 \cdot 0,13 = 0,045$.



Slika 2

Faktor energetskega iskoriščenja, koji odgovara odnosu iskorišćene snage prema maksimalnoj pogonskoj snazi, pokazuje sledeću vrednost aritmetičke sredine: $K_p = \frac{P}{P_{\max}} = 0,26$.

Slika 2 prikazuje proizvodne stepene iskorišćenja η_{Q_1} , η_{Q_2} i η_{Q_3} koji odgovaraju dimenzijskom, režimskom i energetsom iskorišćenju. Ovi proizvodni stepeni iskorišćenja definisani su na osnovu odgovarajućih faktora iskorišćenja u vidu odnosa proizvodnosti pri nepotpunom i potpunom dimenzijskom, režimskom, odnosno energetsom iskorišćenju mašine. Može se konstatovati da je iskorišćenje mašina nezadovoljavajuće za sva tri vida iskorišćenja.

Ispitivanje faktora zapreminske proizvodnosti. - Odnos maksimalne prema iskorišćenoj snazi može se prikazati u vidu

$$\frac{P_{\max}}{P} = \frac{C_k \cdot \delta_{\max}^{x_1} \cdot s_{\max}^{y_1} \cdot \pi \cdot D_{i_0} \cdot n_i}{C_k \cdot \delta_{\max}^{x_1} \cdot s_{\max}^{y_1} \cdot \pi \cdot D \cdot n} = \frac{1}{K_p}$$

ili

$$\left(\frac{\delta_{\max}}{\delta}\right)^{x_1} \cdot \left(\frac{s_{\max}}{s}\right)^{y_1} \cdot \frac{D_{i_0}}{D} \cdot \frac{n_i}{n} = \frac{1}{K_p}$$

S druge strane je $v_i = \frac{C_v}{\delta_{\max}^{x_1} \cdot s_{\max}^{y_1}} = \pi \cdot D_{i_0} \cdot n_i$ i $v = \frac{C_v}{\delta^{x_1} \cdot s^{y_1}} = \pi \cdot D \cdot n$,

gde su D , δ i s vrednosti koje odgovaraju nepotpunom iskorišćenju tih veličina. Iz odnosa brzina dobiće se

$$\frac{v_i}{v} = \left(\frac{\delta}{\delta_{\max}}\right)^{x_1} \cdot \left(\frac{s}{s_{\max}}\right)^{y_1} = \frac{D_{i_0}}{D} \cdot \frac{n_i}{n}$$

ili

$$\frac{\delta_{\max}}{\delta} = \left(\frac{D_{i_0}}{D}\right)^{-\frac{1}{x_1}} \cdot \left(\frac{n_i}{n}\right)^{-\frac{1}{x_1}} \cdot \left(\frac{s_{\max}}{s}\right)^{-\frac{y_1}{x_1}}$$

Zamena u gornjoj jednačini za odnos snaga daje

$$\left(\frac{D_{i_0}}{D}\right)^{1-\frac{x_1}{x_1}} \cdot \left(\frac{n_i}{n}\right)^{1-\frac{x_1}{x_1}} \cdot \left(\frac{s_{\max}}{s}\right)^{y_1-\frac{x_1 y_1}{x_1}} = \frac{1}{K_p}$$

Pošto je u proseku optimalni prečnik $D_{i_0} \approx 0,75 \cdot D_{\max}$ to je

$$\left(\frac{0,75 \cdot D_{\max}}{D}\right)^{1-\frac{x_1}{x_1}} \cdot \left(\frac{n_i}{n}\right)^{1-\frac{x_1}{x_1}} \cdot \left(\frac{s_{\max}}{s}\right)^{y_1-\frac{x_1 y_1}{x_1}} = \frac{1}{K_p}$$

ili odnos optimalnog broja obrta n_i zapreminske proizvodnosti prema iskorišćenom broju obrta n ,

$$\frac{n_i}{n} = \left(\frac{1}{K_p}\right)^{\frac{x}{x-x_1}} \cdot \left(\frac{s_{\max}}{s}\right)^{\frac{xy_1-x_1y}{xy_1-x_1y}} \cdot \left(\frac{0,75 \cdot D_{\max}}{D}\right)^{\frac{x}{x-x_1}}$$

Prema statističkim podacima, dobijenim anketom, je za univerzalne strugove aritmetička sredina odnosa: $K_p = \frac{P}{P_{\max}} = 0,26$; $\frac{D_{\max}}{D} = \frac{1}{0,17}$; $\frac{s_{\max}}{s} = \frac{1}{0,13}$. Tada se dobija zamenom da je, približno za sve ugljenične čelike,

$$\frac{n_i}{n} = \left(\frac{1}{0,26}\right)^{\frac{1}{2,85}} \cdot \left(\frac{1}{0,13}\right)^{\frac{1}{1,76}} \cdot \left(\frac{0,75}{0,17}\right)^{\frac{1}{2,85}} \approx 0,12$$

dok se za liveno gvoždje dobija $\frac{n_i}{n} = 0,17$.

Pošto je na osnovu anketnih podataka $\frac{n}{n_{\max}} = 0,35$, to je za čelike, koji su merodavni za optimalnu vrednost oblasti regulisanja, $n_i = 0,12n = 0,12 \cdot 0,35n_{\max}$ ili $n_i = 0,045 \cdot n_{\max}$.

Ispitivanje faktora površinske proizvodnosti. - Faktor režimskog iskorišćenja, prema ranijem, jednak je $K_r = \frac{n \cdot s}{n_i \cdot s_i}$. Da bi se postiglo potpuno režimsko iskorišćenje mašine, pri punom iskorišćenju pogonske snage, trebalo bi K_r biti jednako jedinici. Tada bi bilo $\frac{n}{n_i} \cdot \frac{s}{s_i} = 1$, odnosno $n = n_i \frac{s_i}{s}$.

Rezultati anketiranja pokazuju da je aritmetička sredina odnosa $\frac{s_i}{s} = \frac{1}{0,13}$, i ako se ovakav odnos usvoji kao merodavan i za optimalno iskorišćenje mašine, kao odnos koraka pri gruboj obradi (zapreminska proizvodnost) i pri grubo-završnoj obradi (površinska proizvodnost), izuzimajući ovde slučaj najfinije završne obrade, dobiće se da je $n = \frac{n_i}{0,13}$. Pošto je prema ranijem $n_i = 0,045 \cdot n_{\max}$, to je

$$n = \frac{0,045}{0,13} n_{\max} \approx 0,32 \cdot n_{\max}$$

Ovako dobijeni broj obrta predstavlja optimalan broj obrta površinske proizvodnosti u odnosu na maksimalni broj obrta posmatranih mašina. Pošto je prema rezultatima anketiranja aritmetička sredina odnosa iskorišćenih prema maksimalnim brojevima obrta $\frac{n}{n_{\max}} = 0,35$, to proizilazi pri uporedjenju sa prethodnom jednačinom, da su iskorišćeni brojevi obrta u blizini optimalnih brojeva obrta površinske proizvodnosti i da su, upoređujući iskorišćene brojeve obrta sa zavisnošću između n_i i n_{\max} , iskorišćeni brojevi obrta znatno udaljeni od opti-

malnih brojeva obrta zapreminske proizvodnosti. Prema tome, iskorišćeni brojevi obrta leže između n_i i n_{\max} i to u blizini optimalnih brojeva obrta površinske proizvodnosti.

Veze između prečnika i ostalih glavnih karakteristika mašina. - Na osnovu korelacione zavisnosti između maksimalne pogonske snage i prečnika, posmatrano za 120 univerzalnih strugova različitih proizvođača, dobija se, ako se usvoji linearna zavisnost za posmatranu oblast prečnika i snage, sledeći analitički izraz

$$P_{\max} = 0,023 \cdot D_{\max} - 3,5 \text{ [KW]} . \quad (3)$$

Za odnos $K_1 = \frac{D}{D_{\max}} = 0,17$ i $K_p = \frac{P}{P_{\max}} = 0,26$ dobiće se na osnovu jednačine (3)

$$\frac{D}{P} = 0,65 \frac{D_{\max}}{0,023 \cdot D_{\max} - 3,5} \quad (3a)$$

kao odnos iskorišćenog prečnika prema iskorišćenoj snazi.

Slika 3 daje zavisnost odnosa $\frac{D_{\max}}{P_{\max}}$ i $\frac{D}{P}$ od prečnika D_{\max} . Vidi se da je za određeni nominalni prečnik D_{\max} količnik odnosa maksimalne snage P_{\max} prema odnosu $\frac{D}{P}$ konstantan i jednak $\frac{1}{0,65}$. Pošto je optimalni prečnik $D_{i0} \approx 0,74 D_{\max}$ za čelik, $0,83 D_{\max}$ za liveno gvoždje, $0,7 D_{\max}$ za bronzu i aluminijum, to je

$\frac{D_{i0}}{P_{\max}} = (0,7 - 0,83) \frac{D_{\max}}{P_{\max}}$, dok je $\frac{D}{P} = 0,65 \frac{D_{\max}}{P_{\max}}$. Ovo znači

da je odnos iskorišćenog prečnika prema iskorišćenoj snazi $\frac{D}{P} = (0,93 - 0,79) \frac{D_{i0}}{P_{\max}}$, ili drugim rečima, da je odnos maksimalnog

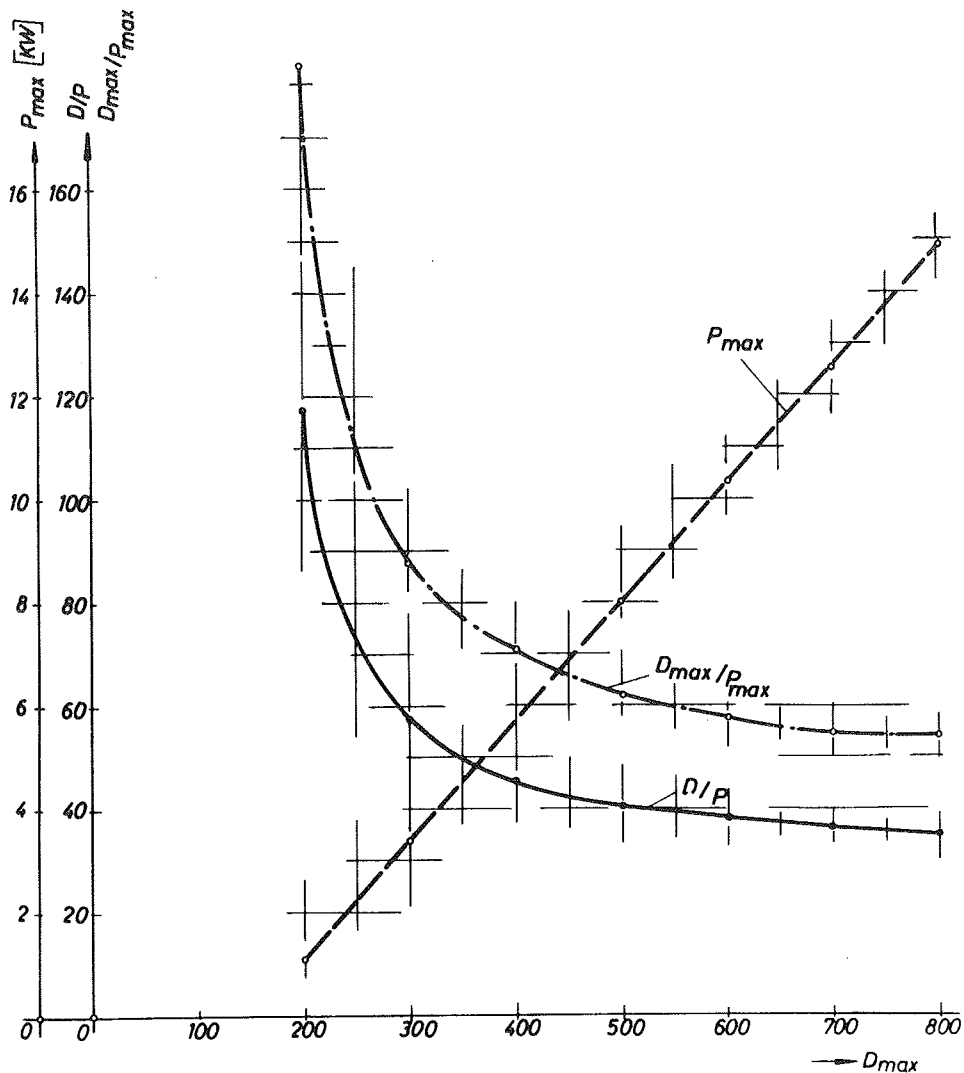
prečnika prema maksimalnoj snazi većine izvedenih mašina nešto veći od potrebnog, što znači da bi za dati maksimalni prečnik pogonska snaga trebalo da bude nešto veća (oko 15%), pri čemu se, na osnovu izvedenih operacija, može istovremeno izvući zaključak da se obrada vršila na znatno većim mašinama nego što je to potrebno (znatno veći prečnik i znatno veća snaga). Prema tome, treba izvršiti pomeranje potrebnih mašina ka mašinama manjeg maksimalnog prečnika i manje pogonske snage. Ovakav zaključak bazira na pretpostavci da je dubina rezanja odgovarala dodatku za obradu. Pri tome treba srednji odnos $\frac{D_{\max}}{P_{\max}}$,

koji važi za postojeće mašine, smanjiti za oko 15%, tj. pomnožiti sa odnosom $\frac{0,65}{0,75} = 0,85$, da bi se dobio potreban odnos $\frac{D_{\max}}{P_{\max}}$.

Ako se posmatra zavisnost snage od prečnika D_{max} za one univerzalne strugove za koje su prikupljeni anketni podaci (33 komada), dobiće se nešto drugačija zavisnost u odnosu na jednačinu (3) i to

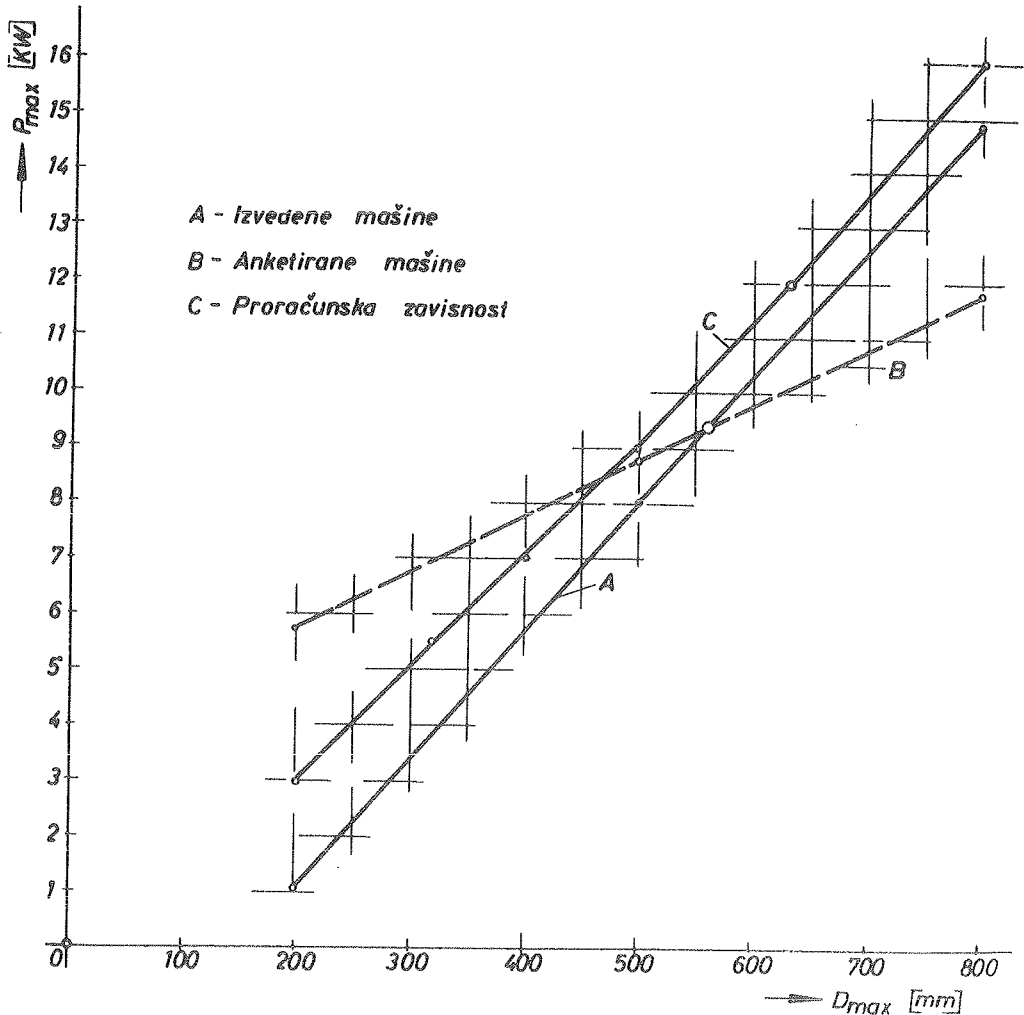
$$P_{max} = 0,01 \cdot D_{max} + 3,75 \quad , \quad (4)$$

gde su P_{max} u [kW] a D_{max} u [mm],



Slika 3

Slika 4 daje uporedjenje zavisnosti pogonske snage P_{max} od prečnika D_{max} prema jednačini (3) i (4), pri čemu se puna linija (A) odnosi na zavisnost za izvedene mašine, dok isprekidana linija (B) na an-



Slika 4

ketirane mašine. Iz uporedjenja se vidi da se obe prave seku u tački gde su srednje aritmetičke sredine vrednosti snage i prečnika približno jednake (proračunom se dobija da je aritmetička sredina prečnika u prvom slučaju 459 mm a u drugom 465 mm, dok su aritmetičke sredine za snagu 7,06, odnosno 8,4 kW). Različit nagib pravih na slici 4 može se objasniti prvo većim brojem posmatranja, a zatim i većim učešćem

većih prečnika u prvom slučaju. Prema presečnoj tački pravih $P_{\max} = f(D_{\max})$ (slika 4) za izvedene i anketirane mašine dobija se za $D_{\max} = 560$ mm da je snaga $P_{\max} = 9,3$ kW. Ako se ove vrednosti uzmu kao polazne, pošto za njih postoji podudarnost između šireg skupa izvedenih mašina i užeg skupa anketiranih mašina, mogu se ostale veličine odrediti na osnovu ranije postavljenih zavisnosti. Ako se za prečnike usvoji geometrijska promena sa $\phi = 1,25$, što odgovara eksploatacijskom stepenu iskorišćenja $\eta_e = 0,8$ sa $a_1 = 1$, imaće geometrijski red prečnika sledeći vid, ako se s obzirom na standardne prečnike kao polazna vrednost umesto $D_{\max} = 560$ mm usvoji $D_{\max} = 500$ mm,

$D_{\max} = 200$	250	315	400	<u>500</u>	630	800	1000 mm
------------------	-----	-----	-----	------------	-----	-----	---------

Maksimalna pogonska snaga P_{\max} odrediće se ako se podje od snage koja odgovara polaznom prečniku $D_{\max} = 500$ mm. Pošto je za presečnu tačku (slika 4) snaga $P_{\max} = 9,3$ kW za $D_{\max} = 560$ mm, to bi za $D_{\max} = 500$ mm trebalo usvojiti $P_{\max} = 8,4$ kW, kao srednju vrednost između jedne i druge zavisnosti, ali s obzirom na raniju konstataciju o potrebi povećanja snage za oko 15% u odnosu na iste prečnike, uzće se kao polazna veličina, koja odgovara prečniku $D_{\max} = 500$ mm, snaga od $P_{\max} \approx 9$ kW. Na osnovu nadjenih odnosa za glavne karakteristike članova familije mašina dobija se da je odnos $\frac{P_i}{P_{i+1}} = 1,3$,

uzimajući liveno gvoždje kao merodavno, pošto ono obezbeđuje veće snage u oblasti prečnika većih od polaznog. Tada se dobija pogonska snaga za pojedine članove u zavisnosti od prečnika na sledeći način:

$D_{\max} = 200$	250	315	400	<u>500</u>	630	800	1000 mm
$P_{\max} = 3$	4	5,5	7	9	12	16	21 kW

Na slici 4 prikazana je proračunska zavisnost između P_{\max} i D_{\max} (linija C). Vidi se da se ova zavisnost približava liniji zavisnosti koja odgovara izvedenim mašinama (linija A), sa nešto većim vrednostima snage za iste prečnike, dok se znatnije udaljuje od zavisnosti za anketirane mašine (linija B).

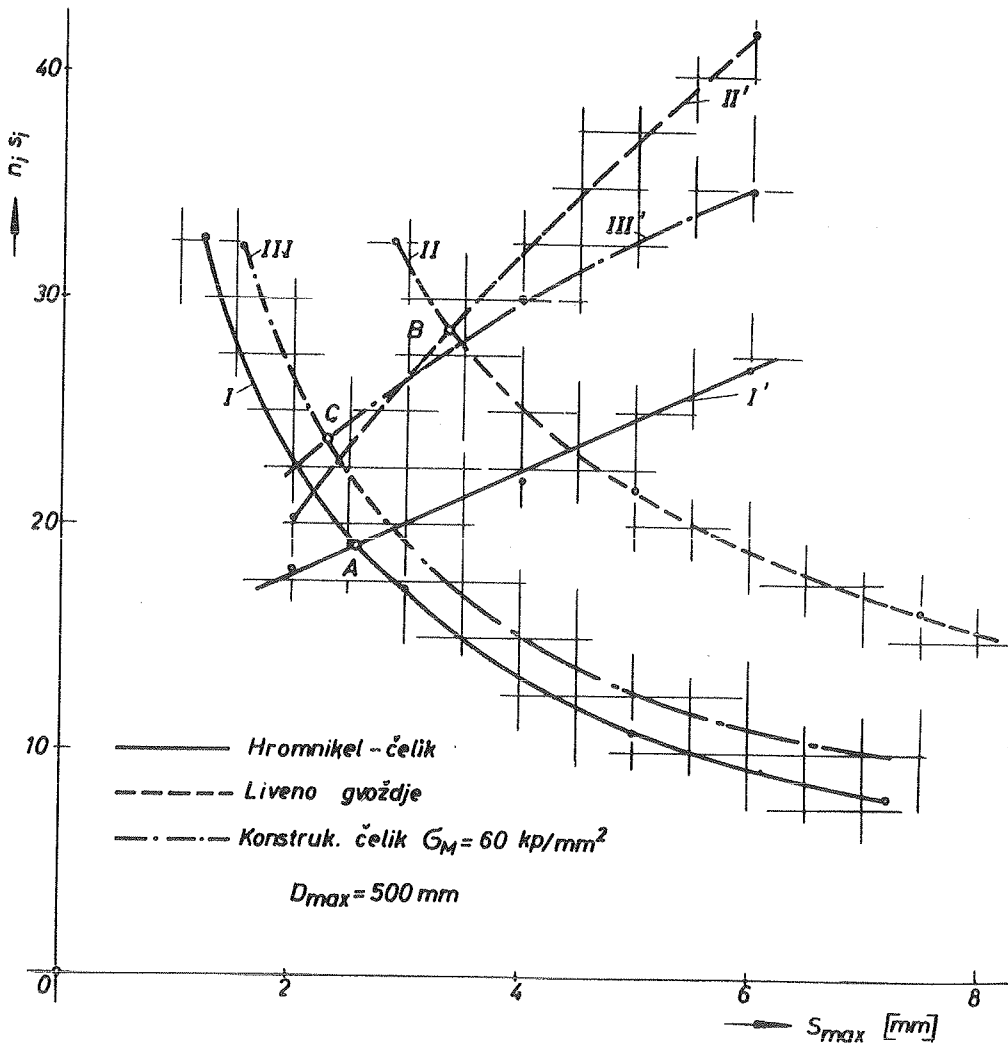
Radi odredjivanja maksimalnog koraka koji bi odgovarao polaznom prečniku $D_{\max} = 500$ mm i polaznoj snazi $P_{\max} = 9$ kW, poćće se od izraza za snagu u vidu

$$P_{\max} = \frac{C_k \cdot g^{x_1} \cdot s_{\max}^{x_1+y_1} \cdot \pi \cdot D_{i0} \cdot n_i}{6120 \cdot 1000 \cdot \eta}$$

Za hrom nikel čelik dobiće se tada $P_{\max} = 0,24 \cdot s_{\max}^{1,78} \cdot n_i$. Ovaj izraz može se napisati i u vidu $P_{\max} = 0,24 \cdot s_{\max}^{0,78} \cdot s_i \cdot n_i$ gde je $s_i = s_{\max}$. Za slučaj $P_{\max} = 9 \text{ kW}$ dobija se

$$s_{\max} = \left(\frac{37,5}{n_i \cdot s_i} \right)^{\frac{1}{0,78}}, \text{ dok za liveno gvoždje } s_{\max} = \left(\frac{69}{n_i \cdot s_i} \right)^{\frac{1}{0,73}}.$$

Na slici 5 je grafički prikazana kriva zavisnosti izmedju s_{\max} i $n_i s_i$



Slika 5

za hrom nikel čelik (kriva I), kao i linija I' zavisnosti $n_i \cdot s_i = f(s_{\max})$ koja odgovara optimalnom režimu [5]. U preseku linija I i I', gde prva odgovara zavisnosti koraka s_{\max} od proizvoda $n_i \cdot s_i$ nezavisno od postojanosti, dok je druga u zavisnosti od postojanosti, tj. odgovara istovremenom iskorišćenju i postojanosti alata i preseka strugotine, dobija se tada korak $s_{\max} = 2,5$ mm, koji odgovara optimalnom režimu (tačka A). Na istoj slici nadjen je i presek linija II i II', koji odgovara livenom gvoždju (tačka B), na osnovu kojeg se nalazi korak $s_{\max} = 3,15$ mm (standardni). Za konstrukcijski čelik jačine $\tilde{G}_M = 45$ kp/mm² dobija se

$$s_{\max} = \left(\frac{45}{n_i \cdot s_i} \right)^{\frac{1}{0,78}}$$

što na dijagramu 5 u preseku linija III i III' daje standardni korak $s_{\max} = 2,5$ mm (tačka C).

Na osnovu gornjih uporedjenja dobija se maksimalni korak $s_{\max} = 3,15$ mm (presečna tačka B) i odgovarajući proizvod $n_i \cdot s_i = 28$, odnosno $n_i \approx 9$ o/min. Na osnovu odnosa $\frac{n_i}{n_{i+1}} = \left(\frac{1}{\phi} \right)^{1+x+y}$ dobija se $\frac{n_i}{n_{i+1}} = \frac{1}{1,53} - \frac{1}{1,4}$ za čelik i liveno gvoždje. Usvaja se poslednja vrednost s obzirom na standardne brojeve obrta. Tada se koraci i minimalni brojevi obrta menjaju na sledeći način:

D_{\max}	= 200	250	315	400	<u>500</u>	630	800	1000 mm
s_{\max}	= 1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3 mm/o
n_{\min}	= 45	31,5	22,4	16	11,2	8	5,6	4 o/min

Maksimalni broj obrta dobija se na osnovu jednačine

$$n_{\max} = \frac{320 \cdot C_v}{g^x \cdot s_{\min}^{x+y} \frac{D}{z_0 \cdot \phi}}$$

gde je $s_{\min} = 0,1$ mm ; $g = 5$; $D_{i0} = 0,74 \cdot D_{\max}$; $z_0 = 2$; $\phi = 1,25$.

Tada se dobijaju maksimalni brojevi obrta n'_{\max} pri radu sa alatima od brzoreznog čelika i n''_{\max} pri radu sa alatima od tvrdog metala, ako se za odnos brojeva obrta pri radu sa alatima od tvrdog metala i brzoreznog čelika usvoji 4, umesto 3,85, koliko je dobijeno preračunavanjem:

D_{\max}	= 200	250	315	400	<u>500</u>	630	800	1000 mm
------------	-------	-----	-----	-----	------------	-----	-----	---------

$n'_{max} = 900 \quad 710 \quad 560 \quad 450 \quad 355 \quad 280 \quad 224 \quad 180 \text{ o/min}$ (alat od brzoreznog čelika)
 $n''_{max} = 3350 \quad 2800 \quad 2240 \quad 1800 \quad 1400 \quad 1120 \quad 900 \quad 710 \text{ o/min}$ (alat od tvrdog metala)

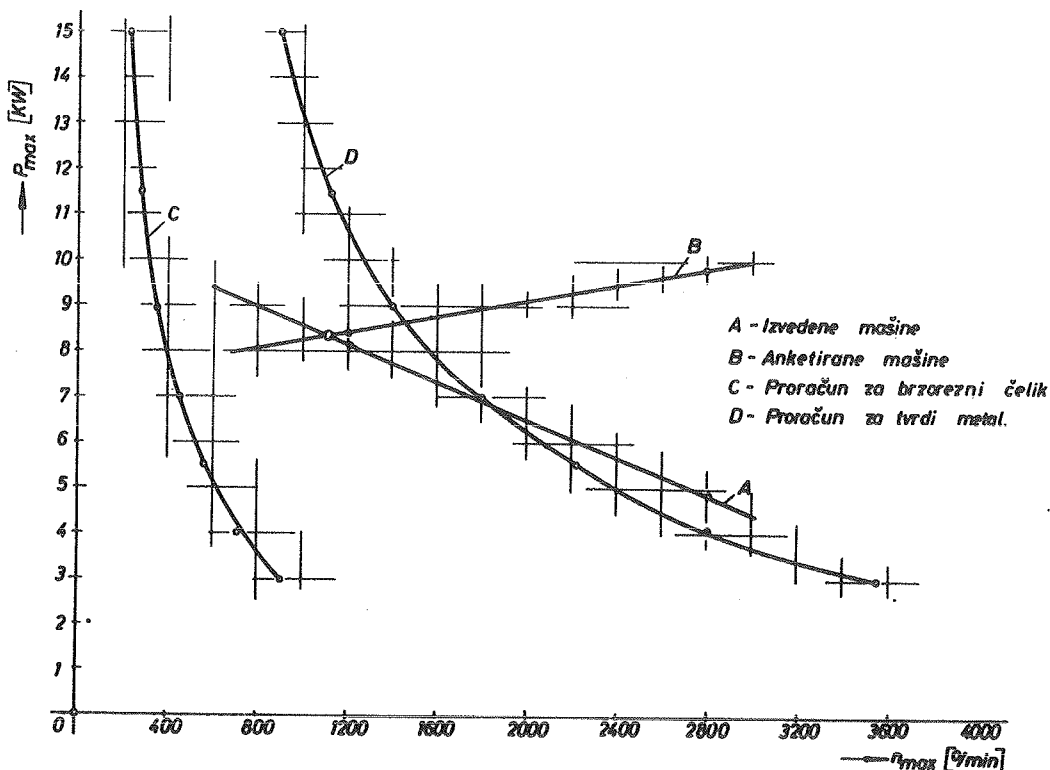
Zavisnost izmedju n_{max} i P_{max} za izvedene i za anketirane mašine ispitana je na osnovu korelacionih tabela, pri čemu je dobijena sledeća zavisnost za izvedene mašine

$$P_{max} = 10,5 - 0,002 \cdot n_{max} \quad (5)$$

a za anketirane mašine

$$P_{max} = 7,34 + 0,0009 \cdot n_{max} \quad (6)$$

Na slici 6 prikazana je zavisnost izmedju n_{max} i P_{max} i to za izvedene mašine (linija A), za anketirane mašine (linija B), kao i za proračunsku zavisnost izmedju n_{max} i P_{max} (linija C i D), pri čemu se linija C odnosi na obradu alatom od brzoreznog čelika, dok linija D



Slika 6

na obradu alatom od tvrdog metala. Vidi se da se proračunska zavisnost za obradu alatom od tvrdog metala približava zavisnosti za izvedene mašine i to pretežno u oblasti većih brojeva obrta. Na slici se vidi i izvesno odstupanje izmedju izvedenih i anketiranih mašina, pri čemu linija B pokazuje porast broja obrta sa povećanjem snage, što je nerealno. Ovo se može objasniti i manjim brojem posmatranih anketiranih mašina u odnosu na posmatrani broj izvedenih mašina.

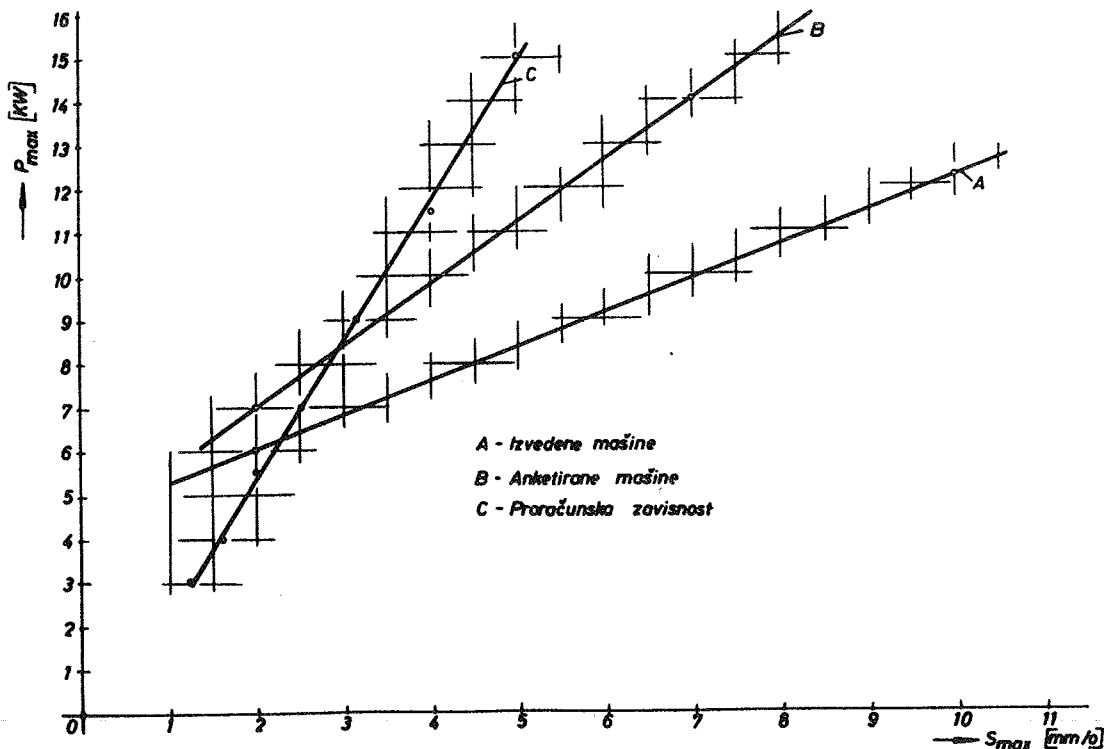
Zavisnost izmedju koraka s_{max} i pogonske snage P_{max} za izvedene i anketirane mašine nadjena je na osnovu odgovarajućih korelacionih tabela u sledećem vidu za izvedene mašine

$$P_{max} = 4,5 + 0,77 \cdot s_{max} \quad (7)$$

a za anketirane

$$P_{max} = 4,2 + 1,4 \cdot s_{max} \quad (8)$$

Slika 7 pokazuje uporednu zavisnost koraka s_{max} i snage P_{max} za izvedene mašine (linija A), anketirane mašine (linija B), kao i za proračunsku zavisnost (linija C). Proračunska zavisnost nadjena je na os-



Slika 7

novu ranijeg rasmatranja a u vezi slike 5.

Uporedjenje zavisnosti prema slici 7 pokazuje da proračunska zavisnost kod manjih vrednosti pogonske snage daje manje maksimalne korake u odnosu na izvedene i anketirane mašine, dok za veće vrednosti pogonske snage veće korake. Ovo obezbedjuje bolje energetsko iskorišćenje mašine, posebno za one većih maksimalnih prečnika D_{max} , odnosno većih snaga P_{max} . Anketni rezultati, koji se odnose na veličine iskorišćenih koraka, pokazuju da se u velikoj većini koriste samo koraci manji od 1 mm. Ovo pokazuje s jedne strane da je energetsko iskorišćenje mašina veoma nepovoljno, dok s druge strane potvrđuje već ranije iznetu konstataciju da se umesto manjih mašina koriste velike, sa malim iskorišćenjem raspoloživih maksimalnih koraka. Stoga je i linija C, koja prema slici 7 predviđa manje korake od onih kod izvedenih mašina, u skladu sa stvarnim potrebama, pod uslovom da se i dimenzijski mašina prilagodi radnom predmetu.

Zaključak. - U ovom radu prikazan je pristup i osnovna koncepcija rešenja koji su bili primenjeni u naučnoistraživačkom projektu "Principi tipizacije i standardizacije mašina alatki". Pored posmatranja i obrade velikog broja anketnih podataka, u okviru ovog projekta, bilo je potrebno da se postave i definišu neki tehnološki pokazatelji, kao i da se postavi princip formiranja familija mašina alatki koji je, zajedno sa analizom glavnih karakteristika velikog broja izvedenih mašina, omogućio da se, upoređivanjem proračunskih zavisnosti izmedju glavnih karakteristika mašina sa odgovarajućim zavisnostima dobijenim na osnovu eksploatacijskih uslova, formiraju redovi glavnih karakteristika za članove familija.

Postignuti rezultati omogućuju da se s jedne strane sagledaju izvori proizvodnih gubitaka i samim tim da se interveniše u cilju njihovog otklanjanja ili ublažavanja, pri čemu se poboljšanje uskladenosti izmedju proizvodnih zadataka i proizvodne opreme ističe kao jedna od glavnih mogućnosti povećanja proizvodnosti uz korišćenje postojećeg mašinskog parka. S druge strane, dobijeni rezultati predstavljaju konkretnu osnovu za standardizaciju osnovnih karakteristika za glavne tipove i vrste mašina alatki u cilju orijentacije naše industrije mašina alatki ka projektovanju i proizvodnji onih mašina, koje najbolje odgovaraju našim proizvodnim uslovima a isto tako omogućuju, pri projektovanju tehnoloških procesa, optimalan izbor mašina.

Literatura

- [1] P. Stanković, Stepen složenosti obrade, Zbornik saopštenja II Savjetovanja o proizvodnom strojarstvu, Zagreb (1966) 2.1
- [2] P. Stanković, Eksploatacijski stepen iskorišćenja mašina alatki za obradu rezanjem, Zbornik saopštenja I Savetovanja proizvodnog mašinstva, Beograd (1965) 1.1
- [3] T. Jovanović, Stepen stabilnosti radnih predmeta stepenastog i cilindričnog oblika pri obradi na strugu, Mašinstvo 15 (1965) 1.1
- [4] P. Stanković, Konceptijsko rešenje familija mašina alatki, Saopštenja IAMA, 1 (1966) 17
- [5] P. Stanković, T. Jovanović, Dalja primena eksploatacijskog stepena iskorišćenja, Saopštenja IAMA, 3 (1966) 245

P. S t a n k o v i ć

Die Prinzipien der Werkzeugmaschinen-Typisierung mit Rücksicht auf betriebswirtschaftliche Ausnutzung

Es werden die Grundsätze, welche im Forschungsprojekt "Die Prinzipien für die Typisierung und Normierung von Werkzeugmaschinen" Anwendung fanden, teilweise dargelegt. Auf Grund einer grossen Anzahl Beobachtungen von Arbeits-Operationen und Maschinen, welche durch originell definierte Kenngrössen bearbeitet und verglichen wurden, konnten Reihen von Maschinen-Hauptkenngrössen für die Mitglieder von Maschinenfamilien aufgestellt werden.

Die erreichten Ergebnisse ermöglichen einerseits die Erkennung der Ursachen von Produktions-Verlusten zwecks deren Beseitigung, bzw. Verminderung, wobei ein hoher Anpassungsgrad zwischen Werkstück und Maschine als eine der wirkungsvollsten Möglichkeiten für eine Produktionssteigerung angesehen werden kann. Andererseits können die erzielten Ergebnisse auch eine konkrete Grundlage für die Normierung von Hauptkenngrössen für spanabhebende und spanlose Werkzeugmaschinen, zwecks Aufstellung einer Richtlinie für die einheimische Werkzeugmaschinen-Industrie zum Entwurf und Erzeugung von Maschinen welche den Bedingungen unserer Industrie am besten entsprechen könnten, darstellen, nebst der Möglichkeit von optimaler Auswahl der Werkzeugmaschinen gelegentlich des Entwurfes von neuen Arbeitsprozessen.

D. N i k o l i ć ^{x)}

DINAMIČKO PONAŠANJE GLAVNIH VRETENA STRUGOVA U PROCESU REZANJA ^{xx)}

1. Uvod

Ostvarivanje zahteva da tehnološki sistem struga (mašina, radni predmet, alat) omogući skidanje što je moguće veće količine strugotine i u što kraćem vremenskom intervalu, i to pri obezbedjenju tačnosti dimenzija, tačnosti oblika i kvaliteta obradjene površine, u najvećoj meri zavisi od statičkog i dinamičkog ponašanja elastičnog sistema mašine. Pri ovome treba naglasiti da neuporedivo manje briga istraživačima, konstruktorima, odnosno proizvođačima zadaju prinudne oscilacije (spolja izazvane oscilacije) od tzv. samoizazvanih oscilacija tehnološkog sistema, koje su daleko kompleksnije.

U opštem slučaju elastični sistem glavno vreteno - uležištenja kao deo tehnološkog sistema, pri statičkom ispitivanju, prema Piekenbrink-u i Honrath-u smatra se kao greda sa dva elastična oslonca (za statički određeni sistem) [1], [2] i [3]. Ove metode ispitivanja su uglavnom i prihvaćene. Mnogi autori su pokušali da analitičkim putem odrede i statičko i dinamičko ponašanje elastičnog sistema, sa manjim ili većim uprošćenjima aproksimirajući neke značajnije uticajne faktore [4], [5], [6] i dr.

Postoji mišljenje, daleko prihvatljivije i realnije, da se tehnološki sistem mašine, pa i njegovi delovi, ne ponašaju ni statički ni dinamički kao obična greda, koja se savija pod dejstvom statičkih i dinamičkih sila [7]. U jednom ovakvom sistemu ima više vrlo deformabilnih mesta, jasno uočljivih kao prelomne tačke elastičnih linija bilo teh-

^{x)} Dragomir M. Nikolić, dipl.ing., asistent Mašinskog fakulteta, saradnik Instituta za alatne mašine i alate, Beograd 27 marta 80

^{xx)} Saopštenje iz Instituta za alatne mašine i alate, Beograd, predstavlja deo projekta "Razvoj metoda za ispitivanje alatnih mašina" u čijem finansiranju učestvuju Savezni i Republički fond za naučni rad.

nološkog sistema, bilo samo elastičnog sistema glavnog vretena (npr., mesto fiksiranja stezača na glavno vreteno, mesto stezanja radnog predmeta, vrh vretena nosača šiljka, itd.). Elastični sistem se na ovim mestima i u gotovo istim uslovima vrlo različito ponaša i statički i dinamički.

Svako neuzimanje u obzir ovih uticaja dovodi do vrlo velikih aproksimacija koje puno puta i vrlo lako mogu da dovedu do pogrešnih zaključaka.

Odlučujući uticaj na statičko ponašanje sistema ima statička krutost sistema, dok dinamičko ponašanje elastičnog sistema zavisi od statičke krutosti sistema, raspodele masa i mesta i intenziteta prigušivanja u sistemu.

Značajna osobina elastičnog sistema je da se vibracije savijanja, uopšte uzev, ne javljaju u jednoj ravni. Svaka tačka elastičnog sistema osciluje po eliptičnoj putanji u slučaju rezonanse [7]. Znači, tačke sistema ne osciluju samo u smeru u kojem dejstvuje naizmenično promenljive sile. Glavne ose ove elipse leže pod izvesnim uglom prema pravcu dejstva pobudne sile. Između pravaca glavnih osa elipse nalaze se pravci glavnih oblika oscilovanja sistema, koji bi trebalo da se poklope sa glavnim osama inercije. Međutim, neka statička ispitivanja u cilju odredjivanja pravaca glavnih osa inercije merenjem elastičnih linija u raznim radijalnim pravcima su dala druge položaje glavnih osa inercije [7]. Verovatan uzrok ovome je različito ponašanje amortizacija u sistemu u raznim smerovima koje nastaju na mestima spajanja elemenata sistema (ležište, mesto fiksiranja stezača na glavnom vretenu, mesto stezanja radnog predmeta itd.) na kojima se javlja jako amortizovanje trenjem, koje je pak vrlo promenljivo zbog nedovoljnog naleganja odgovarajućih elemenata izazvanog greškama obrade elemenata i montaže.

Da bi se ispitao uticaj promene pravca otpora rezanja u odnosu na elastični sistem strugova (uglavnom glavnih vretena) na dinamičko ponašanje elastičnog sistema izvršena su merenja u Institutu za alatne mašine i alate, Beograd, čije se metode i rezultati ukratko iznose u ovom radu.

2. Opšta razmatranja

Arnold [8] je, na osnovu velikog broja eksperimenata, razjasnio uti-

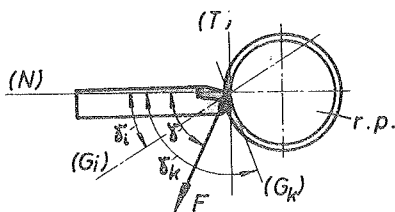
caj mnogih pojava koje igraju veliku ulogu u procesu oscilovanja alata, kao: uticaj zavisnosti izmedju brzine rezanja i otpora rezanja, odnos izmedju habanja na ledjnoj površini alata i vibracija sistema i promene pravca otpora rezanja pri oscilovanju. Pri tome on razlikuje dva osnovna slučaja: proces obrade površine na kojoj nema tragova vibracija i proces obrade površine na kojoj postoje tragovi vibracija ostalih od prethodne obrade.

Prof. Tlustý [9] naglašava da pravci glavnih oblika oscilacija elastičnog sistema su od velikog značaja za dinamičko ponašanje sistema, dok prof. Peters [10] jasno pokazuje, na osnovu eksperimentalnih rezultata, da ukoliko se učini i najmanja greška pri određivanju pravca glavnih oblika vibracija mogu da se dobiju i vrlo loši rezultati.

U svim do sada objavljenim radovima poznatih autoru je opšte priznato da dinamičko ponašanje elastičnog sistema zavisi bitno od svojstava elastičnog sistema i od orijentacije sile rezanja u odnosu na elastični sistem. Pri tome se karakteriše proces rezanja sa dva pravca: pravcem normale na obradjenu površinu i pravcem sile rezanja.

Oscilovanje elastičnog sistema može se smatrati da je sastavljeno iz pojedinih glavnih oblika oscilovanja. Svaki od njih se pojavljuje u relativnom oscilovanju alata i opitnog komada u pravcu G_1 (slika 1).

Ugao izmedju pravca normale (N) i pravca glavnih oblika oscilovanja (G_1) označava se sa ($\hat{\gamma}_1$). Svaki glavni oblik oscilovanja je određen sopstvenom frekvencijom ω_1 , krutošću K_1 i odgovarajućim prigušivanjem d_1 . Kod dinamički zatvorenih sistema, kakav je ovaj, proces oscilovanja elastičnog sistema pri rezanju izaziva promena sile rezanja F , dok vibracije izazvane ovom silom su uzrok promene dubine rezanja, a time i



Sl. 1 Šematski prikaz karakterističnih pravaca

sile rezanja F . Medjutim, vibracije svakog glavnog oblika u pravcu (N) pobudjuju se samo projekcijom otpora rezanja na taj pravac, odnosno silom $F \cos(\hat{\gamma}_1 - \delta)$, a na dubinu rezanja utiče samo projekcija oscilovanja na pravac (N), tj. na normalu na površinu rezanja $y_1 = x_1 \cos \hat{\gamma}_1$. Prema tome, svaki oblik glavnih oscilacija učestvuje u vibracijama u procesu rezanja. U stvarnosti uvek ima više glavnih oblika oscilovanja sa raznim pravcima (kao primer ucrtan je još jedan pravac G_k pod uglom $\hat{\gamma}_k$). Pojedini oblici vibracija mogu se pojača-

vati ili suprotstavljati drugima u procesu pobudjivanja samoizazvanih oscilacija.

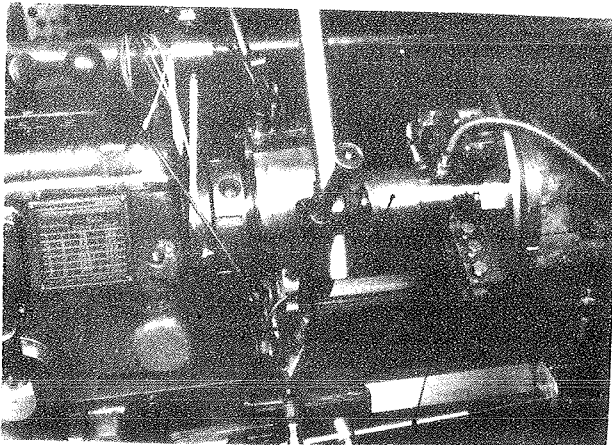
Pravac otpora rezanja u odnosu na elastični sistem mašine je dat uglom γ i vrlo je važan, kao što je već rečeno, za rezultujuću dinamičku stabilnost sistema [9].

Znači, bitni uticajni elementi na dinamičko ponašanje sistema su: relativni položaj elastičnog sistema, okarakterisanog pravcima glavnih oblika oscilovanja, i procesa rezanja, okarakterisanog pravcem otpora rezanja i pravcem normale na površinu rezanja; veličina brzine rezanja; veličina dubine rezanja; veličina koraka; veličina dimenzija opitnog komada; veličina prepusta glavnog vretena i temperaturno stanje mašine.

Ispitivanja u Institutu za alatne mašine i alate su vršena za razne relativne položaje elastičnog sistema i pravca procesa rezanja, dok su ostali uticajni faktori zadržani konstantni. Ispitivanja su vršena radi analize dinamičkog ponašanja elastičnog sistema ležišta - glavno vreteno - konzolno stegnut opitni komad, pri čemu kao osnovna karakteristika dinamičkog ponašanja sistema su uzete veličine amplituda relativnog pomeranja opitnog komada u odnosu na alat i amplituda apsolutnog pomeranja glavnog vretena.

3. Opis instalacije i metode ispitivanja

Mehanički deo instalacije je iznet na slici 2, a blok šema elektronskih instrumenata je data na slici 3.

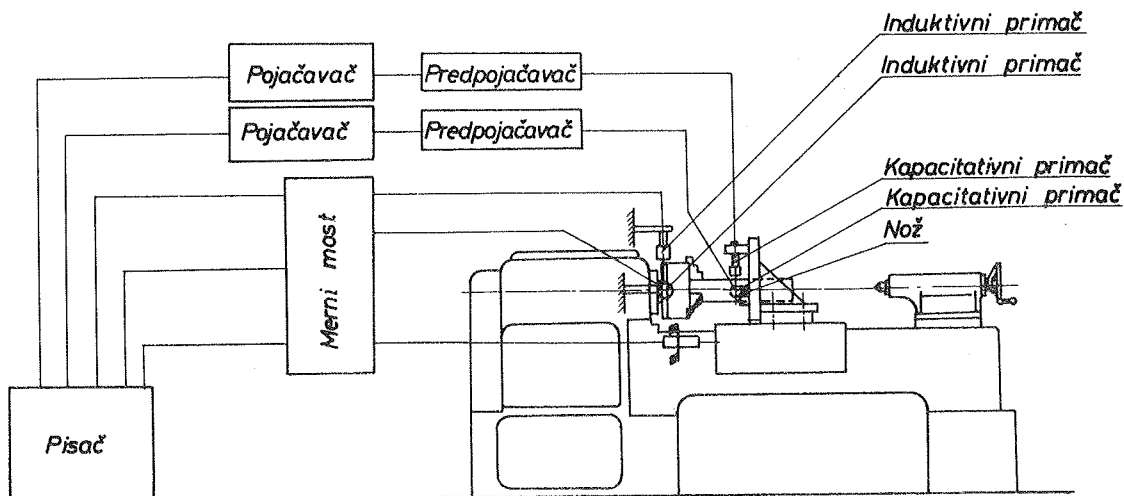


S1.2. Opšti izgled mehaničkog dela opitne instalacije

AM. 3.4

Pomoću dva kapacitativna primača (k_1) i (k_2) i dva induktivna primača (i_3) i (i_4) i odgovarajuće instrumentacije merene su amplitude relativnih pomeranja opitnog komada (7) u odnosu na alat (6), odnosno amplituda apsolutnih pomeranja glavnog vretena. Pri tome je rastojanje alata (6) od vrha glavnog vretena mereno pomoću merača puta

(M_{p5}). Snimanja su vršena na tačno odredjenom rastojanju alata (6) u odnosu na vrh glavnog vretena i uvek je održavano konstantno za sve uglovne položaje alata, a iznosilo je 290 mm. Dimenzije opitnih koma-



Sl.3 Raspored i oznake primača i blok šema instrumenta.

da: dužina 300 mm, dok je prečnik u toku snimanja za različite uglovne položaje noža varirao u granicama od $D_{max} = 74,32$ mm do $D_{min} = 73$ mm. Dubina rezanja je bila $\delta = 1$ mm, sem za ugaoni položaj noža od 180° , gde je bila $\delta = 0,95$ mm, u ugaonom položaju od 150° je iznosila $\delta = 0,45$ mm i u ugaonom položaju od 240° je bila $\delta = 0,55$ mm. U poslednja dva slučaja dubina rezanja je smanjena, jer su samopobudne oscilacije bile vrlo velike pri radu sa dubinom rezanja od $\delta = 1,0$ mm, što bi moglo da dovede do oštećenja mašine ili alata.

Alat je bio pravi nož za uzdužnu spoljnu grubu obradu - Din 71-20 q SL, dimenzija 20x20 i slobodne dužine $\ell_n = 33$ mm. Za svaki ugaoni položaj noža upotrebljen je nov, oštar nož.

Promena relativnog položaja elastičnog sistema i pravca procesa rezanja se vrši pomoću držača (8), okretnog u nosaču (9) fiksiranog zavrtnjima za poprečni klizač nosača alata. Ovaj uređaj omogućava promenu ugaonog položaja noža u odnosu na normalan, opšte priznati, horizontalni pravac za bilo koji ugao od 0° do 360° . Ispitivanja su vršena za 12 različitih ugaonih položaja - zakrenutih jedan u odnosu na drugi za 30° .

Induktivni primači (i_3) i (i_4) su postavljeni na sredini širine oboda za fiksiranje stezača na glavno vreteno. Obod je obradjen posle mon-

taže radi otklanjanja grešaka montaže i prethodne obrade. Kapacitativni primači su postavljeni tako da primač (k_1) leži u ravni noža (ravan koja prolazi kroz vrh noža i osu opitnog komada), i to tako da mu se osa poklapa sa odgovarajućim radijusom opitnog komada, a primač (k_2) u ravni upravnoj na ravan noža, isto tako sa osom u pravcu radijusa opitnog komada. Rastojanje između osa kapacitativnih primača i vrha noža u aksijalnom pravcu opitnog komada je iznosilo 15 mm, što znači da je snimanje amplituda relativnih pomeranja vršeno na rastojanju od vrha glavnog vretena od 275 do 270 mm, pri čemu je, zahvaljujući meraču puta (M_{p5}), moguće pratiti tok amplituda u ovom intervalu. Uglovni položaj kapacitativnih primača u odnosu na alat je uvek stalan, i to primač (k_1) je u ravni noža, a primač (k_2) uvek u ravni upravnoj na ravni noža. Međutim, položaj induktivnih primača je bio promenljiv zbog konstruktivnog rešenja instalacije, odnosno za izvesne uglovne položaje noža primač (i_3) je bio u ravni noža, a za druge u ravni upravnoj na ravan noža. Primač (i_4) je imao takav položaj da je uvek jedan od njih bio u ravni noža, a drugi u ravni upravnoj na ravan noža.

Snimanje amplituda i relativnih i apsolutnih pomeranja je vršeno u odnosu na površine obradjene minimalnim korakom na mašini, tj. $s = 0,05$ mm/o i broj obrtaja $n = 600$ o/min, i to sa uzdužnim pomoćnim kretanjem u oba smeru.

Pri ispitivanju poprečni klizač je bio fiksiran, a dubina rezanja je odabirana pomeranjem noža. Ispitivanja su vršena pri broju obrtaja glavnog vretena $n = 600$ o/min i koraku $s = 0,2$ mm/o.

U cilju eliminisanja raznih uticaja snimanja su vršena i u praznom hodu i u procesu rezanja. U praznom hodu vršena su snimanja kada je uključen samo motor, zatim - uključen motor i glavno vreteno i najzad - uključen motor, glavno vreteno i uzdužno kretanje nosača alata, i to za isti položaj kapacitativnih primača u odnosu na vrh glavnog vretena, i za sve ugaone položaje alata kao pri snimanju u procesu rezanja.

Da bi se ispitalo i statičko ponašanje sistema glavno vreteno - opitni komad korišćena je ista instalacija, samo što je na mestu noža postavljen hidraulični dinamometar, a merenja pomeranja su vršena, na mestima induktivnih primača (i_3) i (i_4), pomoću komparatera.

Svi rezultati i njihova detaljna analiza su dati u Elaboratu Instituta za alatne mašine i alate [11], dok će ovde biti izneti samo delimično.

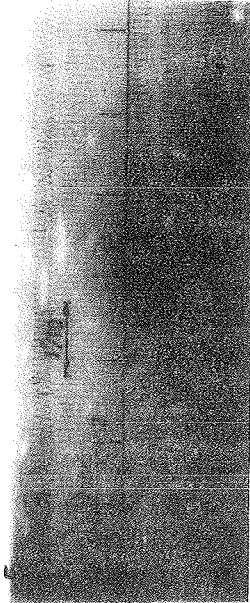
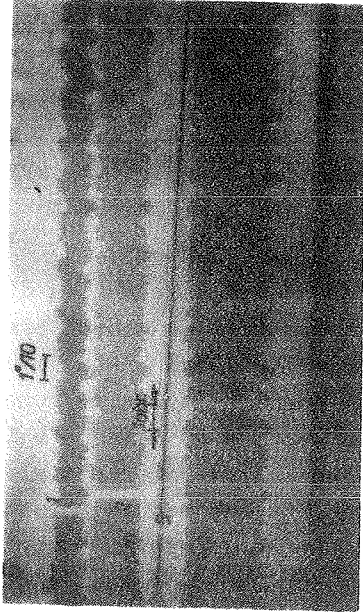
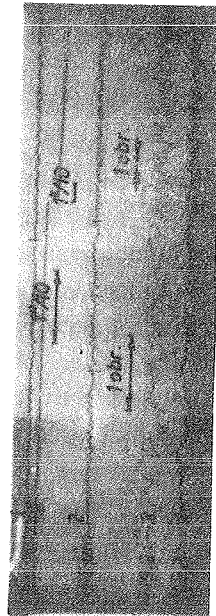
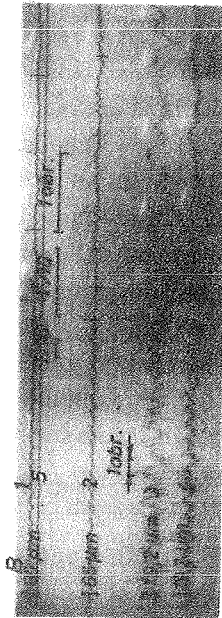
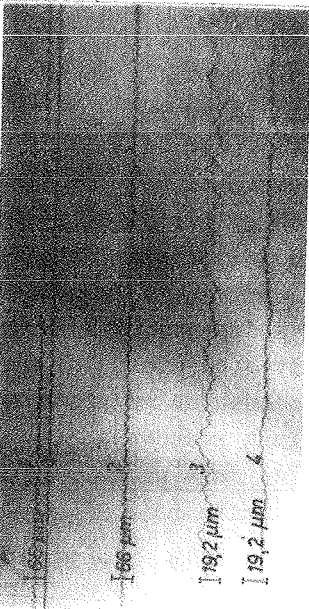
4. Rezultati merenja

Primer snimljenih amplituda pomeranja dati su na slici 4 za ugaoni položaj noža od 210° i to za prazan hod: uključen samo motor na dijagramu A, uključen motor i glavno vreteno na dijagramu B, uključen motor, glavno vreteno i uzdužno kretanje nosača alata na dijagramu C i u procesu rezanja na dijagramu E i D. Svi dijagrami su snimljeni sa dve različite brzine papira na pisaču. Brojne oznake na ovim slikama su u saglasnosti sa oznakama na slici 2. (Primer 1 označeni je dijagram sniman kapacitativnim primačem (k_1) i sl.).

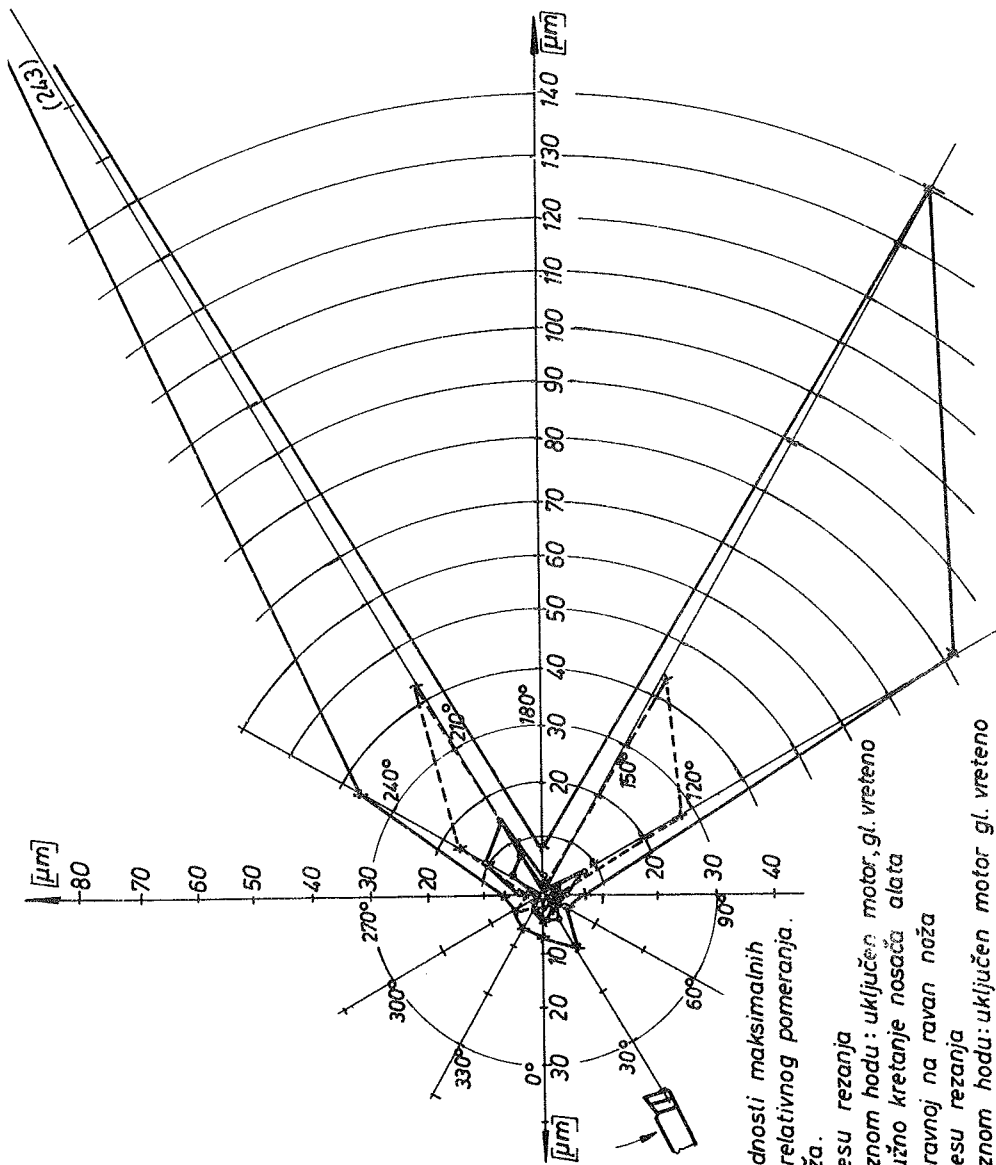
Na osnovu ovako dobijenih snimaka amplituda pomeranja nacrtani su dijagrami 5 i 6, i to samo za slučaj u procesu rezanja i za slučaj praznog hoda kada je uključen motor, glavno vreteno i uzdužno kretanje nosača alata. Srednje vrednosti maksimalnih amplituda relativnih pomeranja za 5 različitih brojeva obrtaja glavnog vretena su date na slici 5, a veličine karakterističnih amplituda apsolutnog pomeranja glavnog vretena na slici 6, i to za obe karakteristike međusobno upravne ravne i za sve ugaone položaje noža, u odnosu na horizontalan, uobičajeni položaj - označen sa 0° , označene sa 30° do 330° . Kao radijus vektora ovih dijagrama nanošene su veličine amplituda pomeranja u μm .

Primer rezultata ispitivanja statičkog ponašanja elastičnog sistema je dat na slici 7, na kojoj su date veličine pomeranja elastičnog sistema dobijenih metodom zakretanja, razradjenom u Institutu [11]. Na dijagramu su pomeranja nanošena u pravcu radijusa, a pravci dejstva sile opterećenja F se menjaju i označeni su uglovima 0° - 330° . Za svaki pravac dejstva sile opterećenja vršeno je zakretanje glavnog vretena, pri stalnom dejstvu sile opterećenja, za uglove od 30° , odnosno merenja pomeranja su vršena za 12 različitih međusobnih položaja rukavca glavnog vretena i spoljne čaure ležišta. Kriva (a) predstavlja maksimalna pomeranja izmerena za razne pravce dejstva sile opterećenja i za jedan obrtaj glavnog vretena, a kriva (b) minimalna. Kriva (c) daje promenu minimalnih pomeranja (b) u odnosu na najmanju vrednost krive (b), kriva (d) daje promenu maksimalnih pomeranja (a) u odnosu na najmanju vrednost krive (b), i kriva (e) daje promenu maksimalnih pomeranja u odnosu na najmanju vrednost krive (a).

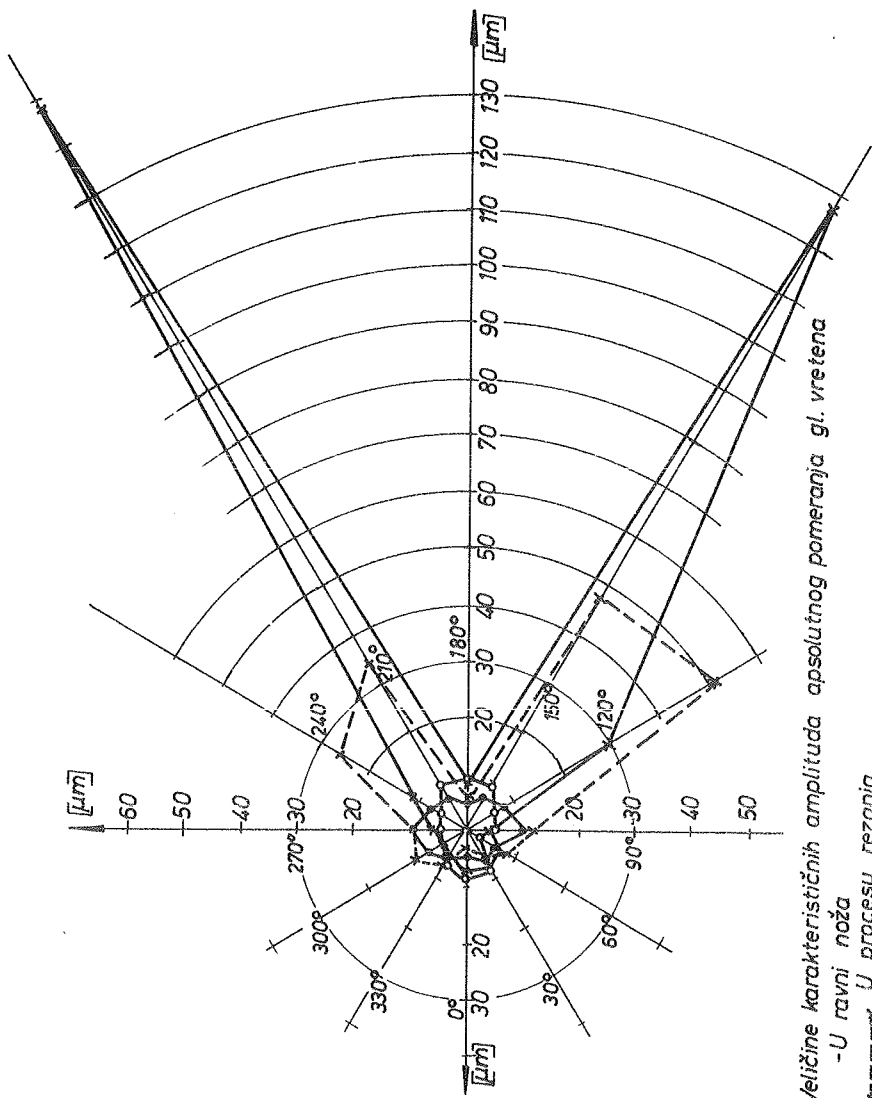
Veličina sile opterećenja pri ovim ispitivanjima je bila $F = 2650 \text{ N}$.



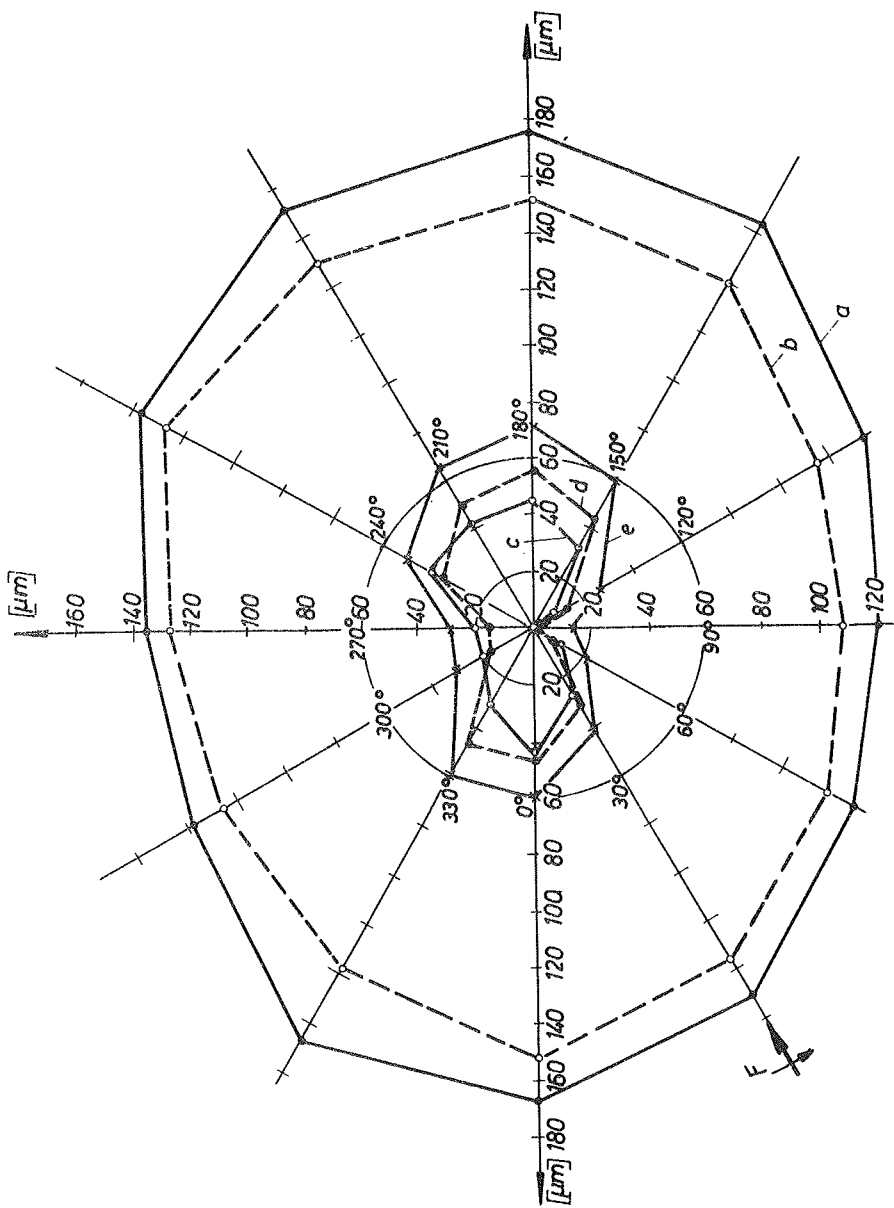
S. 4. Dijagram amplituda pomeranja regi-
strovanih na pisacu
1 i 2 - amplitude relativnih pomeranja
3 i 4 - amplitude apsolutnih pomeranja
5 - merenje rastojanja alata od vrha
glavnog vretena



Sl. 5 - Srednje vrednosti maksimalnih amplituda relativnog pomeranja. -Uravni noža.



Sl. 6 - Veličine karakterističnih amplituda apsolutnog pomeranja gl. vretena
 - U ravni noža
 - U procesu rezanja
 - U praznom hodu: uključen motor, gl. vreteno i uzdužno kretanje nosača alata
 - U ravni upravnoj na ravan noža
 - U procesu rezanja
 - U praznom hodu: uključen motor gl. vreteno i uzdužno kretanje nosača alata.



Sl. 7- Velicine pomeranja elastičnog sistema glavnog vretena pri statičkom opterećenju.

- Maksimalna pomeranja za 1 obrtaj gl. vretena
- - - Minimalna pomeranja za 1 obrtaj gl. vretena

} Promena maksimalnih i minimalnih pomeranja u odnosu
 na najmanju vrednost pomeranja

5. Analiza rezultata

Rezultati merenja amplituda pokazuju da su amplitude relativnih pomeranja gotovo uvek veće u ravni upravnoj na ravan noža od amplituda u ravni noža. Jedino amplitude za ugaoni položaj noža od 300° su veće u ravni noža. Odnos srednjih vrednosti maksimalnih amplituda relativnih pomeranja za 5 različitih obrtaja glavnog vretena, za slučaj praznog hoda kada je uključen motor, glavno vreteno i uzdužno kretanje nosača alata kreće se od 0,6, za ugaoni položaj noža od 300° , do 5,7, za ugaoni položaj noža od 330° . Dok se odnos amplituda, merenih u procesu rezanja, za ravan upravnu na ravan noža i ravan noža kreće od 1,1 za ugaoni položaj noža od 300° , do 6,7, za ugaoni položaj noža od 180° , odnos ovih amplituda za razne ugaone položaje noža i amplituda za uobičajeni položaj noža, i to u ravni noža za prazan hod iznosi od 0,2 za ugaoni položaj od 330° , do 3,4 za ugaoni položaj noža od 210° , a u procesu rezanja od 0,4 za ugaoni položaj noža od 180° , do 14,4 za ugaoni položaj noža od 150° . U ravni upravnoj na ravan noža te vrednosti se kreću od 0,4 za ugaoni položaj noža od 300° , do 3,8 za ugaoni položaj noža od 210° , a u procesu rezanja od 0,4 za ugaoni položaj noža od 60° , do 30,7 za ugaoni položaj noža od 210° .

U slučaju rezonanse ti odnosi u ravni noža iznose (znači u procesu rezanja) od 5,5 za ugaoni položaj noža od 240° do 14,4 za ugaoni položaj noža od 150° , dok su u ravni upravnoj na ravan noža od 4,5 za ugaoni položaj noža od 240° , do 30,7 za ugaoni položaj noža od 210° .

Medjutim, odnosi amplituda u ravni upravnoj na ravan noža i u ravni noža, u slučaju rezonanse, se kreću od 2,1 za ugaoni položaj noža od 240° , do 5,7 za ugaoni položaj noža od 210° .

Odnosi karakterističnih amplituda apsolutnih pomeranja u ravni noža i ravni upravnoj na ravan noža u slučaju praznog hoda, se kreću u granicama od 0,47 za ugaoni položaj noža od 90° , do 2,04 za ugaoni položaj od 0° , a u procesu rezanja, i to u slučaju rezonanse, od 0,43 za ugaoni položaj od 240° do 4,43 za ugaoni položaj noža od 210° . Dok je odnos amplituda u običajenom položaju alata i drugih uglova u slučaju rezonanse iznosio 5,8 za 240° , do 11,9 za ugaoni položaj noža do 120° , odgovarajuće vrednosti u ravni upravnoj na ravan noža kreću se od 1,48 za 240° , do 19,1 za 210° .

Rezultati ispitivanja statičkog ponašanja pokazuju da odnosi statičke krutosti za ugaone položaje sile opterećenja od 30° - 330° i krutosti

za ugaoni položaj sile opterećenja od 0° , varira od 0,88 za ugaoni položaj sile opterećenja i ugaoni položaj rukavca od 0° do 1,46 za ugaoni položaj sile opterećenja od 90° i ugaoni položaj rukavca od 270° . Odnos krutosti za ugaone položaje rukavca glavnog vratila u odnosu na čauru ležišta od 30° do 330° i krutosti od 0° kreće se od 0,81 za pravac dejstva sile opterećenja od 360° i ugaoni položaj rukavca od 120° do 1,16 za pravac dejstva sile od 150° .

6. Zaključak

- (i) Uopšte ispitivanja dinamičkog ponašanja su pokazala da najveće amplitude i relativnih i apsolutnih pomeranja se pojavljuju za ugaone položaje noža od 150° i 240° , i nešto manje u ugaonim položajevima noža od 120° i 210° - znači u pravcima međusobno upravnim, ali i zakrenuti jedan u odnosu na drugi za ugao od 30° .
- (ii) Amplitude relativnih pomeranja su uvek veće u ravni upravnoj na ravan noža, što naročito dolazi do izražaja u slučaju rezonanse, tj. pojave samopobudnih vibracija.
- (iii) Karakteristične amplitude apsolutnih pomeranja nisu čak ni u procesu rezonanse uvek veće u ravni upravnoj na ravan noža - jer su ove veće za ugaone položaje noža od 120° i 240° , a u ugaonim položajevima noža od 150° do 210° je obrnuto.
- (iv) Samopobudne oscilacije se vrše u ravni bliskoj ravni upravnoj na ravan noža - kao što je to i ranije dokazano [10] .
- (v) Na osnovu dosadašnjih rezultata ispitivanja može se zaključiti da dijagram stabilnosti ovog struga ne može biti simetričan ni u odnosu na horizontalnu, ni u odnosu na vertikalnu ravan - što je u suprotnosti sa teorijskim razmatranjima [9] i eksperimentalnim rezultatima [10] kretanja alata u procesu rezanja.
- (vi) Na osnovu dijagrama statičkih pomeranja, odnosno statičke krutosti, sistema ne može se pouzdano utvrditi, za sada, uticaj pravaca maksimalne, odnosno minimalne krutosti na dinamičko ponašanje sistema.
- (vii) Iz dijagrama amplituda i statičkih pomeranja elastičnog sistema glavnog vretena može se jasno uočiti vrlo veliki uticaj uzajamnog položaja poslednjeg para zupčanika prenosnika za glavno kretanje na dinamičko i statičko ponašanje sistema.

- [1] Piekenbrink, R., Die Starrhalt von Arbeitsspindeln und deren Lagerung, Industrie - Anzeiger, 80, oktober (1956)
- [2] Piekenbrink, R., Statische und dynamische Eigenschaften von Arbeitsspindeln an Werkzeugmaschinen, 3 Fo Ko Ma, München (1957)
- [3] Honrath, K., Werkzeugmaschinen­spindeln und deren Lagerungen, Industrie - Anzeiger 80 (1957)
- [4] Sokolov, Ju., Figatner, M., Vybór osnovnih parametrov špindeljnih uzlov precizionih stankov, Stanki i instrumenti, 8 (1963)
- [5] Some Theoretical Considerations Concerning the Design of Grinding Spindles Fitted with Ball or Roller Bearings, The Ball Bearing Journal SKF, 1 (1961)
- [6] Zdenković, R., Die Bestimmung der Hauptspindel von Werkzeugmaschinen aufgrund einer neuen Starrheitsbetrachtung, Vorträge des VI. Werkzeugmaschinenkongresses, Budapest (1968)
- [7] Hölken, W., Untersuchung von Ratterschwingungen an Drehbänken, Untersuchungen an Elementen im Kraftfluss der Werkzeugmaschinen, 7 Forschungsbericht, Girardet, Essen (1957)
- [8] Arnold, N., Mechanism of Tool Vibrations in Cutting Steel, Proc. Inst. of Mech. Engrs., London, 154 (1946)
- [9] Tlustý, J., New Tailstock Design Improves Stability of Center Lathes, Advances Mach. Tool Design and Res., 1966, Pergamon Press London (1967)
- [10] Petérs, J., Vanhereck, P., Ein Kriterium für die dynamische Stabilität von Werkzeugmaschinen, Industrie - Anzeiger 11 i 19 (1963)
- [11] Nikolić, D., i dr., Razvoj modernih metoda i sredstava pri ispitivanju alatnih mašina, Elaborat IAMA (1969) - u pripremi

D. N i k o l i ć

Etude du Comportement dynamique de la broche du tour en regime d'usinage

Le comportement dynamique du système élastique de la machine sous l'effet de la force de coupe est en fonction de la direction de la force par rapport aux directions des formes principales des vibrations du système. Dans cette étude on examine le comportement dynamique de tour, c'est-à-dire on traite, en particulier, le problème du broutement et de l'analyse dynamique de tour. On a fixé la pièce dans le mandrin, le porte-à-faux, ainsi que les dimensions de la pièce et l'avance, la profondeur, la vitesse et la position d'outil par rapport au mandrin - au moment où on a mesuré les amplitudes, sont normalisé, mais on changé la direction de la force par rapport au système. On change la position angulaire de l'outil de 0° à 360° , pas à pas de 30° , et mesure l'amplitude du mouvement relatif entre les axes de la pièce et de l'outil, ainsi que les amplitude des vibrations absolues de broche. Particulièrement on fait l'analyse statique de machine. Le résultat de ces mesures montre que la courbe de stabilité ne peut être symétrique ni par rapport à l'axe horizontal ni vertical. Mais, les plus grandes amplitudes vibrations sont en position d'outil de 150° et 240° et un peu moins en position de 120° et 210° . Les amplitudes sont plus grandes dans le plan qui est vertical sur le plan d'outil que dans le plan d'outil, c'est-à-dire le mouvement dans le cas du broutement se fait presque dans le plan qui est vertical sur la plan d'outil.

AM. 3.14

F. Roethel x)

HIDROSTATIČNI LEŽAJI PRI OBDELOVALNIH SISTEMIH xx)

1. Uvod

Pri strojnih napravah, ki imajo vrteče in gibajoče se dele, je osnovna težava trenje na njihovih stičnih ploskvah. Važna naloga konstruktorja je konstruirati in predvideti čim bolj ugoden stik površin, ki se tarejo ali kotalijo. Zato so se bavili z raziskavami trenja in ležajev že sredi preteklega stoletja. Vplivne veličine, ki nastopajo pri tem procesu, so zelo različne in zahtevajo obširne raziskave. Zaradi obsežnosti problema še do današnjih dni ni uspelo izpopolniti določene konstrukcijske rešitve, ki bi zadostila vsem zahtevam prakse. Prve ležaje so konstruirali in gradili predvsem po izkušnjah. Takrat še namreč ni bilo važno, ali bo konstrukter ležaj predimenzioniral in kakšna bo njegova cena. Današnji razvoj tehnike pa zahteva globlje raziskave in preciznejše določene ležaje.

Pri današnjem konstruiranju ležaja zahtevamo z ozirom na zvezo: visoko nosilnost, togost, dušenje in natančnost položaja. Z ozirom na gibanje pa točno vodenje, majhno trenje, možnost ponavljanja nastavitve, majhne energijske izgube, majhno segrevanje, možnost hlajenja, dolgo življensko dobo, majhno obrabo ter trajno natančnost. Razen omenjenih zahtev moramo misliti na najboljšo možnost konstrukcijske izvedbe, kakor je: majhna velikost, enostavna izdelava, poceni material, tipizacija in zamenljivost./1/. To so le nekatera glavna vodila pri konstruiranju.

Kotalni ležaji so prinesli strojem resnično ugodne rešitve in so do nedavnega gospodarili na vseh področjih. Z večjimi zahtevami do strojnih naprav, so se povečale tudi zahteve do ležajev. Konstrukterji so se ogreli za rešitve, ki v posebnih primerih lahko izrinejo povsod

x) Franc Roethel, mag.dipl.ing., asistent Strojne fakultete, sodelavec Inštituta za strojništvo, Ljubljana.

xx) Poročilo iz Inštituta za strojništvo, Ljubljana

udomačen kotalni ležaj. Pri tem niti ni bilo potrebno iskati popolnoma novih zamisli.

Leta 1878 je bila razstavljena na svetovni razstavi v Parizu posebna naprava " Le Chemin de Fer de Glace " (ledena železnica). To je bila precej velika kovinska masa, ki je počivala na štirih nogah na ravnih jeklenih ploščih. Črpalka je brizgala olje pod velikim tlakom skozi noge in tako ustvarjala oljno blazino, na kateri je naprava zaplavala. Trenje je bilo praktično skoraj popolnoma odpravljeno in z veliko lahkoto je bilo mogoče premikati težko kovinsko napravo. Ta dogodek lahko smatramo za rojstvo hidrostatičnih ležajev. Minila je precejšnja doba in šele danes je dobila prvotna zamisel veliko praktično vrednost.

2. Namen dela

Prav gotovo je, da prinaša vsaka konstrukcijska novost s seboj tudi določeno bojazen. Brez predhodnih izkušenj se je namreč le težko odločiti za nov konstrukcijski prijem ali večjo tehnološko zahtevnost. Ponavadi pustimo raje na stroju klasične oblike, ki so preskušene in zanesljive, kakor da bi se podajali v neznano. Le redka podjetja imajo dovolj poguma, da se odločijo pri že ustaljenem izdelku za popolnoma novo zamisel. Šele v zadnji dobi gre razvoj predvsem v smeri optimiranja procesov in izboljšanja storilnosti ter znižanja cene izdelka. Verjetno so navedeni razlogi tudi vzrok, da se v naši industriji hidrostatično vležajenje strojev še ni dovolj uporabljalo. Naš namen je vsaj deloma prikazati njegovo uporabnost in smiselnost ter konstrukcijski izračun. V zadnji dobi so začeli preskušati in razvijati hidrostatične ležaje v Zahodni Nemčiji, medtem, ko so v Združenih državah Amerike že močno v uporabi. Na inštitutu za strojništvo smo v grobem preskusili domačo izvedbo hidrostatičnih ležajev na obdelovalnem stroju in dosegli pri tem zadovoljive uspehe.

3. Opis, delovanje in proračun

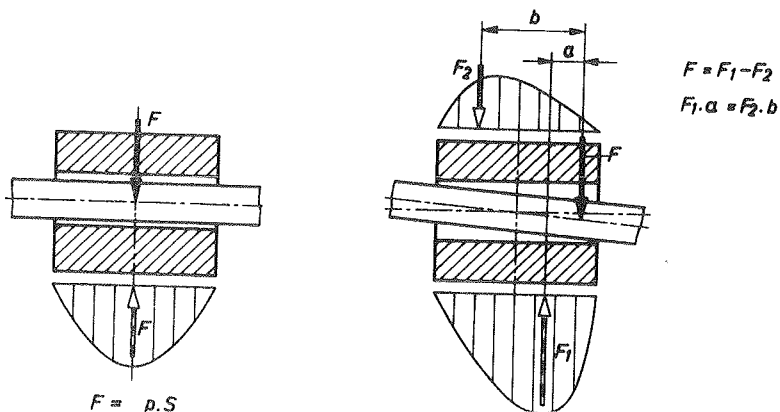
Oznake:

Δp	/	$k_p m^{-2}$	/	$\Delta p'$	/	atn	/	razlika tlaka v komori in
								izven nje
b	/	m	/	b'	/	mm	/	širina rege

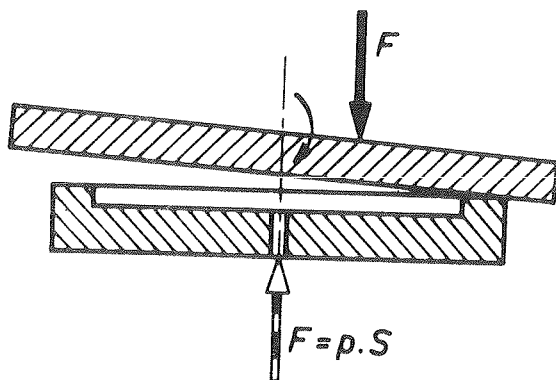
p_t / kp m ⁻² /	p'_t / atn /	tlak v komori
η /kp s m ⁻² /	η' / cP /	dinamična viskoznost
h / m /	h' / mm /	višina rege
l / m /	l' / mm /	dolžina rege v smeri toka
Q /m ³ min ⁻¹ /	Q' /l min ⁻¹ /	pretočna količina
	Q'' / m ³ s ⁻¹ /	pretočna količina
S_{ef} / m ² /	S'_{ef} /mm ² /	efektivna površina komore za izračun nosilne sile
N_R / kp m s ⁻¹ /		moč trenja
F_R / kp /		sila trenja
v_l /m s ⁻¹ /		hitrost v ležaju
S_p /m ² /		površina tesnilnih pasov
τ / kp m ⁻² /		strižna napetost
η_p / - /		izkoristek črpalke
N_p / kp m s ⁻¹ /		moč črpalke
p_p / kp m ⁻² /		tlak črpalke
F /kp /		obremenilna sila
C / kp m ⁻¹ /		togost
r_k / m /		polmer kapilare
Q_k / m ³ /		pretok v kapilari

Pri navadnem hidrodinamičnem radialnem ležaju se pojavlja na drsnih površinah tlak olja v odvisnosti od velikosti zračnosti in hitrosti. Pri obremenitvi z izsredno silo lahko ležaj prenese le omejeno silo. Vzrok temu je nesimetrična porazdelitev tlaka, ki prenaša obremenilno silo (sl.1.). Hidrostatični ležaj z eno samo komoro ne prenese izsrednosti, ker je tlak v komori vsepovsod enak (sl.2.)./5/ Pod obremenilno silo, ki je izsredna, se lahko postavi os v ležaju ali ploskev v vodilu v poševen položaj. Na mestu, kjer se stvori povečana rega, tlak pade in nosilnost se zmanjša. Pri ležajih z večjim številom komor moramo nastavljeni tlake v vsaki komori posebej in sicer odvisno od razporeditve obremenilne sile (sl.3.). To je pa mogoče le, če so

posamezne komore neodvisne od dovoda olja. To dosežemo tako, da ima vsaka komora lastno črpalko, (sl.4.) /5/ ali pa imajo komore skupno

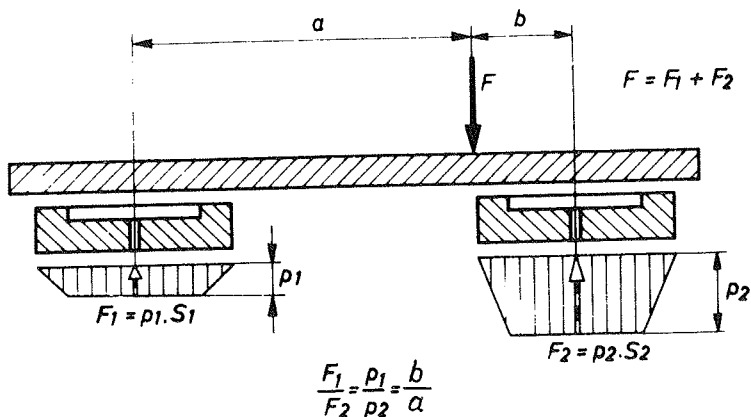


Sl.1. Tlak v hidrodinamičnem ležaju

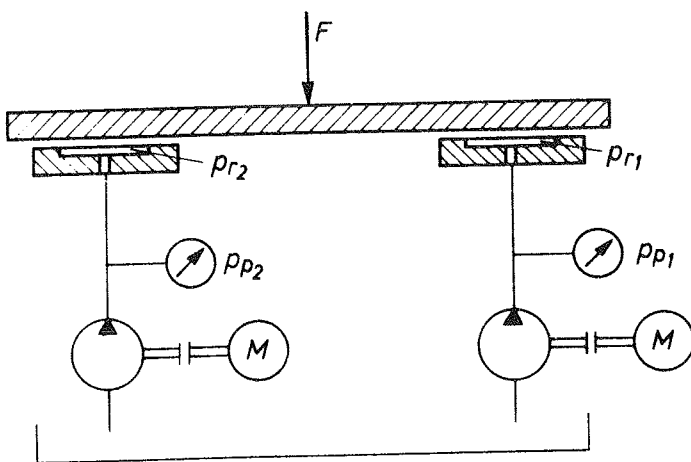


Sl.2. Hidrostatični ležaj z eno komoro

črpalko ter pred vhom olja v ležaj pred vsako komoro svojo dušilko, ki preprečuje izenačevanje tlakov (sl.5.) /5/. Zaradi nenatančnosti obdelave stremimo k čim večjemu številu komor. Tako dobimo le lokalni padec tlaka. Razumljivo je, da poveča preveliko število črpalk tudi ceno izdelave in izdelka. Zaradi tega vzamemo raje v zakup izgubo energije pri dušenju.



Sl.3. Hidrostatični ležaj z dvema komorami



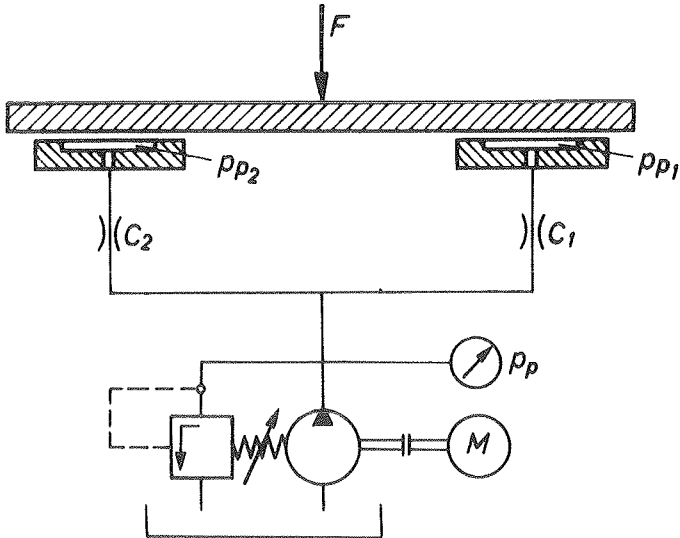
Sl.4. Vsaka komora ima lastno črpalko

Potrebno količino olja izračunamo po Hagen-Poiseuille-ovi enačbi

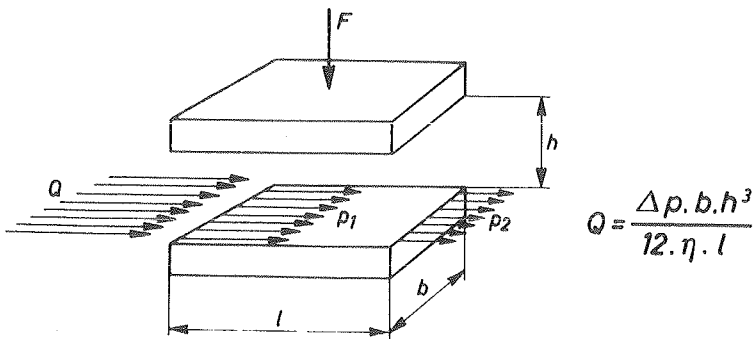
$$Q = \frac{\Delta p \cdot b \cdot h^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \quad (1)$$

kjer nam predstavlja Δp razliko tlaka med komoro in okolico. Običajno lahko privzamemo, da je zunanji tlak 0 in je potem

$$\Delta p = p_t$$



Sl.5. Vsaka komora ima lastno dušilko



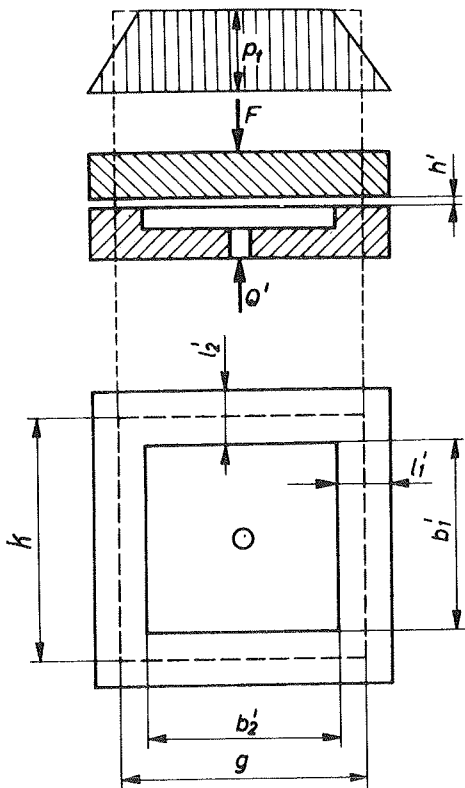
Sl.6. Hagen-Poiseuille-ov stavek

Bistvo stavka in enačbe je razvidno iz slike (6.). Iz osnovne enačbe lahko izpeljemo praktično enačbo z novimi dimenzijami /2/

$$Q' = 500 \frac{\Delta p' \cdot h'^3 \cdot b'}{\eta' \cdot l'} \quad (2)$$

Za račun moramo upoštevati možnost izteka olja. Običajno izteka olje

AM.4.6.



Sl.7. Hidrostaticna komora

na vse štiri strani in zato upoštevamo iztočne širine in dolžine z indeksi 1 in 2 po dvakrat. Pri tem smo zanemarili pravokotne ostanke v kotih. Predpostavljali smo, da pada tlak na tesnem mestu linearno, kakor je razvidno iz slike 7. Nosilnost ene komore lahko izračunamo iz srednjih vrednosti tesnilnih pasov

$$F = p_t \cdot S_{ef} \quad (3)$$

$$F = p_t \cdot g \cdot k$$

kjer je

$$g = b'_2 + l'_1 \quad (4)$$

in

$$k = b'_1 + l'_2 \quad (5)$$

Izgubljeno moč ležaja lahko izračunamo, če seštejemo izgube v črpalki in trenje v ležaju. Pri majhnih hitrostih je tekočinsko trenje v ležaju, posebno v vodilih, zelo majhno. Lahko ga zanemarimo. Pri

večjih hitrostih pa ga moramo upoštevati. Potrebna moč trenja v ležaju znaša:

$$N_R = F_R \cdot v_1 = \tau \cdot S_p \cdot v_1 = \frac{\eta \cdot v_1^2}{h} \cdot S_p \quad (6)$$

pri čemer je strižna napetost tekočine v ležaju

$$= \eta \cdot \frac{v_1}{h} \quad (7)$$

dinamična viskoznost = kinematična viskoznost · gostota

$$\eta \text{ /cP/} = \nu \text{ /cSt/} \quad \rho \text{ /gr cm}^{-3}\text{/}$$

Dimenzijski faktor:

$$l \text{ cP} = 1,02 \cdot 10^{-8} \text{ kp s cm}^{-2} \quad (8)$$

Za dober izračun ležajev moramo biti zato pri vstavljanju dimenzij v enačbe zelo previdni. Površina tesnilnih pasov je:

$$S_p = 2 \cdot b_1 \cdot l_1 + 2(g+l_1) \cdot l_2 \quad (9)$$

Površino komore pri računu trenja lahko zanemarimo. Pri obravnavi izgubljene moči upoštevamo še moč črpalke z izkoristkom η_p

$$N_p = \frac{Q'' \cdot p_D}{\eta_p} \quad (10)$$

Skupno moč dobimo torej če seštejemo N_R (6) in N_p (10) in vnesemo v N_p vrednost za Q'' iz enačbe (1 oz. 2). Za optimiranje moramo tako uporabiti najmanjšo izgubljeno moč. Tako računamo dva optima /5/; optimum z ozirom na viskoznost olja in optimum z ozirom na velikost rege. To dobimo z odvajanjem moči po obeh spremenljivkah. /5/ Viskoznost pri kateri imamo najmanjše izgube je:

$$\eta_{\text{opt}} = \frac{h^2}{v_1} \sqrt{\frac{p_p \cdot p_t \cdot b}{12 \cdot \eta_p \cdot l \cdot S_p}} \quad (11)$$

Pri majhnih hitrostih rabimo gostejša olja, pri večjih pa redkejša. Viskoznost je lahko optimalna samo za določeno hitrost. Ako se hitrost spreminja, vzamemo neko srednjo vrednost, ki je najbližja časovno najdaljšemu obratovanju.

Optimirano višino rege dobimo po enačbi:

$$h_{\text{opt}} = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot \eta^2 \cdot v_1^2 \cdot l \cdot \eta_p \cdot S_p}{p_p \cdot p_t \cdot b}} \quad (12)$$

Pri izbiri h moramo upoštevati potrebno togost ležaja in možnost tehnološke izdelave. Natančno razširjeno obravnavo tega problema že dobimo v literaturi. /5/

V splošnem velja, da je pri majhnih hitrostih trenje zanemarljivo, pri večjih pa moramo preveriti vpliv N_p in N_R . V splošnem velja, da je skupna najmanjša potrebna moč takrat, ko sta N_p in N_R enaka.

Za obdelovalne sisteme in stroje igra togost zelo važno vlogo. Važna je ugotovitev raziskovalcev /5/, da je togost vležajenja s skupno čr-palko in dušitvami pred komorami najmanj tako toga, kot običajni kotal-ni ležaji. Če želimo neskončno togost, potem bi morali količino olja večati proporcionalno z obremenitvijo. To lahko dosežemo tako, da vključimo v dovod olja spremenljive predupore, ki so odvisni od obreme-nitve. Pogosto pa lahko računamo s tem, da je teža delov obdelovalnega stroja (mize, vodila itd.) sorazmerno velika z ozirom na spremembo obremenitve in potem v togosti ni problema. V nasprotnem primeru pa moramo ta problem obravnavati posebej n.p.r. po literaturi /4 in 5 /. Pri ležajih, ki so napajani s konstantno količino olja, se spreminja višina rege v odvisnosti od obremenilne sile po enačbi

$$h = \sqrt[3]{\frac{Q \cdot S_{ef} \cdot 12 \cdot \eta \cdot l}{b \cdot F}} \quad (13)$$

Togost ležaja je tako podana s spremembo rege v spremembi obremenilne sile. Iz tega dobimo enačbo za togost

$$C = 3 \cdot \sqrt[3]{\frac{b}{Q \cdot S_{ef} \cdot 12 \cdot \eta \cdot l}} \cdot F \sqrt[3]{F} \quad (14)$$

Naslednje težave pri konstruiranju hidrostatičnih ležajev in vodil povzročajo vpliv toplote. Z odstranitvijo toplotnega raztezka obdelovalnega stroja zvišamo natančnost izdelave. Zato mora biti v ležaju tvorjena toplota čim manjša. Po možnosti jo odstranimo že s samim oljen. Posebno se dviga temperatura olja v ležaju pri večjih drsnih hitrostih. Zaradi tega moramo dvig temperature preveriti z računom vnaprej. Pri poskusnem konstruiranju delovnega vretena z velikim številom vrtljajev smo ugotovili, da z normalno izvedbo hidrostatičnega ležaja v delovnem vretenu sploh ne moremo uporabiti. V splošnem velja enačba /5/:

$$\Delta T = \frac{N}{Q \cdot c_w \cdot \rho} \quad (15)$$

kjer pomenijo: ρ = gostota, c_w = specifična toplota olja. (Srednje vrednosti so $\rho = 0,87 \cdot 10^{-3} \text{ kg cm}^{-3}$, $c_w = 0,45 \text{ kcal kg}^{-1} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$)

$$T/^{\circ}\text{C}/ = \frac{\sum N/\text{cm kp s}^{-1}/}{42700 \cdot Q/\text{cm}^3 \text{s}^{-1} / \cdot c_w / \text{kcal kg}^{-1} \text{ } ^{\circ}\text{C}^{-1} / \cdot \rho / \text{kg cm}^{-3} /} \quad (16)$$

je temperaturna razlika olja na vhodu v črpalko in na izhodu iz ležaja pod pogojem, da gre vsa proizvedena toplota v olje in, da nimamo sevalnih izgub.

Kakor smo že omenili, moramo pri sistemu, ki ima eno samo črpalko, olje pred vhomom v ležaj dušiti. Za dušilko služi kapilara pred vsako komoro v ležaju. To moramo posebej izračunati. Pretok olja in padec tlaka v kapilari računamo po enačbi:

$$Q_k = \frac{\pi \cdot r_k^4 \cdot \Delta p}{8 \cdot \eta \cdot l_k} \quad (17)$$

Dr. ing. H. Schlottenberg posebej obravnava togost v odvisnosti od dušenja v svojem delu. /5/.

Pri težkih oseh in drugih delih, ki jih želimo pred pričetkom in med obratovanjem dvigniti, da preprečimo obrabo, dovedemo olje v utor na najnižjem delu ležaja. Jasno je, da ne moremo več predpostaviti enakomernega linearnega padca tlaka olja po robu komore, ker je ta praktično samo utor. Tlak olja pri tem pada po krivulji vse do iztoka. Navadno odvajamo olje na skrajnih horizontalnih mestih. Izračun takih problemov najdemo v literaturi. /3/

4. Kratek opis domače izvedbe hidrostatičnih ležajev

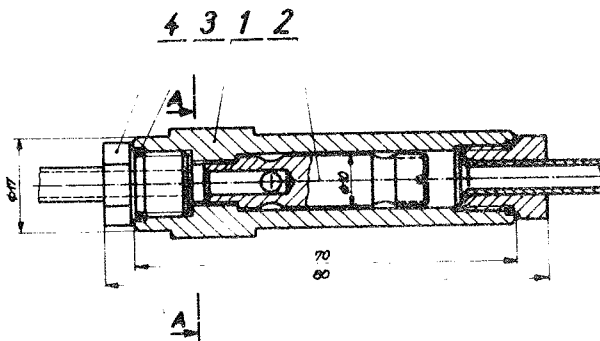
V brusilnem stroju smo hoteli čimbolj odpraviti trenje na valjastem vodilu, ki nosi suport in na horizontalnem vodilu, ki prečno podaja suport. Hidrostatični ležaji morajo prenašati sile reakcij pri obdelavi in lastno težo podajne naprave. Izkazalo se je, da je lastna teža sorazmerno velika z ozirom na sile reakcij pri obdelavi. Zato togost ležaja ni predstavljal problema. Obremenilna sila prijemlje pod različnimi koti, ki pa niso nikoli večji kot 14° . Zato smo izdelali v ležaju štiri komore, ki so postavljene pod kotom 45° z ozirom na vertikalno os. Odtok olja je na vse štiri strani komore. Ležaj je računat za obremenitev 400kp in ima pri premeru vodila $D = 127 \text{ mm}$ in $h' = 0,04 \text{ mm}$ zračne rege. Za tak ležaj smo dobili pretok olja $Q' = 0,55 \text{ l min}^{-1}$ in potre-

bni tlak v ležaju 7 atn. Pri vodilu s premerom $D = 50 \text{ mm}$, $h' = 0,025 \text{ mm}$ je bil pretok $Q' = 0,04 \text{ l min}^{-1}$. Te podatke navajamo predvsem zato, da si lahko ustvarimo sliko o praktični porabi olja pri danih dimenzijah ležaja oziroma vodila.

Kot posebno zanimivost lahko navedemo izredno zmanjšanje trenja. Pri 12 000 impulzih v minuti na poti 0,1 mm smo dobili silo trenja $F_R = 6 \text{ p}$ v ležaju. Ta podatek še nismo merili zaradi tehničnih težav, vendar bo velikostni red ustrezal. To je predvsem ilustracija dobrih lastnosti hidrostatičnega vleženja. Tudi poraba olja ni pretirana.

Pri računu smo upoštevali še poves vodila, ki je podprto na dveh mestih v razdalji 1217 mm in možnost obdelave površin v domačem laboratoriju.

Ležaji so vgrajeni na starem tipu stroja in zato ni bilo mogoče izdelati kapilar. Zaradi tega smo izdelali posebne dušilke. (sl.8.) Enake pogoje obdelave in enako natančnost je le težko doseči pri taki izvedbi. Izberemo je lahko le če nimamo drugih možnih rešitev.

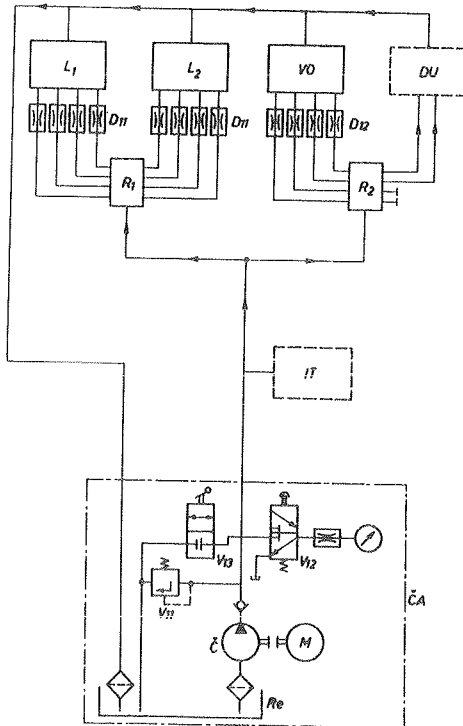


Sl.8. Dušilka

Posebno važno je, da upoštevamo pri konstrukciji razdaljo med dušilko in ležajno komoro, ki naj bo čim manjša. V naši konstrukciji smo imeli težavo z enakim približanjem dušilke h komoram. Poleg tega občutimo pri majhnem obratovalnem tlaku padec tlaka v dovodu olja. Dušilke računamo ravno tako po enačbi (2) kot ležaj.

Principielna shema hidrostatičnih ležajev je prikazana na sliki 9. Potrebno količino olja daje agregat (ČA) V2-1200 (Prva petoletka).

Izbran agregat je večji kakor bi bil potreben, ker ga nameravamo uporabiti še v druge namene. Predvideli smo, da bomo po potrebi priključili na omrežje hidravlike še izenačevalnik tlaka (IT). Potrebni podatki za predhodno ugotovitev od proizvajalca žal še nimamo. Pri pogonu se je izkazalo, da za same ležaje izenačevalnik tlaka ni potreben. Preko razdelilnikov teče olje v dušilke D_{11} in D_{12} in naprej v ležaja L_1 in L_2 ter v vodilo VO. Drug porabnik DU je prikazan črtkano.



Sl. 9. Hidravlična shema hidrostatičnih ležajev

5. Uporabnost hidrostatičnih ležajev

Na mnogih strojih se obremenitev ležajev med obratovanjem močno spreminja. Lahko se spreminja tudi smer obremenitve in njeno nihanje. Pri ležajih, kjer nimamo zvezne obremenitve ali pa je trenutno močna obremenitev, kjer pade število vrtljajev skoraj na nič, se rado zgodi, da se pretrga oljni film. Takrat pride do suhega trenja in s tem do večje obrabe ležaja. Do tega primera pa ne pride vedno. Spomnimo se batnega

sornika, križnih glav, itd. Važno vlogo igra pri tem še čas spremembe vpliva sil in viskoznost olja./3/ Zaradi tega, ker je bilo navadno hidrodinamično mazanje zadovoljivo, se dolgo dobo ni mogel uveljaviti hidrostatični ležaj. Prvenstveno so ga pričeli uporabljati tam, kjer pri zagonu težkega stroja ni bilo mogoče v prvih trenutkih preprečiti suhega trenja. Tako so se pojavili hidrostatični aksilani ležaji pri turbogeneratorjih, pri "točkastih" gibljivih ležajih, pri težkih reduktorjih, pri mlinih itd../3/

Pri obdelovalnih sistemih zasledujemo s hidrostatičnimi ležaji druge cilje. Velike ploskve, ki drsijo ena ob drugi so lahko ekscentrično močno obremenjene. Zato jih podpremo s hidrostatičnimi vodili, ki odpravijo trenje na kritičnih mestih in preprečujejo pretrganje oljnega filma. En tak primer je izvedba univerzalnega velikega stroja za struženje in frezanje tovarne Froriep. Vseh pet gibov tega stroja je numerično krmiljenih.

Zelo vsestransko uporabljamo v zadnjem času hidrostatično vležajenje in vodenje pri brusilnih enotah. V naši državi imamo več podjetij, ki se bavijo s proizvodnjo teh strojev. Zato je na mestu, da to posebej poudarimo. Prednosti hidrostatičnega vodenja so tu predvsem v natančnosti pri delu in pri trajnosti vležajenja, to se pravi pri trajni enaki natančnosti delovanja. Pri modernih strojih za notranje brušenje je hidrostatični ležaj na vretenu obdelovanca, na prečnih saneh in na vretenjaku. Na planem vodilu pa počiva miza. Plana vodila imajo več zaporednih komor. Njihovo število zavisi od dolžine vodila. Vreteno obdelovanca leži na dveh radialnih ležajih s po štirimi komorami, ki so razvrščene po obodu. Ležaj je navadno tesnjen z labirintnimi tesnili. Tako se zmanjša izguba olja, ki bi lahko odtekalo v radialni smeri kljub predvidenim odvodnim kanalom. Zaradi sorazmerno male velikosti strojev za notranje brušenje, lahko vsa oporna mesta ležajev, t.j. vse komore, napajamo z eno črpalko s kapilarnimi mesti dušenja, s čemer lahko znižamo tudi ceno. Za točno nastavljanje dušenja lahko predvidimo dušilke v obliki vijaka, ki je tesno vložen v izvrtino skozi katero doteka olje. Vodenje olja je speljano skozi vijačnico in steno izvrtine. Tu služi vijačnica kot kapilara. S tem ko vijak bolj uvijamo, se daljša dušilna pot. /1/

Uporaba hidrostatike je ekonomična tudi pri ležajih oz. vodilih, ki morajo biti sočasno vodena v dveh smereh. Tak ležaj smo kot je bilo že omenjeno konstruirali in izdelali na Inštitutu za strojništvo v Lju-

bljani. Na okroglem vodilu, ki se pomika v svoji vzdolžni smeri, je obešeno vrtljivo breme. Velikost obremenilne sile se spreminja po velikosti in smeri. Med obratovanjem obstoja možnost, da se vodilo vrti v ležaju na mestu, drsi po ležaju v aksialni smeri ali pa sta oba giba istočasna. V klasični izvedbi moramo v takem primeru namestiti dvoje vrst kotalnih ležajev ali pa uporabiti drsni ležaj. Zahtevi po trajni natančnosti drsni ležaj ne zadosti. Ravnotako z njim ne zadostimo pogoju o stalnosti oljnega filma pri zagonu. Kotalni ležaji pa zahtevajo bolj zapleteno in dražjo izvedbo ter večji prostor. Pri vseh teh razmišljanjih pa smo pozabili še na moč pogona, ki jo odvzema torna sila. Preventivni odpor proti hidrostatičnemu ležaju v takem primeru je predvsem v nedovolj preišljenem mnenju o dodatni potrebni energiji za hidravlično črpalko, ki napaja hidrostatične kore.

V obdelovalnih sistemih da hidrostatični ležaj še dodatne ugodne pogoje. Dušenje elementa sistema, ki ga želimo kontrolirati in regulirati, je pri običajnem ležaju moteno s trenjem, ki je odvisno od vplivne sile. Ravno obremenilna sila se pri različnih pogojih dela spreminja in tako se spreminja tudi trenje. Hidrostatični ležaj trenje praktično odpravi, oziroma ga reducira na tako majhno mero, da je pri kontroliranem vodenju obdelovalnega procesa, z ozirom na druge nastopajoče sile, zanemarljivo. Predvsem to velja za majhne amplitude nihanja in nižje frekvence vrtenja. Pri velikih obodnih hitrostih je potrebno posvetiti veliko pozornost segrevanju olja in temu primerno uporabiti in dimenzionirati ležaj. /4/ Še eden ugoden pogoj, ki ga nudi obdelovalnemu sistemu hidrostatični ležaj, je možnost regulacije nastavitve ležaja.

Upamo, da bomo s pričujočim kratkim orisom in delom na tem področju zbudili zanimanje naše industrije za tak način vleženja.

Literatura:

- /1/ Backé in sodelavci, Ausführung und Anwendung hydrostatischer Lager und Führungen im Werkzeugmaschinenbau, Industrie-Anzeiger, 1968, št.67, str.127-136.
- /2/ Vogelpohl, G., Betriebssichere Gleitlager, Springer Verlag, Berlin, 1958.
- /3/ Fuller, D., Theorie und Praxis der Schmierung, Berliner Union, Stuttgart, 1960.

- /4/ -, Konstruktion der Spindellager und Gestelle von Werkzeugmaschinen, Girardet, Essen, 1962.
- /5/ Schlotterbeck, H., Untersuchungen hydrostatischer Lager unter besonderer Berücksichtigung ihrer Anwendungsmöglichkeiten im Werkzeugmaschinenbau, Industrie-Anzeiger, 1966, St.15, Str.29-36.

Zusammenfassung

Im Bearbeitungssystemen verlangt man von den Lagern grosse Anforderungen. Die moderne Konstruktion bringt mit sich die hydrostatischen Führungen und Lager. Von den positiven Eigenschaften ist die völlige Verschleissfreiheit am wichtigsten. Mit diesem Artikel möchte der Autor die Industrie aufmerksam machen, wie und wo die hydrostatischen Führungen und Lager gebraucht sein können. In vorliegender Arbeit ist das Rechengang mit einem Beispiel beschrieben und illustriert.

I. Gantar x/

NEKAJ POSEBNOSTI PRI STRUŽNICI ZA OPRAVLJANJE PRESKUSOV xx/

V obdelovalni tehnologiji želimo z raziskavami obdelovalnosti kovin z odrezavanjem ustvariti osnove, ki bi pomagale mehanskim obdelovalnicam reševati probleme v zvezi z odrezavanjem in izbirati ustrezne postopke in orodja za ekonomično izdelavo. Potreba in želja po smoternem izkoriščanju vseh možnosti pri obdelavi z odrezavanjem in izrabo obdelovalnih strojev nas vodi k analiziranju pojavov in medsebojnih vplivov med strojem, orodjem in obdelovancem.

Vzporedno z uvajanjem raziskav o obdelovalnosti materialov je bilo nujno razviti tudi vrsto naprav, ki so potrebne pri tovrstnem delu. V nekaterih primerih sicer lahko shajamo s klasičnimi obdelovalnimi stroji ter pripadajočimi merilnimi in kontrolnimi pripomočki, v mnogih primerih pa standardni stroji ne ustrezajo, pa tudi standardna oprema ni primerna. V takem primeru je nujno pristopiti h konstrukciji in izdelavi ustreznih pripomočkov za nemoten potek eksperimentov.

Razvoj tehnologije je v zadnjih letih hitro napredoval. Vzporedno z novimi materiali, ki so se pojavili na tržišču, je šel tudi razvoj novih rezalnih materialov, to je hitroreznih jekel, karbidnih trdin in v novejšem času še keramičnih ploščic. Z uvajanjem orodij iz karbidnih trdin pred približno štirimi desetletji, se je postavila pred izdelovalce obdelovalnih strojev nova zahteva. Potrebno je bilo izdelati močnejše stroje z močnejšimi pogonskimi elektromotorji, z večjimi vrtilnimi hitrostmi, vse z namenom, da bo obdelava hitrejša, boljša in predvsem gospodarnejša. Če primerjamo današnje rezalne hitrosti pri obdelavi predvsem železnih kovin s hitrostmi, ki so bile primerne za obdelavo kovin pred uvedbo karbidnih trdin, posebno še z uvajanjem keramičnih ploščic kot rezalnim materialom, ugotovimo, da je nastala v tehnologiji odrezavanja nova doba.

x/ Gantar Ivan dipl.ing. asistent na Fakulteti za strojništvo in sodelavec Inštituta za strojništvo v Ljubljani

xx/ Poročilo Inštituta za strojništvo v Ljubljani

Na stružnici mora biti omogočeno - razen grobe obdelave - tudi dokončna obdelava obdelovancev tako po kvaliteti površine, kot geometrični natančnosti - okroglosti, kar je bila do nedavnega domena brusilnih strojev. Če pogledamo te zahteve iz tehniškega stališča, je to izvedljivo. Delovna vretena je treba dovolj natančno obdelati, precizneje vležajiti, stroj pa mora imeti ustrezne vrtilne hitrosti, s primernim pogonom delovnega vretena in primernimi podajanjmi. To vprašanje je zelo pomembno za gospodarski preračun večjih strugarških obratov. Če gledamo s stališča, da na enem stroju obdelovanec vnaprejšnje ostružimo in dokončno obdelamo brez izpenjanja in ponovnega vpenjanja na drugi stroj, lahko hitro ugotovimo, da je to velika prednost že v samem prihranku na času, posebno pri obdelavi posameznih kosov /v posamični izdelavi/. Če pa gledamo še s stališča potrebe po strojnem parku, lahko takoj ugotovimo, da je mogoče prihraniti znatna devizna sredstva, ki bi bila potrebna za nabavo novih strojev. Iz navedenega posnemamo, kje in zakaj je to področje udejstvovanja tehnologov tako pomembno in zakaj smo na Inštitutu za strojništvo v Ljubljani začeli s tovrstnimi raziskavami.

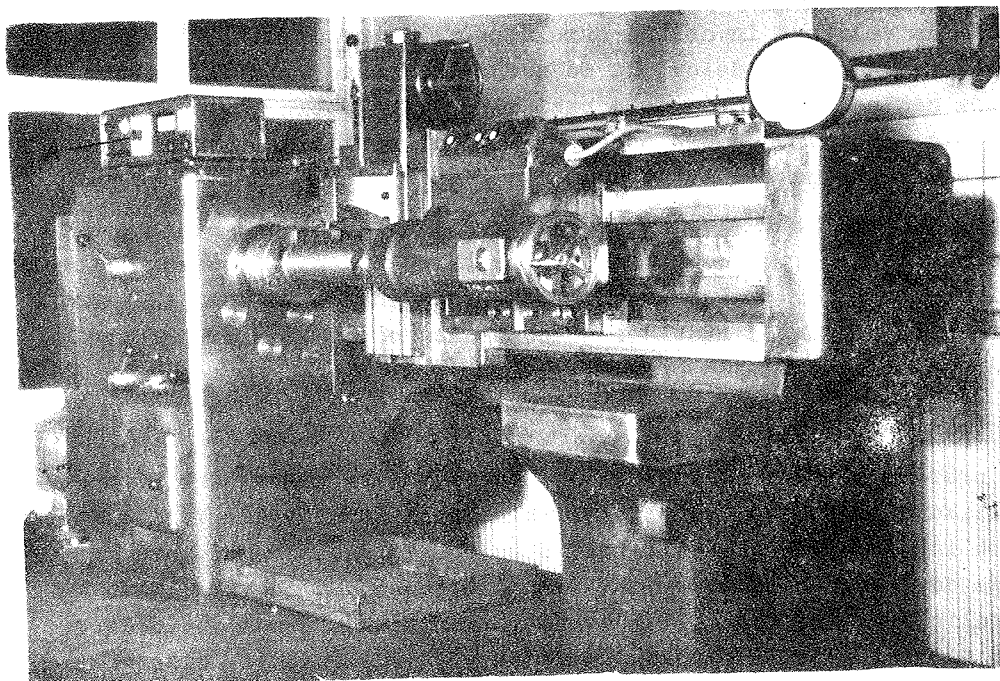
Glede na specifičnost naprav, ki so potrebne pri raziskovalnem delu tehnologov pri preskušanju obdelovalnosti kovin in vzdržljivosti rezalnih materialov je bilo nujno, da smo sami pristopili h konstrukciji in izdelavi osnovnih pripomočkov za opravljanje omenjenih raziskav.

Za študiranje in analizo medsebojnega vpliva - stroj, obdelovanec, orodje, je najprej potreben ustrezen stroj, ki mora imeti sicer lastnosti klasičnih strojev, poleg tega pa mora imeti še vrsto drugih lastnosti, ki vsaj za zdaj za široko uporabo v industriji niso tako pomembne, pri stroju za opravljanje poskusov pa so odločilnega pomena. Navedel bom le nekaj pomembnejših zahtev za tak stroj:

1. stroj mora biti čimbolj tog, da se izločijo zunanji vplivi,
2. moč pogonskega elektromotorja mora biti dovolj velika,
3. območje vrtilnih hitrosti mora biti zelo široko. To je nujno potrebno za študij odrezkov in študij fine obdelave, nadalje za raziskave obstojnosti rezalnih materialov pri velikih rezalnih hitrostih,
4. tolerančno območje vrtilnih hitrosti mora biti zelo ozko - občutljiva regulacija,
5. veliko število grobih in finih podajanj suporta,
6. aksialna sála na konjičku mora biti nastavljiva.

Pri postavljenih zahtevah in možnostih grobe oziroma fine obdelave, se postavlja vprašanje uspešne kombinacije jermenskega pogona z zobniškim. S to kombinacijo - in če je stroj dovolj natančno izdelan - dobimo pripomoček, ki v celoti izpolnjuje postavljene zahteve.

Iz izkušenj posnemamo, da je možna najfinejša obdelava na stružnici samo z direktnim jermenskim pogonom delovnega vretena, brez vmesnih zobniških prenosov. Ta ugotovitev je še iz časov, ko so bila delovna vretena stružnic gnana izključno s ploščatimi jermeni prek stopničastih jermenic. Torej velja tudi sedaj, če hočemo doseči pri struženju najboljše možno kvaliteto površine obdelovanca, da mora biti delovno vreteno gnano z jermenom. To spoznanje je utemeljeno z dejstvom, da delovna vretena gnana z jermenom ne nagibajo k torzij-skim nihanjem v tolikšni meri, kot je to primer pri delovnih vretenih, ki jih poganjajo zobniki.



Slika št. 1 Eksperimentalna stružnica izdelana v Inštitutu za strojništvo v Ljubljani

Sama oblika stružnice se precej razlikuje od oblike klasičnih stružnic, saj je tudi namen stružnice preskušanje obdelovalnosti kovin in vzdržljivosti rezalnih materialov, ne pa serijska izdelava.

Izkušnje iz drugih raziskovalnih centrov kažejo, da so za študij nastajanja odrezkov in grobe obdelave potrebne zelo majhne rezalne hitrosti - približno 10 m/min. Za fino obdelane površine pri odrezavanju alumunijevih zlitin so potrebne rezalne hitrosti celo do 1500 m/min. Upoštevajoč omenjene izkušnje drugih na eni strani in naše potrebe na drugi strani, smo razvili stroj z naslednjimi karakterističnimi podatki:

dolžina struženja	1250 mm
premer struženja prek suporta	280 mm
premer struženja prek postelje	560 mm
območje vrtilnih hitrosti	35 do 4400 min ⁻¹
moč pogonskega elektromotorja	20 kW

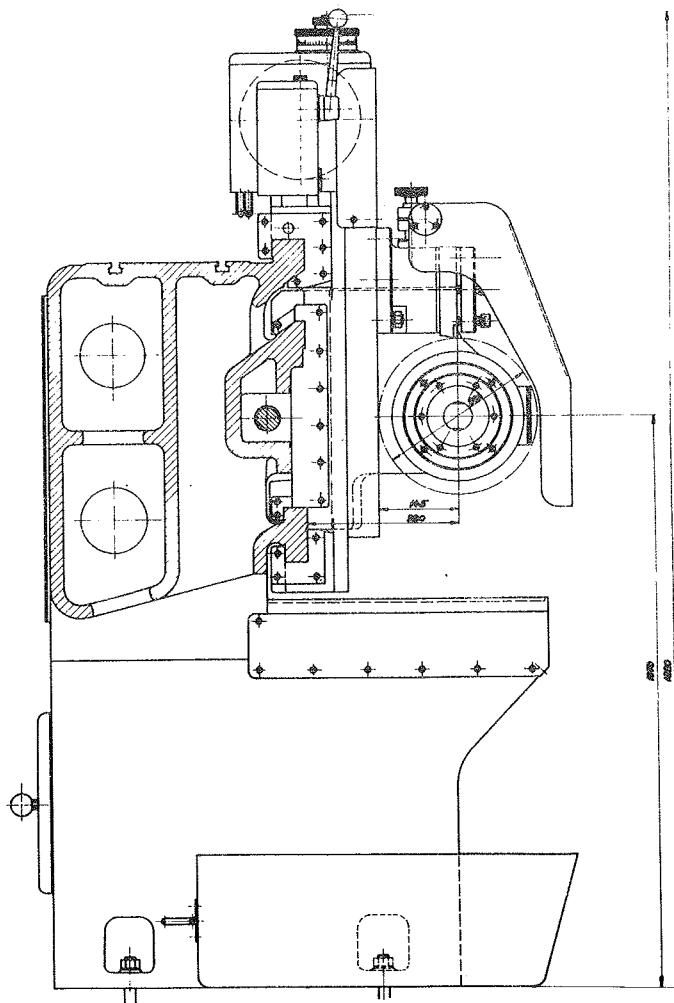
Glede na velikost in obliko stružnice velja pripomniti, da je sestavljena iz štirih delov, ki so med seboj močno priviti. Posebej velja naglasiti, da smo zelo pazili na zares dobro prileganje na stičnih mestih. Od dobre zveze na stičnih mestih je v veliki meri odvisna statična togost stroja.

Pogon je prek Ward- Leonardovega agregata, ki omogoča brezstopenjsko regulacijo vrtilne hitrosti. Stružnico poganja istosmerni pogonski elektromotor zmogljvo 20 kW. Naj omenim, da je to samo začasno. Stružnica je namreč izdelana za pogonsko moč 65 kW, kar je dovolj tudi za najzahtevnejše preskuse.

Postelja

Iz prereza stružnice je razvidno, da se oblika postelje bistveno razlikuje od oblike postelje pri klasičnih stružnicah. Vodila za suport in konjička so vertikalna. S to obliko smo dosegli razen uspešnega odvajanja ostružkov tudi zmanjšanje možnosti dotika letih in ostalih nečistoč z vodili suporta in konjička. Za zaščito delavca pri stružnici je na suportu nameščen premični ščitnik, kije oblikovan tako, da se ostružki od njega odbijajo in padajo v spodaj nameščeno posodo. Da bi delavec lahko sledil poteku procesa, je v ščitniku dovolj velik izrez s poliakrilnim steklom. Pri tako velikih rezalnih hitrostih je ščitnik nujno potreben, saj pri hitrosti 700 m/min odletavajo odrezki s hitrostjo 42 km/h, kar je nevarno ne le

za delavca, temveč tudi za okolico, posebno še, ker imajo temperaturo celo do 400 °C. Pri tako veliki hitrosti se pretežni del toplote odvaja z odrezki in le manjši del v obdelovanec in orodje, kar še dodatno govori v prid tovrstne oblike postelje.



Slika št. 2 Prečni prerez stružnice

Vretenjak

Omenil sem že, da je vretenjak kot enota zase močno privit na podstavek in posteljo, kar onemogoča medsebojne premike. Predležje s prestavo 1 : 12 je potrebno za nižje vrtilne hitrosti. Posebnost pri vretenjaku je v tem, da je razdeljen na pogonski in delovni del. Ta kombinacija je nujna, če hočemo zadostiti postavljenim pogojem. Pri obdelavi v višjem območju vrtilnih hitrosti se prenaša torzijski moment po zobniški sklopki ob popolnoma izključenem predležju, v nižjem območju /pri grobi obdelavi/ pa prek predležja. Pogonski in delovni del sta popolnoma ločeno vležajena. Prednost tega načina je v lažjem nastavljanju ležajev in lažji izdelavi delovnega in tudi pogonskega vretena. Moment se prenaša od pogonskega elektromotorja na pogonski del delovnega vretena z 2,5 mm debelim "Ekstremultus" jermenom širine 160 mm. Pri največjih vrtilnih hitrostih je hitrost jermena 59 m/sek, kar znaša približno 210 km/h.

Precejšnjega pomena glede na natančnost obdelave na stroju je pravilno vležajenje delovnega vretena. Zaradi odličnih lastnosti dvovrstnih valjčnih ležajev, smo spredaj vgradili dvovrstni valjčni ležaj NN 30...K/SP, izdelek firme SKF. Prednost teh ležajev je v tem, da imajo veliko dinamično nosilnost, razen tega pa je možno nastavljati ohlapnost ležaja v odvisnosti od vrtilne hitrosti.

Prav tako kot v prečni smeri je delovno vreteno solidno vležajeno tudi v vzdolžni smeri. Navadni aksialni ležaji ne vzdrže tako velikih vrtilnih hitrosti in tudi natančnost samih ležajev ne zadošča postavljenim zahtevam. Tudi tu sta vgrajena ležaja firme SKF vrste 72 s povečano natančnostjo.

Na vsa mesta v vretenjaku, ki jih moramo mazati, dovajamo olje pod pritiskom, za kar rabi posebna oljna tlačilka. Olje brizga pod pritiskom skozi posebne šobe med kotalne elemente. Za nastavljanje količine olja, ki ga rabi posamezno mazalno mesto, so vgrajeni posebni dozirniki ventili, ki jih po potrebi nastavljamo. Prednost tovrstnega mazanja je tudi v tem, da imamo enostavno kontrolo mazalnega sistema in še varovanje povrhu. V komandni plošči je vgrajen manometer, ki omogoča kontrolo, če je mazalni sistem pod pritiskom. V vretenjaku je vgrajeno tlačno stikalo, ki onemogoča vključitev stroja v pogon toliko časa, dokler ni v mazalnem sistemu dovolj velik pritisk olja, oziroma stroj se izključi, čim pade pritisk olja v mazalnem sistemu pod določeno vrednost.

Podajanje

Za izdelavo rotacijskega telesa na stružnici je poleg rotacijskega gibanja obdelovanca potrebno tudi vzdolžno oziroma prečno gibanje rezalnega orodja. Vzdolžno in prečno podajanje suporta mora biti v izbranem razmerju z vrtljaji delovnega vretena, razen tega pa mora biti dana tudi možnost izbiranja tega razmerja, za grobo ali fino obdelavo. Ker je to posebna stružnica, je podajanje suporta izvedeno samo z vodilnim vretenom. Vodilno vreteno dobi pogon od delovnega vretena po zobatem jermenu in menjalniku, ki je izdelan kot enota zase in privit na poštavek na zadnji strani stružnice. Štirilindvajsetstopenjski menjalnik je izbran tako, da pokrijemo celotno območje podajanj od najfinejšega 0,03 mm/vrt., do najbolj grobega 1,5 mm/vrt. delovnega vretena.

Vodilno vreteno je nameščeno v sredini postelje. Tako lego narekuje že sama oblika postelje kot tudi dejstvo, da dobimo na ta način ugodno medsebojno lego vlečne sile v vodilnem vretenu in podajalne sile F_x . Da bi bilo vodilno vreteno zaščiteno pred nečistočo, je nameščeno v posebnem kanalu, ki je pokrit z jeklenim trakom. Na vsakem koncu vodilnega vretena je nameščena elektromagnetna sklopka, kar omogoča da lahko izmenično vklapljammo delovno oziroma hitro vzvratno podajanje suporta s pritiskom na ustrezno tipko. Za levo - desno hitro podajanje suporta je vgrajen še dodatni elektromotor, kar je zelo ugodno zaradi zamudnega ročnega pomikanja suporta v izhodiščno lego.

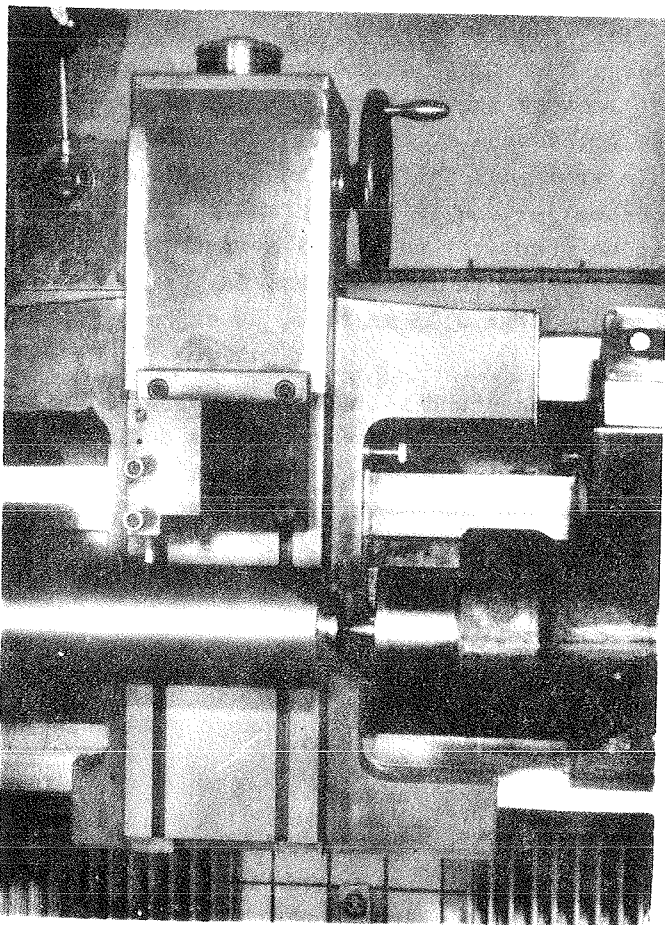
Suport

Kot ves stroj je tudi suport razmeroma masiven. Precej dolgi zgornji del sani prenaša vso težo vzdolžnega in prečnega suporta. Nosilec orodja je masivni blok, pritrjen z ustreznimi vijaki v utore T prečnega suporta. Zaradi velike naležne ploskve zgornje nastavne letve je kljub precejšnji teži suporta, ploščinski pritisk znatno manjši od dopustnega. Zaradi velike dolžine zgornjega dela suporta, je vretenjak izdelan tako, da se levi krak zapelje za vretenjak, kar omogoča, da sez orodjem približamo vpenjalni glavi.

Vsa mesta, ki jih moramo mazati /vzdolžna in prečna vodila ter vreteni za vzdolžno in prečno podajanje/, so mazana z oljem s tlačilko z ročno strežbo. Tlačilka je nameščena na levem kraku suporta.

Prečni suport ima vodila po vsej dolžini, kar je ugodno. Zaradi

velike naležne ploskve je zmanjšana možnost nastajanja vibracij na tem mestu.



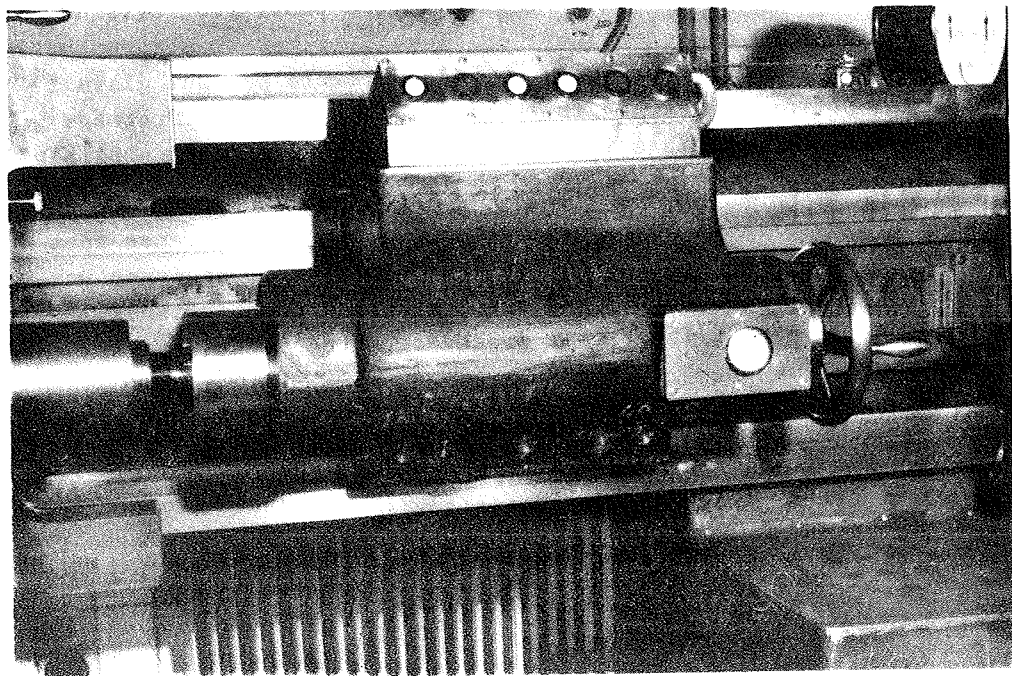
Slika št. 3 Suport

Konjiček

Pomen konjička pri stružnicah navadno podceñujemo. Pri tej stružnici pa smo posvetili konjičku prav tolikšen pomen kot vretenjaku. Konica je vležajena na enak način kot delovno vreteno. Zagotovljena je stabilnost konjička, pinola je velikega premera, dolga in eksaktno vodena. Sotekoča konica je precizno vležajena, ležaji pa imajo dovolj veliko dinamično nosilnost v prečni in prav tako v vzdolžni smeri,

AM.5.8

v vsem območju vrtilnih hitrosti. Pripomniti velja, da je vležaje-
nje v vzdolžni smeri bolj kritično kot v prečni, posebno pri večjih
vrtilnih hitrostih, zaradi manjše dinamične nosilnosti aksialnih le-
žajev. Upoštevati je treba tudi dejstvo, da se obdelovanci med obde-
lavo precej segrejejo in podaljšajo. Posledica raztezka so dodatne
aksialne sile, ki so lahko vzrok resne okvare ležajev, pa naj bo to
v pinoli konjička ali pa v wretenjaku, če bi bil obdelovanec togo
vpet med konicama.



Slika št. 4 Konjiček

Da ne bi prekoračili dinamične nosilnosti aksialnih ležajev, moramo
poznati silo s katero lahko obremenjujemo ležaj pri določeni vrtil-
ni hitrosti. V ta namen so vgrajene krožnikaste vzmeti, ki delujejo
kot dinamometer in jih lahko poljubno obremenjujemo, povese pa meri-
mo neposredno z vgrajenim komparatorjem, ki omogoča razbiranje v kp.

Zaradi precejšnje teže konjička bi samo en delavec težko premikal
konjička po vodilih, zato ima v ta namen vgrajeno posebno sklopko,
s katero vežemo konjiček s suportom in ga nato premikamo po vodilih
z že omenjenim elektromotorjem za hitro podajanje. Pritisk konice

na obdelovanec nastavljam ročno, pinolo pa fiksiramo v okrovu konjička z ekspanzijskim obročem.

Vpenjanje obdelovancev

Obdelovance lahko vpenjamo s klasičnimi vpenjalnimi napravami, kot je prikazano na sliki 1. Za preskušanje pri velikih vrtilnih hitrostih pa je bila izdelana specialna dinamično uravnorežena vpenjalna sprava, ki dobro prenaša moment od delovnega vretena na obdelovanec pri največjih in pri najmanjših vrtilnih hitrostih. Princip ponazarja slika 6. Obdelovanec mora imeti na obeh koncih centrirno izvrtino, na enem koncu pa še dve osnosimetrični luknji, v kateri sta vtisnjena sojemalna čepa. Za preskušance manjšega premera pa rabi glava z vpenjalnimi patronami, ki se jih lahko poljubno menjava. Pretežna večina ostalih sojemalnih sprav ni uporabna zaradi velikih vrtilnih hitrosti.

Pri obdelavi z velikimi hitrostmi je važno, da je obdelovanec vpet med konicama uravnorežen. Da to dosežemo, je treba preskušane vnaprej postružiti po vsej dolžini z rezalno hitrostjo približno 80 m/min, šele potem pa pristopiti k preskusom z večjimi hitrostmi.

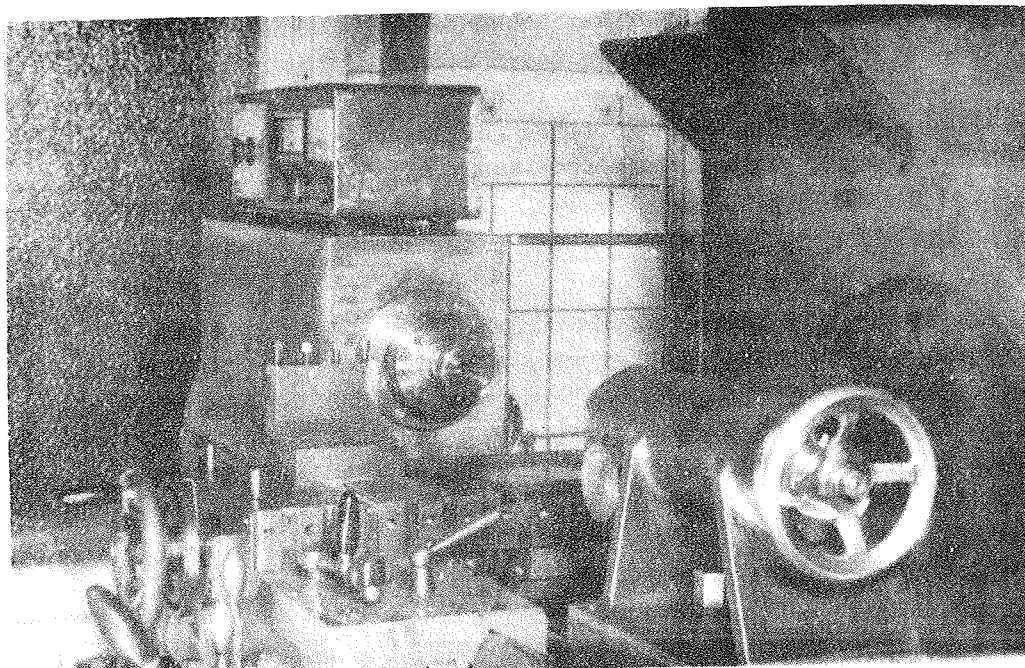
Strežba stružnice

Tipke za strežbo stružnice so nameščene na dostopnem mestu, tako na vretenjaku kot na konjičku, kar je razvidno s slike 1. Z ročicami na vretenjaku grobo nastavljam območja, v katerih želimo preskušati, z gumbom "A" pa fino nastavljam hitrosti. Za merjenje vrtilnih hitrosti rabi tahogeneretor, ki prek merilnega instrumenta kaže vrtilno hitrost delovnega vretena.

Iz slike 4. je razvidno, da imamo za strežbo stroja še eno premično komandno ploščo na pokrovu konjička, kar je ugodno zaradi preglednosti med obdelavo.

Stružnica za obdelavo pri velikih vrtilnih hitrostih

Razen ugotavljanja obdelovalnosti železnih kovin, je za del naše industrije zelo pomembno vprašanje obdelovalnosti neželeznih kovin, v našem primeru konkretno obdelovalnost aluminija in aluminijevih zlitin. Da smo lahko pristopili k tem raziskavam, smo morali vzporedno z uvajanjem raziskav prav tako sami izdelati osnovne pripomočke za opravljanje preskusov. Rekonstruirali smo staro stružnico z dovolj togim podstavkom, kar je razvidno s slike 5.



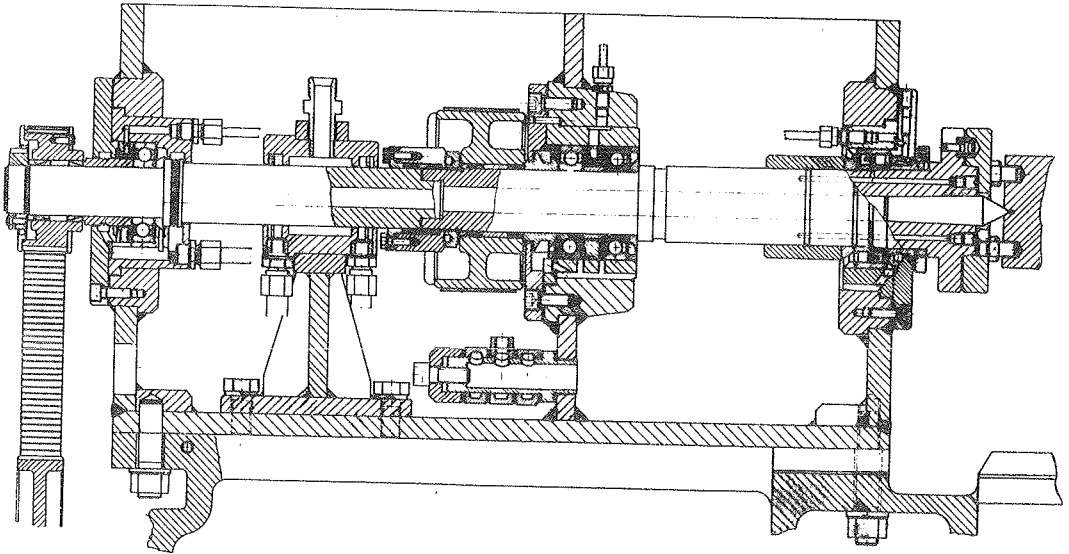
Slika št. 5 Rekonstruirana stružnica

Zamenjali smo vretenjak in menjalnik za podajalno gibanje, nekoliko predelali suport, izdelali nov konjiček in komandno ploščo, tako da ima stružnica novejši izgled. Stroj poganja Ward-Leonardov agregat, ki omogoča brezstopenjsko spreminjanje vrtilnih hitrosti v območju od 700 do 9000 min⁻¹. Okrov vretenjaka je varjen a dovolj tog. Rešiti je bilo treba še vrsto drugih problemov kot n.pr. zahtevno vležajenje delovnega vretena, prenos moči od pogonskega elektromotorja na delovno vreteno, prenos moči na sistem za podajalno gibanje v natančnem razmerju, mazanje ležajev in ne nazadnje tudi natančno in zanesljivo vpenjanje obdelovancev večjega in manjšega premera.

Delovno vreteno je vležajeno s kotalnimi ležaji, spredaj z dvovrstnim valjčnim ležajem, ki omogoča nastavljanje ohlapa, zadaj pa sta dva navadna radialno-aksialna ležaja iz razreda P5.

Sprednji ležaj je pritrjen na delovno vreteno z elastično - ekspanzijsko tuljko, ki omogoča eksaktno nastavljanje sprednjega ležaja, Razen tega je pri tovrstnem vpetju najugodnejši potek napetostnih silnic, nadalje zaradi privijanja matice ni zareznege učinka in upo-

gibanja delovnega vretena, kar lahko povzroča nenatančni tek stroja. Prednost je tudi enostavna in natančna montaža oziroma demontaža ležaja. Tudi nastavljanje ohlapa ležaja je enostavno in hitro, kar je razvidno s slike 6. Važno pri tem je, da je čelna ploskev pravokotna na izvrtino in da je luknja izdelana v ustrezni toleranci.



Slika št. 6 Vzdolžni prerez skozi vretenjak

Naslednji važnejši element, ki ima veliki vpliv na natančnost obdelovanca je delovno vreteno. Izvedbi in izdelavi delovnega vretena smo posvetili posebno pozornost. Biti mora termično obdelano, razen tega pa mora biti zelo natančno dinamično uravnoteženo. Pri delovnih vretnih za stružnice je pomembna togost delovnega vretena. Kljub omejitvi, zaradi velikih vrtilnih hitrosti, pri ležajih, je uspelo doseči togost delovnega vretena $R = 85 \text{ kp/um}$.

Moment se prenaša od pogonskega elektromotorja na delovno vreteno z jermenom "Ekstremultus". Kljub veliki hitrosti /skoraj 90 m/sek/ , je prenos dokaj ugoden in vsaj do sedaj nismo imeli nikakršnih težav. Jermenica je pritrjena na delovno vreteno z ekspanzijskimi obroči, ki zelo dobro centrirajo jermenico, prenašajo moment in obenem prek

vmesne puše pritiskajo na notranje obroče krogličnih ležajev, tako da je tudi zadnji del delovnega vretena solidno uležajen. Prednost tovrstne pritrditve je v tem, da ni zareznihi učinkov, jermenica je dobro centrirana, snemanje jermenice je lahko in enostavno brez uporabe sile in nabijanja, kar bi lahko dovedlo do poškodbe občutljivih kotalnih ležajev.

Poglavje zase je priključitev sistema za podajalno gibanje suporta. Da smo se izognili trikrat podprtemu delovnemu vretenu, kar bi bilo tudi tehnološko težko izvedljivo zaradi zahtevane natančnosti obdelave, je delovno vreteno samo dvakrat podprto. Gred ki prenaša vrtilno gibanje od delovnega vretena do menjalnika za podajalno gibanje je oprta na eni strani na ležaj, ki je v okrovu - vretenjaku, na drugi strani pa je vležajena v nasčavek delovnega vretena, ki to gred centrira. Moment se prenaša podobno kot pri jermenici z ekspanzijskimi obroči, kar je razvidno s slike 6.

Da bi se izognili vibracijam pri omenjeni gredi, smo uporabili posebno hidrostatično dušilko, ki duši nastale vibracije.

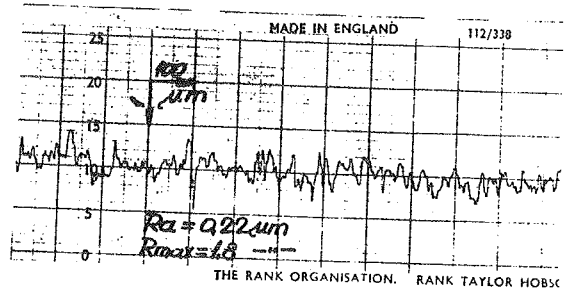
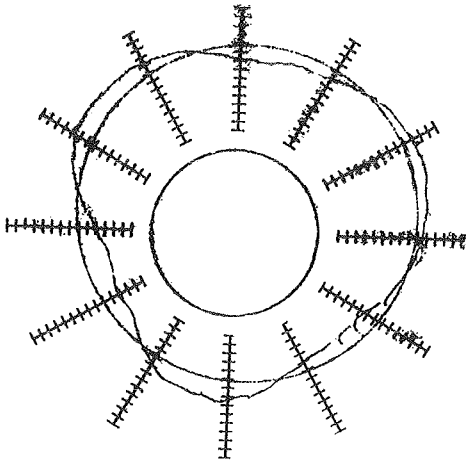
Moment za podajalno gibanje suporta se prenaša z zobatim jermenom. Prenos z zobniki tu ni uporaben zaradi prevelikih vrtilnih hitrosti, drugi prenosniki pa niso uprabbni zaradi spodrsavanja.

Mazanje je enako kot pri večji stružnici - z brizganjem olja med kotalne elemente. Podobno je tudi vpenjanje obdelovancev.

Če smatramo, da je podatek za kvaliteto stroja tudi površina obdelovanca, potem so v prid te trditve vrednosti meritev površine obdelovanca iz aluminijeve zlitine s slike 7. Diagrame je registriral stroj za merjenje hrapavosti v merilnem laboratoriju Inštitutta za strojništvo v Ljubljani:

Na sliki št. 7 na naslednji strani prikazana površina obdelovanca je dobljena pri naslednjih parametrih:

Rezalna hitrost	$v = 200 \text{ m/min}$
Podajanje -	$s = 0,03 \text{ mm/vrt}$
Polmer zaokrožine nakonici	$r = 0,5 \text{ mm}$
Preměr obdelovanca	$d = 41 \text{ mm}$
Material : Al - D58	



Slika št. 7 Površina obdelovanca

Literatura

- /1/ Gantar I. Konstrukcija eksperimentalne stružnice
Diplomsko delo št. 1056
- /2/ Koenigsberger F. Berechnungen, Konstruktionsgrundlagen und
Bauelemente spanender Werkzeugmaschinen
- /3/ VDE Mitteilungen Nr. 8, 26, 28
- /4/ Stau C.H. Die Drehmaschinen - Drehbänke und verwandte Werk-
zeugmaschinen

Zusammenfassung

Die Forschung der Bearbeitung stellt spezielle Anforderungen an die Werkzeugmaschine die für diese Forschung eingesetzt wird. Betrachten wir nur die wichtigsten Eigenschaften einer Versuchsdrehbank: Grosse Steifigkeit, grosse Kraft des Antriebsmotors, stufenlose Geschwindigkeitsregelung usw. Im Vortrag werden charakteristische Daten zusammen mit kurzer Beschreibung einiger Elemente erörtert. Diese Drehbank wurde am Institut für Maschinenbau in Ljubljana konstruiert und ausgebaut.

Es folgt eine kurze Beschreibung der speziellen Elemente, die bei dem Umbau einer anderen Versuchsdrehbank verwendet wurden, die Drehzahlen bis zu 9000 min^{-1} erreichen kann und für Bearbeitungsforschung von Aluminium und Alu-Legierungen bestimmt ist.

I. Grebenc x/

DUŠENJE NIHANJ HIDRAVLIČNEGA CILINDRA xx/

1. Uvod

Naraščajoča uporaba hidravličnih in pnevmatskih elementov v izgradnji strojev in naprav zahteva tudi natančnejše poznavanja vseh lastnosti in delovanja teh elementov. Še posebno se potreba po natančnem proučevanju pokaže v vseh bolj zahtevnih primerih, bodisi da gre za avtomatizirane delovne procese ali za uporabo hidravličnih elementov v vlogi regulacijskih členov.

Razna nezaželjena in za pravilen delovni proces škodljiva nihanja so v hidravličnih sistemih pogost pojav. Vzrokov za taka nihanja je več in je potrebno ugotoviti izvor v vsakem posameznem primeru posebej. Nihanja zaradi konstruktivnih napak ali nepravilne izbire elementov lahko preprečimo s popravilom konstruktivnih napak in z zamenjavo elementov. Velikokrat pa nihanj ne moremo v celoti preprečiti ampak jih lahko le zmanjšamo v taki meri, da nam ne motijo dela. V ta namen lahko vgrajujemo akumulatorje, dušilne elemente ali cele dušilne sisteme. Vsekakor pa je potrebno pri pojavu ali pri predpostavljajanju nihanj v sistemu najprej ugotoviti, v koliki meri nam kvarno vplivajo na delovni proces, v naslednjem koraku odkriti povzročitelja nihanj in v končni fazi pristopiti k zmanjšanju ali popolni odstranitvi nihanj iz hidravličnega sistema.

Pri obdelovalnih strojih se stalno večja uporaba hidravličnih motorjev in delovnih valjev za glavna in podajalna gibanja. Pri tem je zaželjena konstantna hitrost, včasih tudi konstantna vrednost tlaka. Razna nihanja teh vrednosti lahko povzročijo slabo kvaliteto obdelanih površin in istočasno tudi kvarno vplivajo na obstojno dobo orodja.

x/ Ivan Grebenc dipl.ing. asistent na Fakulteti za strojništvo in sodelavec Inštituta za strojništvo v Ljubljani

xx/Poročilo Inštituta za strojništvo v Ljubljani

AM.6.1

2. Vzroki nihanj v hidravličnih sistemih

Oglejmo si nekaj v praksi najpogostejših vzrokov za nihanja v hidravličnih sistemih in istočasno tudi možnosti za zmanjšanje ali popolno odstranitev nihanj.

2.1 Oljna črpalka daje neko količino tlačnega olja pod določenim pritiskom, pri čemer pa količina in pritisk nihata periodično v relativno majhnem amplitudnem območju. Frekvenca tega čisto mehanično povzročene nihanja je enaka ritmu delovanja črpalke. Vsak zob zobniške črpalke ali vsaka lopatica celične črpalke povzroči nihaj, ki se s hitrostjo valovanja prenese po tekočinskem mediju do bata v delovnem valju in v primeru uporabe tega valja na obdelovalnem stroju naprej na orodje. Tako se to nihanje neposredno odraža na površini obdelovanca. Seveda ni mogoče izenačiti glede nihanja vseh črpalk. Najslabše so glede tega batne črpalke, boljše so celične in zobniške črpalke. Precej je razlik v raznih konstruktivnih izvedbah. Praktično brez vsakih nihanj pa so vijračne črpalke.

Zmanjšanje s črpalko povzročene tlačnega nihanja lahko dosežemo z uporabo tlačnih akumulatorjev kot dušilnih členov med črpalko in krmilnimi ventili. Pri tem naj črpalka tlači olje v akumulator, iz tega pa se ga potem odvzame za delovni valj. Če je vgrajen med akumulator in porabnik še dušilni ventil se nihanja s strani črpalke popolnoma odpravi.

2.2 Drug povzročitelj nihanj v sistemu so razni krmilni organi. Pri hitrem prekrmljenju razvodnika se tlačni val razširja s hitrostjo zvoka do bata v delovnem valju, se tam reflektira in potuje nazaj. Pri srečanju s sledečim tlačnim valom pride do seštevanja pritiskov in s tem do udara. V takih primerih pride do zelo visokih lokalnih pritiskov, ki lahko privedejo do porušitve cevi ali do raznih poškodb v drugih hidravličnih elementih. Raziskave teh trenutnih preobremenitev so delali že številni avtorji in odkrili presentljivo visoke vrednosti pritiskov.

Z ozirom na dejstvo, da pride do teh tlačnih nihanj v sistemu le tedaj, ko je prekrmljenje prehitro, je zelo enostavna tudi rešitev problema. Potrebno je le vgraditi krmilni razvodnik, ki bo imel hitrost prekrmljenja prilagojeno v taki meri, da do zgoraj opisanega pojava ne bo prišlo.

2.3 Protipovratni ventili, razni tlačni ventili in varnostni ventili so hidravlični elementi, ki ravno tako v veliki meri povzročajo nihanja v hidravličnih sistemih. Če vzamemo kot primer varnostni

ventil, potem predstavlja vzmet elastičen element, tekočina pod določenim pritiskom pa je nihajoča masa. Ko pritisk na ventilni sedež premaga silo vzmeti, se odpre pretok in pritisk olja pade, temu pa takoj sledi zapiranje ventila. V določenih razmerah se to stalno ponavlja, s tem pa se pojavi v celem sistemu nihanje z določeno frekvenco in to nihanje lahko zelo kvarno vpliva tako na sam ventil kot tudi na orodje, ki ga vodi hidravlični delovni valj. To nihanje se običajno sliši kot ropot, ki ga povzročajo udarci ventilnega sedeža.

Natančno vzeto je lahko vsak ventil povzročitelj nihanj in včasih je težko odkriti, kateri izmed mnogih vgrajenih ventilov je pravi povzročitelj nihajev. Ravno tako so lahko ta nihanja samo kratkotrajna in se zadušijo z notranjim trenjem, vendar pa tudi kot kratkotrajna povzročajo neprijetnosti. Nihanja te vrste niso v toliki meri zanimiva za visokotlačno hidravliko, ker so tlačne amplitude v razmerju z absolutnim tlakom v sistemu zelo majhne. Drugače pa je v nizkotlačni in regulacijski hidravliki, kjer omenjena tlačna nihanja lahko povzročijo znatne napake.

2.4 Vsa doslej omenjena nihanjasa povzročali v sistem vključeni hidravlični elementi bodisi zaradi svojega delovanja ali pa nepravilnosti. Omenili smo samo nekaj elementov, razumljivo je, da jih je še več. Nihanja v sistemu povzroča tudi vsaka sprememba tlaka ali pretoka, eventuelno v manjši meri. Obravnavanje vseh teh nihanj ne spada v ta okvir.

Delo, ki ga hidravlični motor ali delovni valj opravlja je premagovanje sile na določeni poti. Ta zunanja sila, če vzamemo kot primer silo rezanja ali podajanja, je v splošnem odvisna od mnogih parametrov in se zato časovno popolnoma nedefinirano spreminja. Vsako mehanične povezave se ta nihanja sile prenašajo na hidravlični sistem in lahko vzbudijo sekundarna vzporedna nihanja. Ker želimo kvalitetno obdelavo in natančne dimenzije obdelovanca moramo vplive motilnih veličin odstraniti ali vsaj zmanjšati na neko zanemarljivo mero. Imamo dve možnosti. Prva možnost je, da ustvarimo regulacijski krog, kjer s povratno zvezo kompenziramo vplive nihanja zunanje obremenitve in s tem omogočimo kvalitetno in natančno obdelavo. Druga možnost pa je, da vgradimo dušilne elemente, ki zmanjšajo vplive nihanja zunanjih sil. Prva možnost je dražja, daje pa boljše rezultate. Glede druge možnosti, ki je sicer enostavnejša in cenejša pa je treba pripomniti, da je vsako dušenje istočasno izguba energije in da vsako

dušenje predstavlja izvor toplote na stroju. V nadaljnjem bomo podrobneje ogledali prav to drugo možnost.

3. Možnosti dušenja nihanj

Pri naštevanju vzrokov nihanj v hidravličnih sistemih je že bila omenjena možnost uporabe tlačnega akumulatorja v primeru dušenja s črpalko povzročениh nihanj. V nadaljnjem se bomo omejili le na nihanja bata v hidravličnem delovnem valju.

V večini primerov se za dušenje uporabljajov ventili s spremenljivim zoženim prerezom, kratko imenovani dušilke. Že dlje časa je poznana rešitev za močno dušeno gibanje - zaviranje na koncu giba bata. To je končno dušenje, katero onemogoča sunkovito zaustavljanje bata in z njim povezanih mas na koncu giba in s tem trdo nasedanje bata na pokrov valja /3/. Poznane so tudi druge rešitve z uporabo raznih zavov /4/, vendar pri teh rešitvah v pretežni meri ne gre za dušenje nihanj. Dušilke s spremenljivim prerezom so zgrajene tako, da se prerez zvezno spreminja. Pri tem je možno uporabiti različne elemente - na primer šobe z iglami, stožec, razne variante zareza, zaslonke itd. S temi izvedbami je možna regulacija zelo majhnih pretočnih količin /5/. Ker vsako nihanje bata predstavlja spremembo količine olja na obeh straneh je možno v dušilnem sistemu onemogočiti amplitude, ki so večje od stopnje stisljivosti olja. Vsaka sprememba pretočne količine in pritiska olja povzroči premosorazmerno spremembo gibalne hitrosti batnice in spremembo velikosti sile. Ločeno je treba obravnavati 2 primera: V prvem gre za delovni valj, s katerim želimo doseči podajalno gibanje s konstantno hitrostjo, v drugem pa za valj, s katerim želimo doseči enakomerno silo na batnici. Analogijo za oba primera lahko pri obdelovalnih strojih zelo hitro najdemo.

V primeru, ko gre za podajalno gibanje, je običajno dušilni element že prigraden zaradi možnosti reguliranja hitrosti. Pri tem se večinoma niti ne pomisli na to, da bo ta element tudi dušil nihanja. Pravilna vgraditev je taka, da se duši iztekanje olja iz delovnega valja. Na ta način se v bistvu pojavi v valju nek diferencialni tlak, ker delovnemu tlaku nasprotuje tlak, kije pogojen z velikostjo zoženega prereza v dušilnem ventilu. Ker želim le načelno obdelati problematiko ne navajam enačb, s katerimi se da to stanje lepo opisati. Dejansko delujoča sila na batnici je manjša kot bi bila iz produkta delovnega tlaka in prereza bata izračunana sila. Ker pa nas zanima predvsem obnašanje pri nihajoči zunanji sili - vzemimo zaradi lažje

predstave primer, da izvajamo s hidravličnim valjem podajalno gibanje mize frezalnega stroja - si oglejmo, kaj nastopi pri trenutnem porastu zunanje sile. Zaradi povečanja sile se bat trenutno zaustavi, ker je sila na batnici premajhna. Pri tem pade tlak na tisti strani bata, ki je preko dušilke povezan z rezervoarjem in diferenca obeh tlakov takoj poraste. Pojavi se torej kot odziv povečana sila na batnici in gibanje se nadaljuje. Ves ta postopek se dogaja v zelo kratkem času. Obraten postopek bi nastopil v primeru zmanjšanja zunanje sile. Vidimo torej, da spremembi zunanje sile takoj sledi sprememba razlike tlakov na obeh straneh bata v enakem smislu in zaduši nihanje bata.

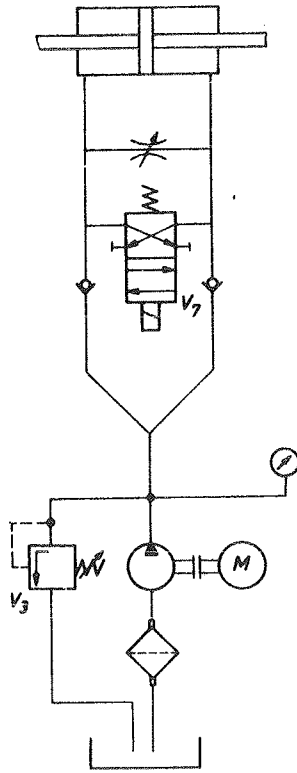
V drugem primeru, ko zahtevamo od delovnega valja samo konstantno silo na določenem mestu pa je potrebno dušilni sistem prigraditi. Kot primer lahko vzamemo hidravlično kopirno struženje /6/ ali pa pritiskno silo brusa. Pri brušenju se sila spreminja popolnoma nedefinirano v odvisnosti od površine obdelovanca in zgradbe brusne plošče. To nihanje sila povzroči premike bata, kar negativno vpliva na kvaliteto obdelane površine. S prigradenim dušilnim sistemom lahko amplitude nihanja bata občutno zmanjšamo.

4. Izvedba dušilnega sistema na adaptiranem brusilnem stroju

Vokviru raziskav na Inštitutu za strojništvo v Ljubljani se je pokazala potreba po adaptaciji brusilnega stroja. Zaradi posebnih zahtev, ki so postavljene na hidravlični delovni valj za primično silo brusa, je bilo potrebno izdelati dušilni sistem z nalogo onemogočiti ali zmanjševati nihanja delovnega valja. Kot bo pojasnjeno kasneje ni možno nihanje bata popolnoma eliminirati.

Problem je torej isti, kot je omenjen v zadnjem odstavku prejšnjega poglavja. Časovno nedefinirano spreminjajoča se zunanja sila povzroča nihanja bata z različno amplitudo in frekvenco. Cilj dušenja je zmanjševanje amplitude do čim manjše mere. Za rešitev tega problema je osvojena tendem vezava delovnega valja z dušilnim sistemom. Bat delovnega valja je togo povezan z dušilnim sistemom, s posebnim krmilnim ventilom pa je možno dušilni sistem aktivirati ali pa tudi izključiti.

Zasnovo dušilnega sistema prikazuje slika. Iz sheme je razvidno, da sestavljajo dušilni sistem dvostransko delujoč delovni valj, dušilni ventil z nastavljivim pretočnim prerezom, krmilni razvodnik za vključevanje dušilnega sistema, protipovratni ventili in tlačni izvor s



potrebno armaturo. Črpalka za ta del hidravlike je skupna še za napajanje hidrostatičnih ležajev in daje olje pod delovnim tlakom 12 atn. Medsebojna povezava leve in desne strani dušilnega sistema je možna preko dušilke ali prosto preko vklopljenega razvodnika V7. Dušilni valj je v bistvu izveden kot dvostransko delujoč delovni valj z obojestransko batnico. Da bi čim bolj zmanjšali silo trenja je uporabljeno tako pri batni kot pri batnicah le tesnenje s fino rego. Uhajajoče olje se zbira v posebnih kanalih in se ločeno odvaja v rezervoar. Premer bata dušilnega valja je nekaj večji kot premer delovnega valja, vendar izključno zaradi prilagajanja konstrukciji obstoječega stroja. V tisti fazi celotnega delovnega procesa, kjer je dušenje potrebno, zapre krmilni razvodnik V7 prost pretok med levo in desno stranjo dušilnega bata. Z zunanjo silo povzročen premik bata v delovnem valju povzroči zaradi toge povezave tudi premik bata v dušilnem valju. Premik povzroči tlačno razliko med obema stranema

bata in s tem pretok olja z ene na drugo stran. Zaradi zoženega prereza v dušilnem ventilu ni možna izravnava tlakov v isti frekvenci kot je spreminjanje sile in zato se amplituda nihanja bata zmanjša. S spreminjanjem pretočnega prereza v dušilnem ventilu je možno spreminjati vpliv dušilke.

Konstruktivni razlogi preprečujejo namestitev dušilke direktno v bat in s tem najenostavnejšo povezavo leve in desne strani bata. V danem primeru moramo računati z določeno maso olja med batom in dušilko. Zaradi stisljivosti olja moramo računati z določenim premikom bata ds še pred začetkom pretakanja olja skozi dušilni ventil. V konkretnem primeru smo določili ta premik sledeče :

$$ds = \frac{dV}{S}$$

$$dV = \beta_p \cdot /p_2 - p_1/ \cdot V_1$$

$$\beta_p = \beta_0 \cdot /1 + aV^b - bV^2/ \quad /7/$$

Pri tem pomenijo:

- $S = 7,8 \text{ cm}^2$ - efektivni prerez bata dušilnega valja
- $V_1 = 65 \text{ cm}^3$ - količina olja med batom in dušilnim ventilom
- β_0, β_p - koeficienti stisljivosti olja
- $/p_2 - p_1/$ - nastopajoča tlačna razlika
- a, b - konstante
- V^b - temperatura olja

Za primer nihanja sile z amplitudo 5 kp daje račun pri temperaturi olja 30°C za najoddaljenejši položaj dušilnega bata $/V_1 = \max/$ vrednost $ds = 3,8$ mikrometra. Rezultat pove, da sistem ne more dušiti amplitude nihanja delovnega bata pri vrednostih pod 4 mikrometre, če gre za nihanja sile 5 kp /to je 8% normalne vrednosti sile na batnici/.

5. Zaključek

Navedena problematika dušenja nihanj hidravličnega delovnega valja na adaptiranem brusilnem stroju je podana zgolj s teoretičnega stališča. Adaptacija stroja je v delu, opazovanja in meritve praktičnega obnašanja dušilnega sistema pa so se šele začela. Iz razumljivih razlogov ne moremo še navajati kakršnekoli rezultate, ker bi lahko privedli do netočnih ali celo napačno izvedenih zaključkov. Problem nihanj v hidravličnih sistemih je še posebno za izgradnjo obdelovalnih strojev zanimivo področje, ki zasluži vso pozornost.

Literatura

- /1/ Poller G. Zwangsschwingungen in hydraulischen Anlagen
Oelhydraulik und pneumatik Nr. 8 1963
- /2/ Hantke O. Schwingungen in hydraulischen Antrieben
Oelhydraulik und pneumatik Nr. 10 1964
- /3/ Gräwe F. Endlagendämpfung in Hydrozylindern
Oelhydraulik und pneumatik Nr. 10 1966
- /4/ Poller G. Dämpfen und Bremsen
Oelhydraulik und pneumatik Nr. 2 1964
- /5/ Kuup H. Regelung kleiner Oelströme
Hess P. Oelhydraulik und pneumatik Nr. 1 1964
- /6/ Backe W. Untersuchungen über die Stabilität hydraulischer
Kopiersysteme
Industrie-Anzeiger Nr. 55 1958
- 7/ Zoebel H. Oelhydraulik
Springer Verlag Wien 1963

Zusammenfassung

In diesem Aufsatz sind einige Fragen über Schwingungen in hydraulischen Anlagen an Werkzeugmaschinen behandelt. Zunächst sind verschiedene durch äussere Kräfte und durch dem System eingebaute hydraulische Elementen entstehende Schwingungen gezeigt. Weiterhin sind auch Massnahmen für Beseitigung von Schwingungen, besonders verschiedene Dämpfungsmöglichkeiten in hydraulischen Arbeitszylindern analysiert. Im Aufsatz ist weiter eine Möglichkeit für die Dämpfung durch äussere Kräfte erregten Schwingungen bei Rundschleifmaschine dargestellt. Es handelt sich nämlich um ein Dämpfungssystem, der einem Hydrozylinder nachgeschaltet ist. Dieses System ist in Institut za strojništvo in Ljubljana aufgebaut, wo auch die Prüfungen durchgeführt werden.

R. Albijanić^{x)}

MOGUĆNOST KORIŠĆENJA DIGITALNE TEHNIKE PRI REŠAVANJU
MERNIH LANACA^{xx)}

1. Uvod

Brz razvoj elektronskih računskih mašina omogućuje svestran i temeljan pristup problemima koji izazivaju teškoće u iznalaženju numeričkog algoritma i njegovog rešenja. Zahvaljujući velikoj brzini rada i kapacitetu akumulisanja velikog broja ulaznih nezavisnih podataka, sadržanih u vidu programa i njegovog prevodjenja na poseban jezik, omogućen je proračun i analiza ne samo tačno odredjenih (determinističkih) procesa, već i modeliranje i generisanje slučajnih procesa i veličina, što proširuje njihovu univerzalnost.

U ovom se radu daje metodološki pristup mogućnosti korišćenja digitalne tehnike pri proračunu mernih lanaca. Teorija mernih lanaca predstavlja modernu metodu baziranu na principima statistike i verovatnoće, koje nalaze primenu i pri proračunu i propisivanju geometrijskih odstupanja i tolerancija pojedinih elemenata u složenim mašinskim sklopovima. Reč je pritom o pogodnoj analitičkoj metodi kojom se povezuju mere pojedinih elemenata i definiše njihov međusobni uticaj na završni član.

2. Proračun mernih lanaca

Merni lanac je zatvorena kontura sastavljena od niza komponentalnih članova i završnog člana koji zatvara konturu. Teorijske osnove analize mernih lanaca polaze od poznavanja nominalnih mera, polovina po-

x) Radomir D. Albijanić, dipl.ing., mlađji saradnik Instituta za alatne mašine i alate - Beograd

xx) Saopštenje iz Instituta za alatne mašine i alate, predstavlja deo projekta "Istraživanje i razvoj metoda za ispitivanje alatnih mašina", koji finansiraju Savezni i Republički fond za naučni rad.

lja rasipanja i koordinata sredine polja komponentalnih članova i njihove statističke obrade.

Nominalna mera završnoga člana vezana je sa nominalnim merama pojedinih komponentalnih članova relacijom

$$B_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n A_i B_i, \quad (1)$$

gde je:

B_{Σ} - nominalna mera završnog člana,

B_i - nominalna mera i -tog elementa, koja može predstavljati rastojanje između površina, osa ili uglovnu veličinu,

A_i - prenosni odnos i -tog elementa mernog lanca, koji karakteriše veličinu i smer njegovog uticaja na završni član.

Polovina polja rasipanja mere zatvarajućeg člana daje se preko

$$\mathcal{S}_{\Sigma} = \frac{1}{k_{\Sigma}} \sqrt{\sum_{e=1}^3 k_{\Sigma}^2(e) \delta_{\Sigma}^2(e)}, \quad (2)$$

gde je:

k_{Σ} - koeficijent relativnog rasipanja završnog člana,

$$k_{\Sigma} = 1 + \frac{0.55}{\sum_{i=1}^n |A_i| T_i} \left(\sqrt{\sum_{i=1}^n A_i^2 K_i^2 T_i^2} - \sqrt{\sum_{i=1}^n A_i^2 T_i^2} \right), \quad (3)$$

$K_{\Sigma}(e)$ - koeficijent relativnog rasipanja grupe članova klasificiranih prema karakteru nastanka (skalarni, vektorski itd.), i

$\mathcal{S}_{\Sigma}(e)$ - polovina polja rasipanja članova gore navedenih grupa.

Koordinata sredine polja rasipanja mere zatvarajućeg člana se daje izraz

$$\Delta_{\Sigma} = \Delta'_{\Sigma}(1) + \Delta'_{\Sigma}(2) + \Delta'_{\Sigma}(3), \quad (4)$$

gde su:

$\Delta_{\Sigma}(1)$ i $\Delta_{\Sigma}(2)$ - odgovarajuće koordinate grupe članova, koji imaju skalarni odnosno vektorski karakter,

$\Delta'_{\Sigma}(3)$ - analogna veličina za članove koji definišu zazor.

Pojedine veličine na desnoj strani jednačine (4) izražavaju se preko

$$\Delta'_{\Sigma}(i) = \Delta_{\Sigma}(i) + \alpha_{\Sigma}(i) \mathcal{S}_{\Sigma}(i), \quad (5)$$

gde je $\alpha_{\Sigma i}$ - koeficijent asimetrije grupe članova, koji mogu predstavljati zazor, ekscentricitet, dužinu odnosno ugao.

Vrednosti za koeficijent relativnog rasipanja i koeficijent asimetrije zavise od pretpostavljenog zakona raspodele pojedinih članova, i njihove veličine mogu se dobiti praćenjem procesa u velikoserijskoj i masovnoj proizvodnji.

Pri ovakvom teorijskom pristupu analizi mernih lanaca, pretpostavlja se konstantnost prenosnih odnosa A_1 pojedinih članova, što u stvarnosti uvek nije slučaj. To praktično znači da se u toku rada pojedinih sklopova, odnosno celih mašina i mehanizama, menjaju ne samo veličine pojedinih komponentalnih članova mernog lanca, nego i njihova uticaja na zatvarajući član. Promenljivost i međusobna zavisnost prenosnih odnosa onemogućuju određivanje mera zatvarajućeg člana iznetim postupkom.

Zavisnost izmedju završnog člana kao funkcije i pojedinih komponentalnih članova kao nezavisno promenljivih se može dati u vidu

$$y = F(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (6)$$

Diferenciranjem izraza (6) dobija se

$$dy = \frac{\partial F}{\partial x_1} \cdot dx_1 + \frac{\partial F}{\partial x_2} dx_2 + \dots + \frac{\partial F}{\partial x_n} dx_n \quad (7)$$

S obzirom da su tolerancije mnogo manje od nominalnih mera - $\Delta x_1 \ll x_1$, $\Delta x_2 \ll x_2$, $\Delta x_n \ll x_n$ - za većinu praktičnih problema sa dovoljnom tačnošću se mogu diferencijali u jednačini (7) zameniti sa njihovim odgovarajućim priraštajima, tako da jednačina (7) dobija oblik

$$\Delta Y \cong \frac{\partial F}{\partial x_1} \Delta x_1 + \frac{\partial F}{\partial x_2} \Delta x_2 + \dots + \frac{\partial F}{\partial x_n} \Delta x_n \quad (8)$$

Parcijalni izvodi jednačine (6) po pojedinim nezavisno promenljivim, koji figurišu u jednačini (8), predstavljaju prenosne odnose pojedinih komponenata. Ukoliko neki od prenosnih odnosa u jednačini (8) nije konstantan, proračun statističkih veličina završnog člana datih preko izraza (2) i (4) nije ispravan.

U tom slučaju koristi se metod statističkog modeliranja pomoću elektronskih računskih mašina, u literaturi poznat pod imenom metoda Monte-Karlo. Metoda Monte-Karlo je bazirana na zakonima verovatnoće i teorije slučajnih brojeva i omogućava iznalaženje zakona gustine raspodele mere zamišljenog člana, pri čemu se pretpostavlja poznavanje relativno-frekventne raspodele nezavisno promenljivih. Tolerancije i re-

lativno-frekventna raspodela pojedinih mera se određuju na osnovu prethodnog iskustva i mogu biti date analitički i grafički.

Princip metode Monte-Karlo leži u transformaciji vrednosti nezavisno promenljivih, koji variraju unutar graničnih odstupanja (a, b) u slučajno naizmenične brojeve rasporedjene u datom intervalu sa zadatim zakonom raspodele.

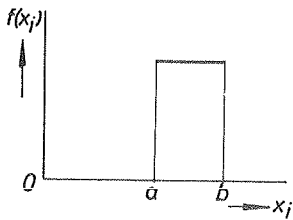
Za dobijanje slučajnih brojeva ξ_i sa zadatim zakonom gustine raspodele $f(x_i)$, za sve komponente mernog lanca koriste se pseudoslučajni brojevi η_i iz skupa $\{R_i\}$, rasporedjeni ravnomerno u intervalu (0,1), pri čemu se odgovarajuća transformacija izvodi preko izraza

$$\eta_i = \int_{-\infty}^{\xi_i} f(x_i) dx_i \quad (9)$$

Posle transformacije (9), jednačina (6) dobija oblik

$$Y = F(\xi_1, \xi_2, \xi_3, \dots, \xi_i, \dots, \xi_n) \quad (10)$$

Ako se pretpostavi da su frekventne raspodele nezavisno promenljivih približno jednake unutar tolerancija, tada je frekventna raspodela i-tog člana pravougao- nog oblika, slika 1.



Sledi da je

$$\int_a^b f(x_i) dx_i = 1 \quad (11)$$

Sl.1. Pretpostavljena frekventna raspodela

tada je $f(x_i) = \frac{1}{a - b}$.

Zamenjujući ovo u izraz (11) dobija se

$$\eta_i = \int_a^b f(x_i) dx_i = \int_a^{\xi_i} \frac{dx_i}{a-b} = \frac{\xi_i - a}{a - b} \quad ,$$

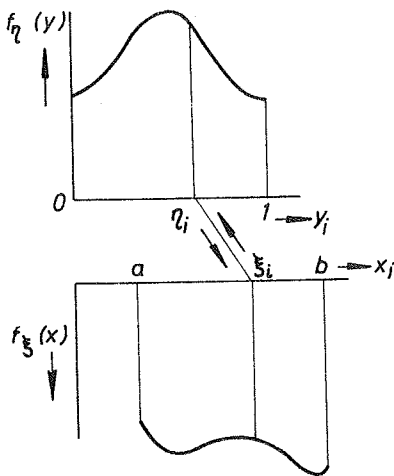
ili

$$\xi_i = a + (b - a) \eta_i \quad (12)$$

Uzimanjem velikog broja naizmeničnih slučajnih brojeva dobijenih jednačinom (12), i unoseći ih u jednačinu (10), pomoću elektronske račun- ske mašine mogu se dobiti ekstremne vrednosti mere završnog člana i na osnovu velikog broja, za njih dobijenih vrednosti, nacrtati dija- gram frekventne raspodele.

3. Postupak transformacije pseudoslučajnih brojeva ravnomerno raspoređenih u intervalu (0,1) u naizmenično slučajne brojeve sa zadatim zakonom gustine raspodele u intervalu (a,b)

Pri određivanju slučajnih brojeva ξ_i prema (12) polazi se od skupa pseudoslučajnih brojeva $\{R_i\}$ iz intervala (0,1), prethodno vršeći njihovu selekciju preko odgovarajućeg algoritma. Za jedan komponentalni član mernog lanca niže je pokazan postupak odabiranja slučajnih brojeva. Neka treba dobiti slučajne brojeve x_i , koji imaju zadatu funkciju gustine $f_\xi(x)$, koji odgovaraju pojedinim vrednostima komponentalnog člana unutar područja njegove distribucije u granicama (a,b).



Sl.2. Transformacija slučajnih brojeva sa zadatim zakonom gustine raspodele u slučajne brojeve sa ravnomernom raspodelom u intervalu (0,1).

Tada je moguće broju ξ_i iz skupa x_i , preko relacije (12) naći korespondentan broj η_i iz skupa y_i , ograničenom u intervalu (0,1) sa funkcijom gustine $f_\eta(y)$, slika 2. Uzimajući u obzir relaciju (12) veza između ovih dveju funkcija se daje

$$f_\eta(y) = (b-a)f_\xi[a + (b-a)y] \quad (13)$$

Neka je maksimalna vrednost funkcije $f_\eta(y)$ u intervalu (0,1) jednaka f_m . Deleći jednačinu (13) sa f_m , i radi kratkoće pisanja uvodeći smenu

$$\frac{f_\eta(y)}{f_m} = f^*(y)$$

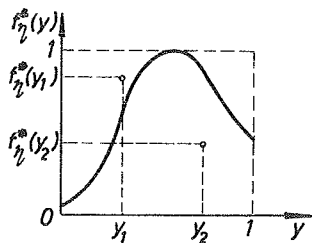
jednačina (13) postaje,

$$f_\eta^*(y) = \frac{b-a}{f_m} f_\xi[a + (b-a)y] \quad (14)$$

Jasno je da se funkcija (14) može predstaviti u jediničnom kvadratu kao što je pokazano na slici 3, s obzirom da je $f_\eta^*(y) \leq 1$.

Iz skupa slučajnih brojeva $\{R_i\}$ koji imaju ravnomernu raspodelu u intervalu (0,1), biraju se parovi susednih slučajnih brojeva R_{2i-1} i R_{2i} , koji u jediničnom kvadratu određuju slučajnu tačku. Prema slici 3, ta tačka se može nalaziti u domenu koga ograničava kriva $f_\eta^*(y)$ ili van njega. S obzirom da kriva $f_\eta^*(y)$ nije deterministički određena, jednačinu (14) je moguće rešiti uzimanjem onih brojeva R_{2i} iz

skupa $\{R_i\}$ koji padaju u domen ispod krive, tj. koji zadovoljavaju uslov



$$R_{2i} \leq f_{\eta}^*(R_{2i-1}) \quad (15)$$

Uzimajući ovo u obzir, jednačina (14) dobija oblik nejednačine

$$R_{2i} \leq \frac{b-a}{f_m} f_{\xi} \left[a + (b-a)R_{2i-1} \right] \quad (16)$$

Sl.3. Mogući položaj para pseudoslučajnih brojeva u odnosu na krivu $f_{\eta}^*(y)$ u jediničnom kvadratu.

Ukoliko je pretpostavljena normalna, odnosno Gausova kriva gustine raspodele pojedinih komponentata u obliku

$$f_{\xi}(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-M)^2}{2\sigma^2}} \quad (17)$$

tj. sa matematičkim očekivanjem M u sredini polja greške (odnosno tolerancije) i srednjim kvadratnim odstupanjem $\sigma_i = \frac{\Delta_i}{6}$ (gde je Δ_i - polje greške i -tog komponentalnog člana), nejednačina (16) dobija konačan oblik

$$R_{2i} \leq \frac{(b-a)}{f_m \sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{[a+(b-a)R_{2i-1}-M]^2}{2\sigma^2}} \quad (18)$$

Parovi slučajnih susednih brojeva R_{2i-1} i R_{2i} skupa $\{R_i\}$, koji zadovoljavaju nejednačinu (18), odgovaraju slučajnim tačkama koje leže u domenu ispod krive $f_{\eta}(y)$ na slici 3, i omogućavaju modeliranje naizmeničnih slučajnih brojeva x_i u intervalu (a, b) preko relacije

$$x_i = a + (b-a)R_{2i-1} \quad (19)$$

koja je ekvivalentna ranije pokazanoj transformaciji (12). Ako par brojeva R_{2i-1} i R_{2i} ne zadovoljava nejednačinu (16) odnosno (18), sledeći broj x_i određuje se preko relacije

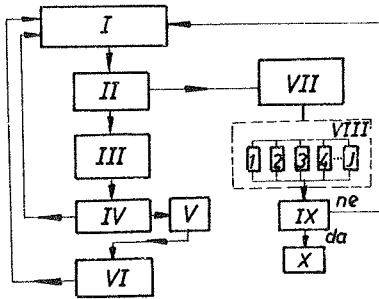
$$x_i = a + (b-a)R_{2i} \quad (20)$$

4. Blok šema rada elektronske računске mašine pri dobijanju ekstremnih mera i diskretno - frekventne raspodele završnog člana mernog lanca

Strukturalni blok šema programa prema [1], za rešenje pokazanog zadatka, AM.7.6

po kojoj radi elektronska računska mašina tipa BECM-2M, prikazana je na slici 4.

Radnja počinje u bloku I polazeći od pretpostavljenog zakona raspodele i izbora slučajnih brojeva na pokazani način, i to za svaki komponentalni član mernog lanca. U bloku II prema izrazu (10) određuju se vrednosti zamišljenog člana u zavisnosti od modifikacije slučajnih veličina unutar pojedinih nezavisno promenljivih, čije se statističko modeliranje izvodi u bloku I. U cilju pronalaženja ekstremnih vrednosti zamišljenog člana, blok III upoređuje vrednosti dobijene u bloku II i principom eliminacije odabira ekstremne vrednosti



Sl. 4. Blok šema elektronske računске mašine tipa BECM-2M.

u toku višestrukog ponavljanja rada blokova I i II. Završetak procesa se kontroliše blokom IV, a registrovanje u vidu štampanja tablice u kojoj su unete vrednosti pojedinih komponentalnih članova pri kojima se mere završnog člana pojavljuju ekstremne, izvodi se u bloku V.

Kada je na ovaj način određena širina polja mogućeg rasipanja završnog člana, u cilju dobijanja njegove diskretno - frekventne raspodele, u bloku VI dijapazon rasipanja se deli na jednak broj približno jednakih intervala. Zatim se višestruko ponavlja radnja prva dva bloka i u bloku VII klasifikuju računane vrednosti po odgovarajućim intervalima. S obzirom da je svakom intervalu dodeljena odgovarajuća ćelija - brojač, u bloku VIII se po pojedinim intervalima registruju sve ulazne veličine koje na kraju procesa predstavljaju relativne frekvencije tih intervala, a koje definišu poligon raspodele.

Poznato je iz Bernulijeovog zakona velikih brojeva da u slučaju velikog broja eksperimenata relativne frekvencije teže verovatnoći pojave određene vrednosti nezavisno promenljive. Samim time i poligon raspodele prelazi postepeno u kontinualnu krivu.

Završetak procesa modeliranja odnosno generisanja slučajnih brojeva kontroliše se u bloku IX. Ukoliko proces nije završen, ciklus počinje iz početka od bloka I, a ukoliko jeste u bloku X se registruje rezultat procesa u vidu diskretno frekventne raspodele mere zamišljenog člana^{x)}.

^{x)} Verifikacija izložene metode kroz računski primer biće izložena na Savetovanju.

5. Zaključak

Prednje izlaganje imalo je za cilj da se pokuša dati metodološki pristup korišćenju digitalne tehnike pri analizi i proračunu mernih lanaca. Pošlo se od klasifikacije mernih lanaca na dve grupe, s obzirom da li postoji, ili ne, linearna zavisnost izmedju završnog člana i pojedinih komponentalnih članova.

U prvom slučaju postoje klasične metode bazirane na teoriji statistike, kao što je pokazano na početku ovog priloga, dok je u drugom slučaju tek u najnovije vreme, sa razvojem visokoproduktivnih elektronskih računskih mašina sa velikim brzinama rada i generisanjem slučajnih brojeva, mogućan analitički pristup izračunavanju pojedinih komponentalnih članova na završni član mernog lanca.

Od posebnog interesa je mogućnost dobijanja ne samo ekstremnih odstupanja i distribucije raspodele završnog člana, nego i mogućnost ocene veličine uticaja pojedinih članova na njega. Analizom jednačine (8) dâ se zapaziti da se varijacije veličina pojedinih komponentalnih članova preko njihovih prenosnih odnosa multipliciraju, odnosno reduciraju na veličinu završnoga člana. U tom smislu treba sagledati i pravac tehnoloških intervencija u cilju postizanja ukupnih optimalnih troškova na svim komponentama: jasno, naime, proizilazi da u cilju smanjenja rasipanja mere završnog člana (u složenom sklopu može predstavljati toleranciju, odstupanje ili zazor koji se kontroliše pri montaži) treba sužavati polje rasipanja mere onih komponentalnih članova, koji osim pogodnog pravca delovanja imaju najveće prenosne odnose.

Naglašava se na kraju da se u principu metoda ne menja sa bilo kakvim položajem tolerancijskog polja u odnosu na nominalnu meru.

6. Literatura

- [1] A.I. Geilikman, Rasčct nekatorih razmernih cepij s pomošču EVM, Vestnik mašinstroenija, 11 (1966)
- [2] L.F. Knappe, A Technique for Analysing Mechanisme Tolerances, Machine Design, 6 (1960)
- [3] N.P. Buslenko i dr., Metod statističkih ispitanih (metod Monte-Karlo), Fizmatgiz, Moskva (1962)

R. Albižanić

The Possibility of Applying Digital Techniques in the Study of
"Measuring Links"

It is often needed that designers determine optimal dimensional tolerances of parts of an assembled structure. When tolerances of individual parts directly add or subtract to form the total tolerance of an assembly, the tolerances of components are not linearly related, and a more sophisticated approach is needed. The procedure developed in the Institute for Machine Tools and Tooling, Beograd, and described in the paper makes it possible to calculate the maximum output tolerance (closing link) and, in addition, the relative influence of each individual tolerance on the output. It has been shown that by the use of Monte-Carlo method and of a digital computer satisfactory answers may be obtained. By the block-diagram sketched in Fig. 4, the proposed computer techniques for the determination of frequency of output tolerances is being reviewed.

D. M a n d i ć x)

NEKI REZULTATI DINAMIČKOG ISPITIVANJA HIDRAULIČNIH MAKAZA xx)

1. Uvod

Pri eksploataciji makaza za sečenje lima od bitne važnosti je pravilno uskladjivanje proizvodnog zadatka sa glavnim proizvodnim karakteristikama mašine. Za ocenu ove uskladjenosti potrebno je poznavati stvarne proizvodne karakteristike mašine. Za poznavanje ovih karakteristika nije dovoljno znati teorijske i računске uslove postavljene pre projektovanja i izrade, već ih je potrebno utvrditi ispitivanjem na modelu i prototipu, odnosno na izgradjenoj mašini.

O problemima ispitivanja mašina za obradu bez rezanja dosta je dato ranije [1], [3], [4] i [5], dok je cilj ovog rada da iz okvira kompleksnog ispitivanja hidrauličnih makaza posebno prikaže metode i instrumente sa kojima su izvedena merenja pravilnosti kretanja nosača gornjeg noža, sile pritiskivanja pritiskivača i sile sečenja lima, kao i karakteristične rezultate dobijene ovim merenjima.

Valja napomenuti da ispitivane makaze nisu bile u upotrebi, već su nove podvrgnute ispitivanju, pa se znatno primećivao uticaj povećanog trenja u kretnim elementima.

2. Merenje sile pritiskivanja pritiskivača lima

Pritiskivači lima na makazama namenjeni su da u procesu sečenja spreče zakretanje tabli lima u horizontalnoj i naginjanje u vertikalnoj

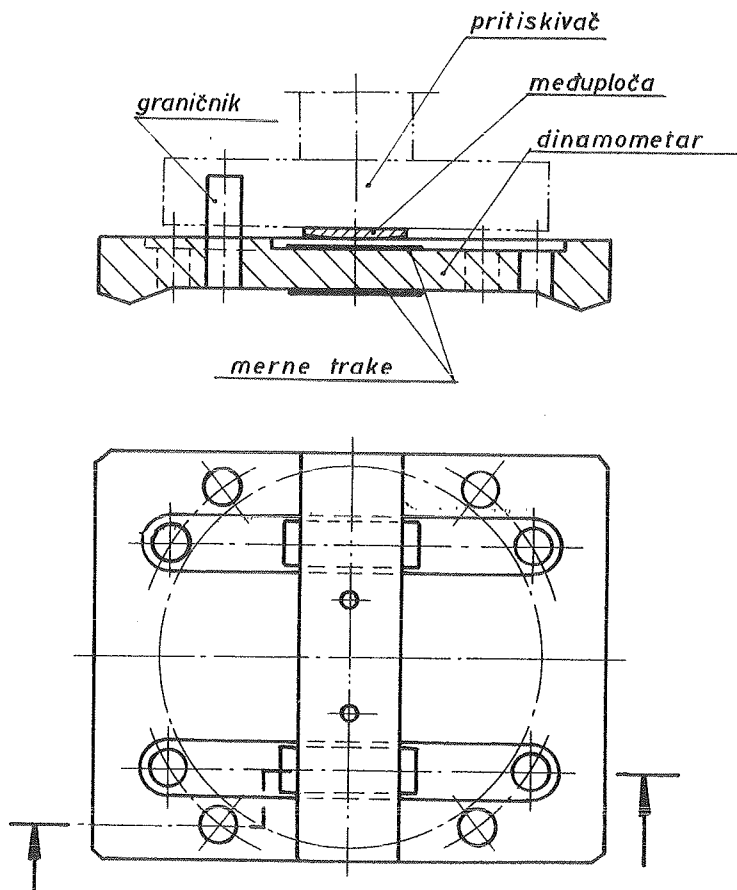
x) Dragiša Mandić, dipl.ing., asistent Mašinskog fakulteta, saradnik Instituta za alatne mašine i alate, Beograd.

xx) Saopštenje iz Instituta za alatne mašine i alate sadrži neke rezultate iz ispitivanja hidrauličnih makaza HM-5 za preduzeće "Jelšingrad" - Banja Luka, a odnosi se i na temu "Moderne metode istraživanja alatnih mašina" u čijem finansiranju učestvuju Savezni i Republički fond za finansiranje naučnih delatnosti.

ravni. Pri pravilno izabranoj sili pritiskivača obezbedjuje se sečenje sa visokim kvalitetom odrezane ivice u ravni sečenja na odrescima, bez preopterećenja nosača noževa.

U literaturi nema definisanih izraza za odredjivanje sile pritiskivača lima, a u izvedenim konstrukcijama makaza za jedan isti tip i dimenzije sila pritiskivača je različita [2]. Na primer, sila sečenja za makaze sličnih dimenzija razlikuje se neznatno (manje od 2%), dok se sila pritiskivanja pritiskivača kod tih istih makaza razlikuje za više od 15%.

Pritiskivači lima na ispitivanim makazama [1] konstruktivno su izvedeni na hidraulično-mehaničkom principu u obliku hidrauličnog cilindra sa jednostranim klipom. Sila pritiskivanja se dobija dejstvom ulja pod pritiskom na čelo klipa, a povratni hod klipa pomoću torzija



Sl. 1. Dinamometar za merenje sile pritiskivača lima

nih opruga. Svi pritiskivači spojeni su na zajednički provod ulja, dok svaki pojedinačno ima povratne torzione opruge i na taj način deluje na lim nezavisno od drugih.

Za merenje sile pritiskivača konstruisan je specijalni dinamometar sa mernim trakama, prilagodjen obliku i prostoru ispod pritiskivača, slika 1.

Za merenje pri praznom hodu nosača gornjeg noža postavljen je dinamometar ispod svakog pritiskivača a pri tome dobijene vrednosti prikazane su u Tablici 1.

Tablica 1. Sila pritiskivanja pritiskivača pri praznom hodu [kp]

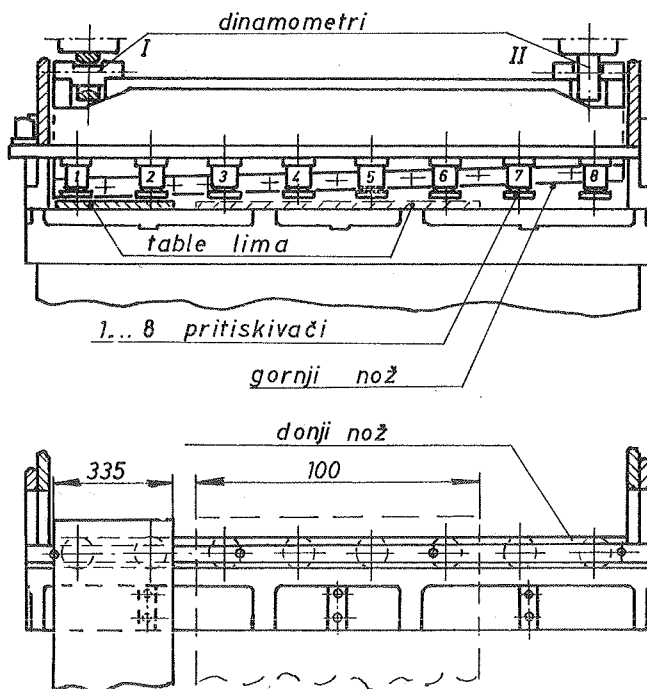
Dinamometar ispod pritiskivača	1	2	3	4	5	6	7	8
Sila pritiskivača	77	75	61	64	77	67	75	75

Dobijene vrednosti sile pritiskivanja pritiskivača medjusobno se razlikuju. Ova pojava objašnjava se uticajem različitih karakteristika upotrebljenih opruga i trenja u zaptivačima, kao i nejednakih aktivnih površina klipova pritiskivača, jer je pritisak ulja u instalaciji isti za sve pritiskivače.

Za merenja u radu makaza izazivanje opterećenja vršeno je sečenjem lima debljine 2, 3 i 5 mm i širine 335 i 1000 mm, upravno na vlakna valjanja. Da bi se utvrdio uticaj promene sile pritiskivača u zavisnosti od položaja sečenja lima na noževima, postavljan je lim širine 335 mm ispod dva uzastopna pritiskivača, a dinamometar samo ispod pritiskivača 1, dok je lim širine 1000 mm postavljan ispod četiri uzastopna pritiskivača (1-4, 3-6 i 5-8), a dinamometar ispod slobodnih pritiskivača. Da bi se ispitao uticaj zazora izmedju noževa, sečen je lim debljine 3 i 5 mm sa različitim unapred regulisanim zazorima. Položaj lima na noževima pri sečenju pokazan je na slici 2.

Registrowanje merenih rezultata vršeno je pisačem tipa Brüel and Kjaer u vidu dijagrama sa tačnošću merenja $\pm 1\%$.

Iz dobijenih rezultata uočeno je da se sila pritiskivanja pritiskivača menja sa pomeranjem položaja sečenja lima na noževima od pritiskivača 1-2 prema 7-8, i ta promena ne ide linearno za sve debljine lima. Najveće dobijene vrednosti sile prikazane su u Tablici 2, a dijagrami promene sile u zavisnosti od položaja sečenja na noževima po-

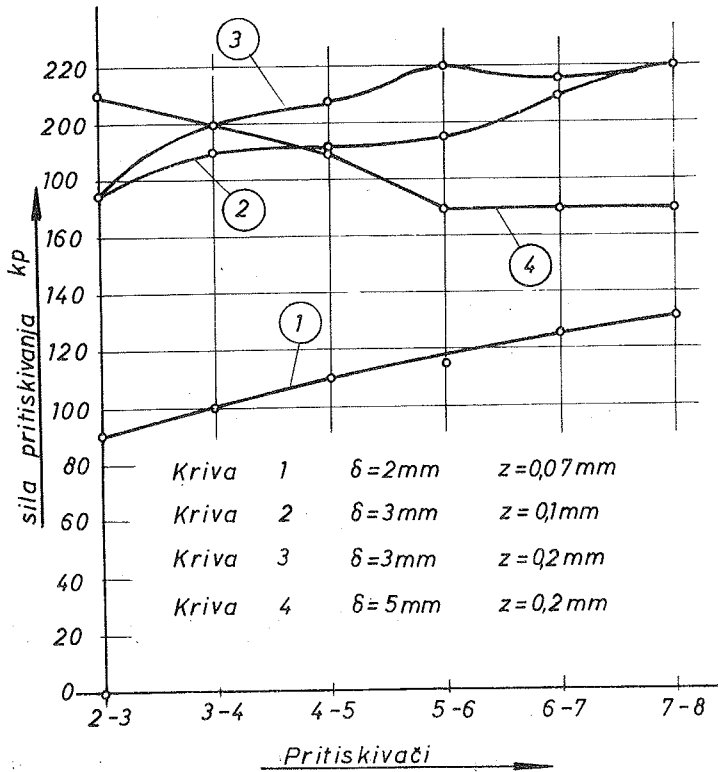


Sl. 2. Položaj lima ispod pritiskivača pri sečenju

Tablica 2. Sila pritiskivanja pritiskivača pri sečenju lima

Širina lima [mm]	335						1000					
Debljina lima [mm]	2		3		5		2		3		5	
Zazor između noževa [mm]	0,07	0,07	0,1	0,2	0,1	0,2	0,07	0,07	0,1	0,2	0,1	0,2
Sečenje naspram pritiskivača	7-8	7-8	7-8	5-6 7-8	7-8	2-3	5-8	5-8	3-6 5-8	3-6	5-8	1-4
Dinamometar ispod pritiskivača	1	1	1	1	1	1	1	1	1 7	1 8	1	8
Sila pritiskivanja F_p [kp]	132	220	220	220	185	210	148	205	222	220	170	230

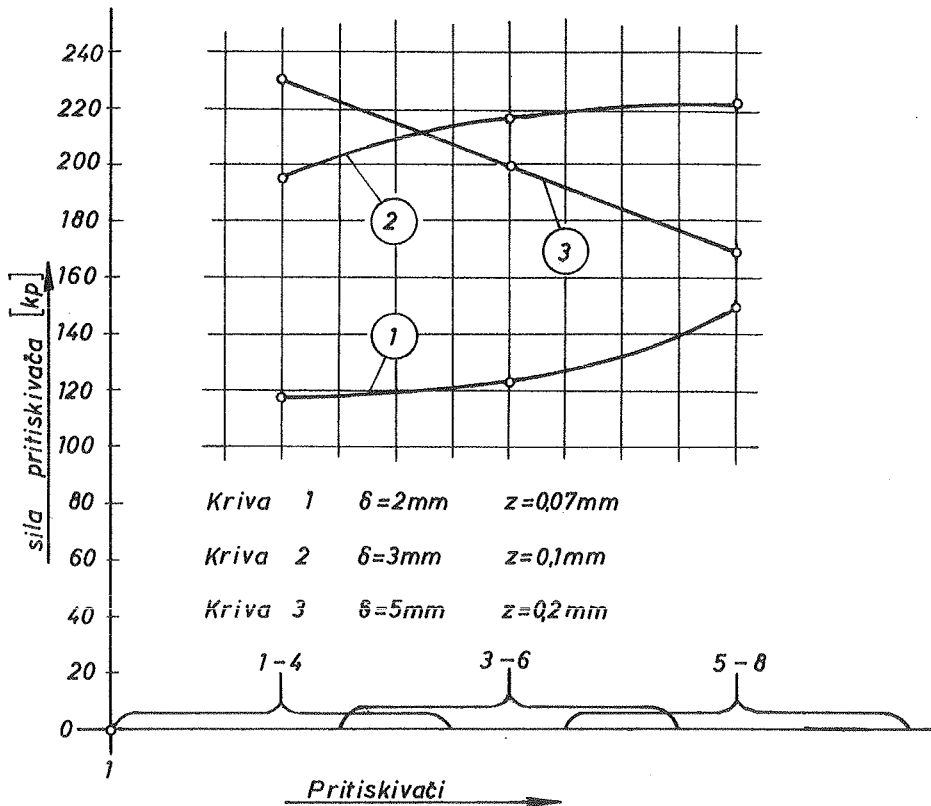
kazuje slika 3 i to slika 3a) pokazuje promenu sile za lim širine 335 mm, a slika 3b) promenu sile za lim širine 1000 mm.



Sl. 3a. Uporedni dijagram sile pritiskivanja pritiskivača pri sečenju lima širine 335 mm.

Analizom dobijenih rezultata može se zaključiti sledeće:

- (i) dinamometar sa mernim trakama pokazao se vrlo praktičan za rad pri merenju sile pritiskivača, a dobijeni rezultati su visoke tačnosti, i
- (ii) veličina zazora između noževa ne utiče bitno na silu pritiskivanja pritiskivača pri sečenju lima iste debljine i na istom mestu, već se ona znatno menja pri pomeranju položaja sečenja lima na noževima; tome je ustvari uzrok promena pritiska ulja u instalaciji, jer se sila sečenja povećava sa povećanjem zazora.

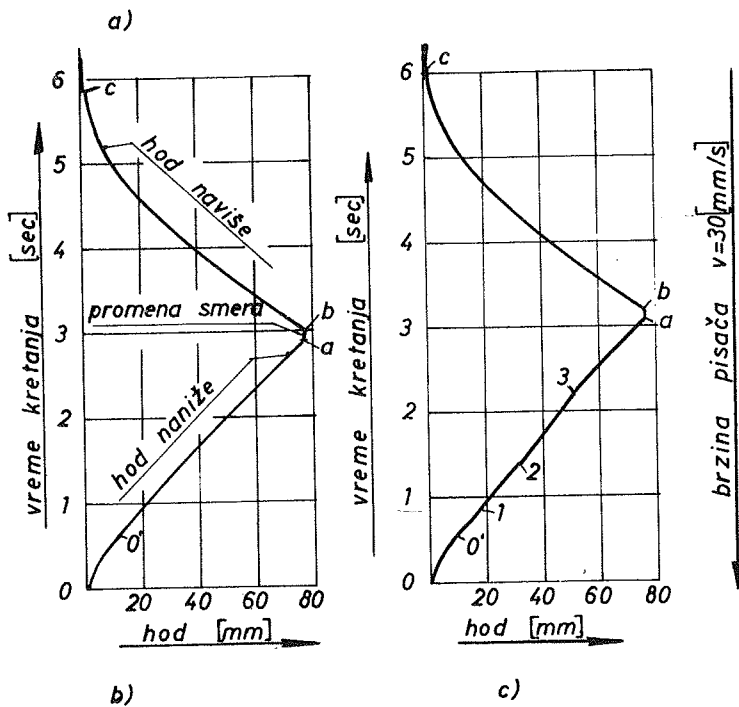
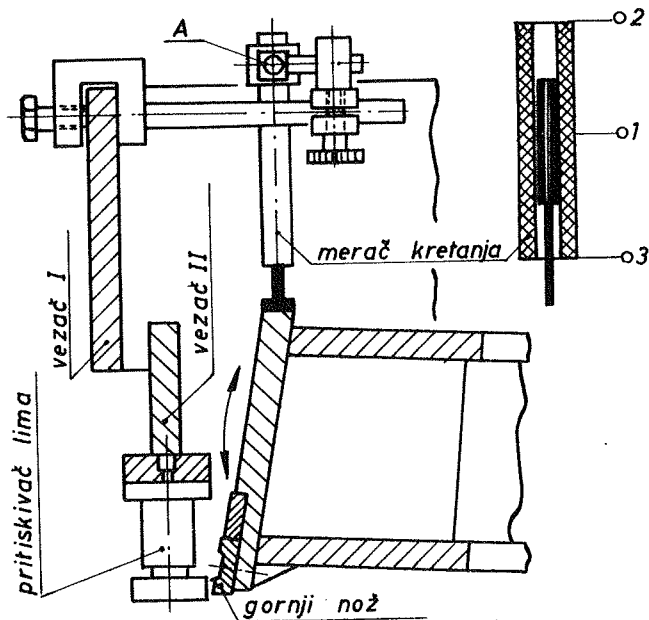


Sl. 3b. Uporedni dijagram sile pritiskivanja pritiskivača pri sečenju lima širine 1000 mm.

3. Merenje pravilnosti kretanja nosača gornjeg noža

Pri probnom radu makaza primećeno je da kretanje nosača gornjeg noža nije linearno, pa je merenjem proverena pravilnost ovog kretanja. Merenje je izvedeno pomoću induktivnog merača sa mogućnosti merenja do 150 mm i tačnosti pokazivanja $\pm 1\%$. Šemu postavljanja merača pokazuje slika 4a). Jezgro merača postavljeno je u solenoid, a slobodni kraj vezan je za prednju stranicu nosača na sredini dužine, dok je solenoid zglobno vezan za poseban stalak učvršćen na poprečnom vezaču I. Zglobna veza A sa stalkom (slika 4a) omogućuje zakretanje solenoida kada se nosač kreće po kružnoj putanji.

Oblik dijagrama kretanja za prazan hod pokazuje slika 4b), a za radni hod pri sečenju lima na sredini dužine noževa, upravo na vlakna va-



Sl. 4. Merenje pravilnosti kretanja nosača gornjeg noža:
 a - šema postavljanja merača,
 b - dijagram kretanja pri praznom hodu, i
 c - dijagram kretanja pri radnom hodu.

ljanja, debljine 5 mm, širine 1000 mm, sa zazorom izmedju noževa 0,2 mm, pokazuje slika 4c).

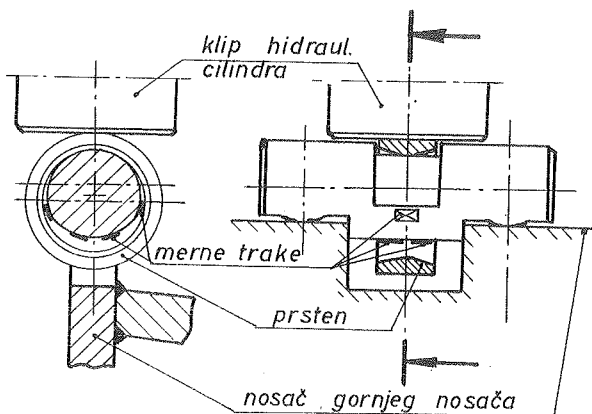
Iz dijagrama praznog hoda, slika 4b), vidi se da hod naniže (linija o-a) u početku ima promenljivu brzinu (kriva o-o'), zatim se brzina ustaljuje (linija o'-a). Hod naniže traje 2,9166 sec, a dužina kretanja 76 mm. Promena smeru kretanja (linija a-b) traje 0,0833 sec. Povratni hod naviše ima kontinualnu brzinu (linija b-c) i traje 2,85 sec. Ukupno vreme praznog hoda iznosi 5,85 sec, i približno odgovara 10 duplih hodova za minutu.

Iz dijagrama radnog hoda, slika 4c), vidi se sledeće: hod naniže do dodira noža sa materijalom (linija o-1) traje 0,866 sec., prodiranje noža u materijal (i povećanje sile sečenja) do punog reza (linija 1-2) traje 0,533 sec., proces rezanja odvija se na putu (2 - 3) i traje 0,867 sec., dalji hod naniže (3-a) traje 0,85 sec., promena smeru (a-b) i povratni hod naviše traju 2,9334 sec., pa ukupno vreme radnog hoda iznosi 6,05 sec., tj. nešto manje od 10 duplih hodova za minutu.

Na isti način izvršena je analiza dijagrama dobijenog pri sečenju lima debljine 5 mm, širine 335 mm, sa zazorom izmedju noževa 0,2 mm, i dobijeno je vreme hoda 5,9333 sec.

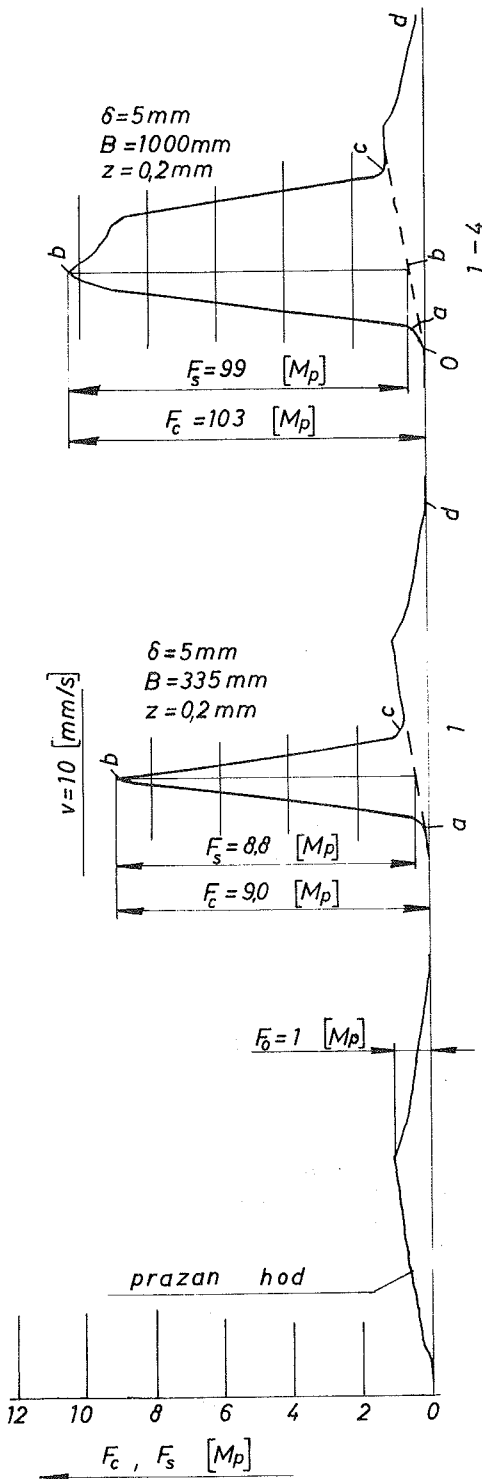
Primenjeni postupak merenja pravilnosti kretanja nosača gornjeg noža pokazao je da brzina kretanja nije na celoj putanji linearna nego da pri kretanju naniže na kratkom putu sporije raste, zatim se skoro ustaljuje, promena smeru je bez vibracija i buke, povratni hod naviše ima opadajuću brzinu i mirno zaustavljanje.

4. Merenje sile sečenja lima



Merenje sile sečenja lima izvedeno je na kraju svih ispitivanja, pa se može reći da su rezne ivice noževa bile malo zatupljene. Merenje je vršeno sa dinamometrima pokazanim na slici 5, pri čemu je jedan postavljen ispod levog, a drugi ispod desnog cilindra. Sa ovim dinamometrima merena je samo vertikalna komponenta sile sečenja,

S1.5. Dinamometar promene sile sečenja lima
AM.8.8



Sl.6. Dijagram promene sile sečenja lima

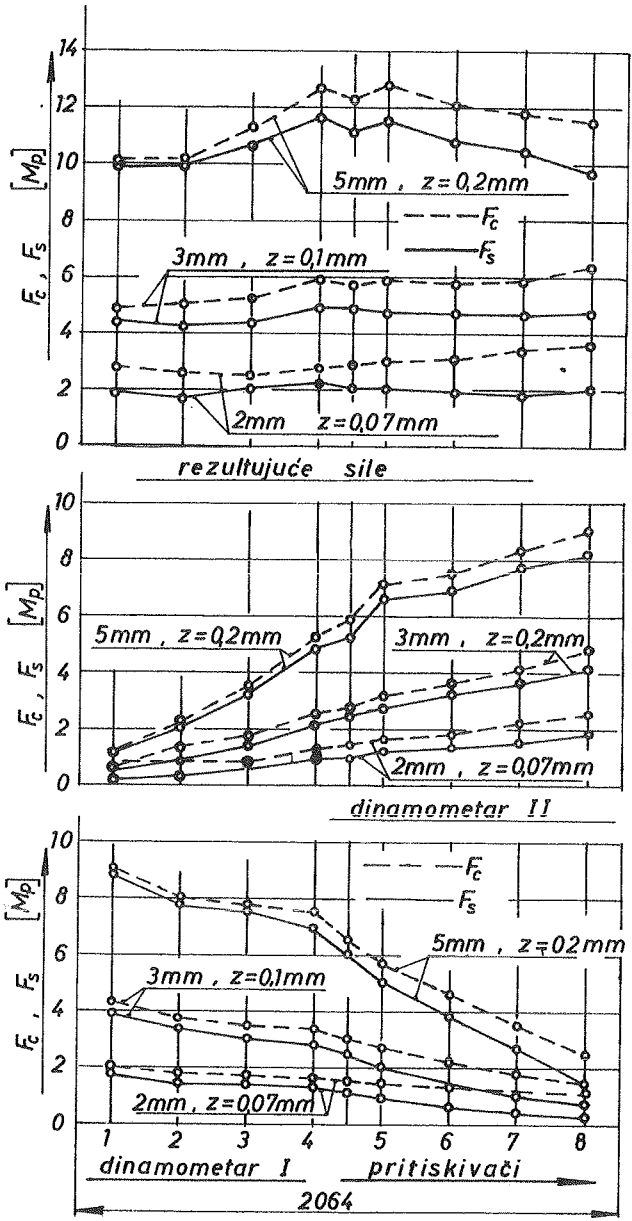
pošto je merenje horizontalne komponente skopčano sa izradom specijalnih dinamometara, koji nisu za ova ispitivanja izradjivani iz tehničkih razloga.

Da bi se ispitao uticaj debljine i širine lima i veličine regulisanog zazora, kao i pravca odsecanja u odnosu na vlakna valjanja, na veličinu sile sečenja, vršeno je sečenje lima širine 335 mm upravno na vlakna valjanja sa preporučenim zazorima, a širina 1000 mm upravno i paralelno vlaknima valjanja sa različitim zazorima.

Oblik dijagrama sile pri sečenju lima 5 mm, sa zazorom 0,2 mm, upravno na vlakna valjanja i način merenja sile iz dobijenih dijagrama (sile sabijanja povratnika F_0 , sile sečenja F_s , i ukupne sile F_c) pokazan je na slici 6. Uporedni dijagrami promene sile pri sečenju lima širine 335 mm u zavisnosti od položaja sečenja na noževima pokazani su na slici 7.

Na isti način izvedeno je merenje sile pri sečenju širine 1000 mm, a pri tome dobijene maksimalne vrednosti date su u tabelici 3, dok je u Tabelici 4 prikazana promena sile u zavisnosti od veličine regulisanog zazora između noževa pri sečenju širine 1000 mm, a prema podacima iz tabelice 3.

Iz pokazanih rezultata može se zaključiti sledeće:



Sl. 7. Uporedni dijagrami promene sile pri sečenju lima širine 335 mm.

Tablica 3. Vrednosti rezultujuće maksimalne sile odsecanja i sile u osloncima

a	Debljina lima [mm]	Zazor između noževa [mm]	Širina lima 335 [mm]		Širina lima 1000 [mm]				Povećanje maksimalnih sila [%]								
			Odsjecanje pritisak [Mp]	F_c max [Mp]	Odsjecanje upravno na vlakna		Odsjecanje paralelno vlaknima		$\frac{B-A}{A} 100$		$\frac{C-B}{A} 100$		$\frac{C-B}{A} 100$				
					F_s max [Mp]	Naspram pritiskivača	F_c max	Naspram pritiskivača	F_s max	F_s max	ΔF_c	ΔF_s	ΔF_c	ΔF_s	ΔF_c	ΔF_s	
a	2	0,07	4	-	2,2	1-4	-	2,7	1-4	-	2,8	-	22,7	-	27,3	-	3,7
			8	3,6	-	5-8	4,0	-	3,9	5-8	4,0	-	4,0	8,3	11,1	-	2,56
b		0,1	-	-	-	5-8	-	2,5	1-4	-	2,8	-	-	-	-	-	12,0
			-	-	-	5-8	4,1	-	3,8	5-8	4,1	-	-	-	-	-	-
c		0,07	-	-	-	3-6	-	5,4	1-4	-	6,4	-	-	-	-	-	18,5
			-	-	-	5-8	7,4	-	6,4	5-8	6,4	-	-	-	-	-	-
d	3	0,1	4-5	-	4,9	1-4	-	5,4	3-6	-	6,9	-	-	-	-	-	27,8
			8	6,4	-	5-8	7,8	-	6,7	5-8	7,8	-	-	4,7	22,0	-	16,5
e		0,2	-	-	-	1-4	-	5,9	1-4	-	7,0	-	-	-	-	-	18,6
			-	-	-	1-4	8,2	-	6,75	1-4	8,2	-	-	-	-	-	-
f		0,1	-	-	-	3-6	-	15,2	5-8	-	15,1	-	-	-	-	-	-0,66
			-	-	-	3-6	16,6	-	16,2	3-6	16,6	-	-	-	-	-	-
g	5	0,2	5	-	11,5	3-6	-	15,3	1-4	-	14,6	-	-	-	-	-	-4,57
			5	12,8	-	3-6	16,0	-	16,5	3-6	16,0	-	-	29,0	25,0	-	-3,12

Tablica 4. Uticaj veličine zazora između noževa na povećanje maksimalne sile odsecanja i sile u osloncima pri odsecanju širine lima 1000 mm.

Smer vlakana valjanja	Debljina lima [mm]							
	2		3				5	
	$\frac{b-a}{a} 100 [\%]$		$\frac{c-d}{d} 100 [\%]$		$\frac{e-d}{d} 100 [\%]$		$\frac{f-g}{g} 100 [\%]$	
	F_c	F_s	F_c	F_s	F_c	F_s	F_c	F_s
⊥	-2,56	-7,4	-4,5	0	0,75	9,25	-1,8	-0,65
	2,25	0	-5,13	-7,25	5,13	1,45	0	3,42

- (i) Na veličinu sile sečenja utiče više faktora među kojima su, pored zatupljenja reznih ivica noževa i širine lima, najvažniji veličina stvarnih zazora između noževa i smer sečenja u odnosu na pravac vlakana lima.
- (ii) Maksimalna sila sečenja povećava se sa povećanjem širine lima; na primer, pri sečenju lima širine 1000 mm dobijena je veća sila za oko 40,8% u odnosu na silu za lim širine 335 mm.
- (iii) Pri ispitivanju uočeno je da veličina regulisanog zazora utiče nejednako na povećanje sile sečenja za različite debljine lima. Na primer, za lim 2 mm i zazor 0,1 mm manja je sila nego za preporučeni zazor 0,07 mm, za lim 3 mm najmanja je sila dobijena pri zazoru 0,07 mm, a za lim 5 mm pri zazoru 0,1 mm. Sa druge strane, za lim 5 mm i zazor 0,2 mm najveća sila je pri sečenju naspram pritiskivača 3 - 6, a ne naspram 7 - 8, kao što je za druge debljine, što je očiti dokaz da povećanje zazora na sredini dužine noževa, usled ugiba, znatno utiče na povećanje sile sečenja.
- (iv) Za debljine 2 i 3 mm dobijena je manja sila pri sečenju upravno na vlakna valjanja, a za lim 5 mm pri sečenju paralelno vlaknima valjanja, što se objašnjava uticajem kvaliteta i strukture upotrebljenog lima.

5. Opšti zaključak

Postupak merenja mehaničkih veličina električnim putem se pokazao kao veoma pogodan, jer je moguće konstruisati i izraditi i mernom mestu relativno lako prilagoditi davače sa primenom mernih traka. Korišćenje visokopreciznih električnih uređaja i instrumenata za registrovanje merenih veličina, kao i načini sa kojima su izvedena merenja, dalo je vrlo precizne rezultate, pa se na osnovu analize mogu izvesti sledeći zaključci:

- (i) Konkretno dođijeni rezultati pokazali su da sila pritiskivanja pritiskivača nije konstantna, već se menja sa promenom sile sečenja lima. Ovo ukazuje da pri projektovanju makaza sa hidrauličnim pogonom treba ovu pojavu imati u vidu.
- (ii) Veličina sile sečenja lima zavisi od niza uticajnih faktora, od kojih je, pored jačine materijala, najuticajniji bočni zazor, koga je vrlo teško podesiti s obzirom na relativno velike ugibe u horizontalnoj ravni.
- (iii) Dobijeni rezultati ukazuju da pri dimenzionisanju elemenata mašina za obradu bez rezanja treba obratiti posebnu pažnju kako dozvoljenim naprezanjima, tako i krutosti tih elemenata, jer se ona ovde pokazala kao veoma važan faktor za pravilan i trajan rad makaza.

6. Literatura

- [1] D. Mandić, Prototipsko ispitivanje hidrauličnih makaza HM-5, Elaborat 50/66, Institut za alatne mašine i alate, Beograd (1966)
- [2] V.I. Gorjanov, Usilija gidravličeskovo prižima listovočnih nožnic sa naklonim nožom, KŠP № 3 (1968)
- [3] D. Mandić, Prilog ispitivanju makaza za sečenje lima, Saopštenja IAMA, 7 (1968) 889
- [4] D. Mandić, Neka pitanja statičkog i dinamičkog ispitivanja hidrauličnih makaza, Tehnika, Mašinstvo (u štampi)
- [5] D. Mandić, Razvoj metoda i instrumentacije za ispitivanje mašina za obradu bez rezanja, Elaborat 92/98 - Deo VII, Institut za alatne mašine i alate, Beograd (1968)

D. M a n d i ć

EINIGE ERGEBNISSE DER DYNAMISCHEN PRÜFUNG VON HYDRAULISCHEN
TAFELSCHEREN

Da Prüfungen von spanlosen Werkzeugmaschinen erst seit den letzten Jahren ausführlicher durchgeführt werden, soll in dieser Abhandlung die Aufstellung einiger Methoden und Verfahren, welche bei der Prüfung von Tafelscheren für eine Blechdicke bis 5 mm und eine Blechweite bis 2000 mm, mit geneigten Messern Anwendung fanden, teilweise dargestellt werden. Eine vollständigere Einsicht in die Prüfungen dieser Tafelscheren ist durch Arbeit [1], [3] und [4] ermöglicht, während in dieser Abhandlung die Messmethoden für die Druckkraft des Bleichhalters, für die Bewegungsrichtung des oberen Messerhalters, als auch für die Schnittkraft gezeigt werden, wobei auch einige neue Methoden aufgestellt werden konnten. Die Messungen erfolgten bei Lehrlauf, sowie bei Arbeitsgang des oberen Messers. Die Belastung der Maschine ist dabei durch Trennen von Blechen bei einer Stärke von 2, 3 und 5 mm und einer Breite von 335 und 1000 mm senkrecht und parallel zur Walzrichtung des Bleches hervorgerufen werden. Die Bewegungsrichtung des oberen Messerträgers konnte durch ein induktives Messgerät, während die Kraftmessung des Bleichhalterdruckes, sowie der Schnittkraft durch besonders entworfene und erzeugte Dynamometer mit Messstreifen gemessen werden. Die Ablesung der Messgrößen wurde mit dem Schreibgerät "Brüel und Kjaer" durchgeführt, wobei die charakteristischen Ergebnisse tabelarisch und graphisch dargestellt sind.

B. Bendelja, A. Perić x)

METODE MJERENJA ISKORIŠĆENJA ALATNIH MAŠINA ZA OBRADU REZANJEM xx)

1. Uvod

Iskorišćenje alatnih mašina za obradu rezanjem predstavlja veoma važan pokazatelj za eksploataciju a i konstruisanje alatnih mašina. U domaćoj i stranoj literaturi problemu iskorišćenja mašina posvećeno je dosta izlaganja [1], [2], [3], [4]. Razmatranje ovog problema vršeno je na različite načine, djelomično logičnim i analitičkim putem. U Zavodu za alatne mašine u Sarajevu, u okviru jednog naučno-istraživačkog projekta, pristupilo se, takodje, razmatranju ovog problema i to na čisto analitičkoj osnovi. Analizirana je alatna mašina u "proizvodnom hodu", odnosno proučavana je sprega - alat, mašina, radni komad, čovjek. Tako su dobijeni kvalitetno novi pokazatelji iskorišćenja mašine koji omogućuju proračun ukupne proizvodnosti mašine, a sa pratećim parametrima pružaju uvid i u konstrukciju mašine. Praktična primjena ovih pokazatelja i dobijeni podaci biće predmet diskusije na savjetovanju, dok se u ovom saopštenju daju samo metode njihovog mjerenja.

2. Stepen proizvodnog iskorišćenja mašina

Iskorišćenje alatnih mašina za obradu rezanjem (strugova, glodalica, bušilica i sl.) u vremenskom i režimskom pogledu možemo definisati stepenom proizvodnog iskorišćenja mašine [5]. Stepem proizvodnog iskorišćenja mašine daje vrijednost stvarnog iskorišćenja mašine u pro-

x) Božo Bendelja, dipl.ing., redovan profesor Mašinskog fakulteta u Sarajevu, direktor Zavoda za alatne mašine, Sarajevo. Omladinsko šetalište b.b., Aristid Perić, dipl.ing., docent, Saradnik Zavoda.

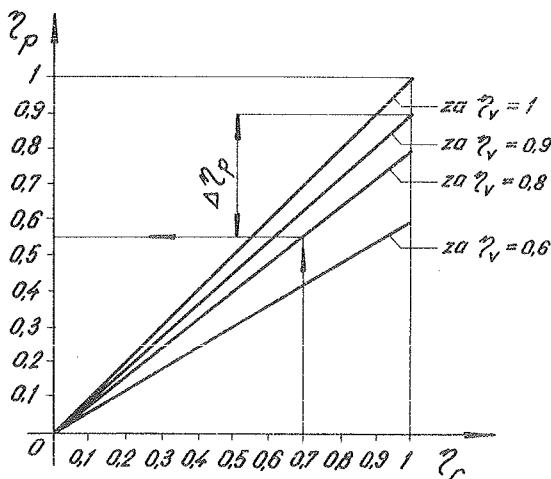
xx) Saopštenje iz Zavoda za alatne mašine, alat i mjernu tehniku u Sarajevu, sadrži neke teoretske osnove rada: "Ispitivanje nivoa eksploatacije alatnih mašina u SRBH", finansiranog od Republičkog fonda za naučni rad SRBH.

izvodnji sa stanovišta režima, rada i nerada (slika 1). Međutim, proračunom ovog stepena nije u potpunosti obuhvaćena problematika iskorišćenja mašine. Naime, ostaje još nedorečeno kako je u datom momentu iskorišćenje alata, snage i dimenzija mašine. Iskorišćenje alata, snage i dimenzija mašine možemo izraziti određenim faktorima. Ovi faktori predstavljaju prateće parametre stepena proizvodnog iskorišćenja mašine i daju njegovo dopunsko kvalitetno obilježje.

Prema tome, iskorišćenje alatne mašine za obradu rezanjem može se izraziti stepenom proizvodnog iskorišćenja

$$\eta_p = \eta_v \cdot \eta_r, \quad \text{odnosno} \quad \eta'_p = \eta'_v \cdot \eta'_r,$$

gde je η_v , η'_v - stepen vremenskog iskorišćenja mašine η_r , η'_r - stepen režimskog iskorišćenja mašine i slijedećim pratećim parametrima



Slika 1

- K_g - faktorom opterećenja mašine,
- K_A - faktorom iskorišćenja alata,
- K_p - faktorom iskorišćenja snage,
- K_d - faktorom iskorišćenja dimenzija mašine, i
- K_r - faktorom iskorišćenja režima.

Odredjivanjem navedenih pokazatelja skoro, u cjelini je obuhvaćena problematika iskorišćenja mašine za obradu rezanjem u pojedinoj konkretnoj situaciji. Ovi pokazatelji od-

redjuju se posebno primjenom određenih metoda, opisanih u daljnim izlaganjima u ovom saopštenju.

3. Odredjivanje stepena vremenskog iskorišćenja mašine i faktora opterećenja mašine

Stepen vremenskog iskorišćenja mašine [5], [6] možemo izraziti na slijedeći način

$$\eta_v = \frac{T_g + T_p + T_d}{T} = \frac{k_1}{k} \quad \text{odnosno} \quad \eta'_v = \frac{T_g + T_p}{T} = \frac{k_2}{k}$$

gde je T_g - mašinsko vrijeme rada mašine, T_p - pomoćno vrijeme, T_d -

dodatno vrijeme, T - ukupno raspoloživo vrijeme mašine za rad, k_1 - iznos vremena rada mašine u normi, izražen u jedinicama vremena ili sl., K - iznos raspoloživog vremena mašine za rad, izražen u jedinicama vremena ili drugim jedinicama, k_2 - iznos operativnog vremena rada mašine izražen u jedinicama vremena ili sl.

Ovaj stepen iskorišćenja mašine predstavlja u stvari odnos vremena rada mašine prema ukupnom raspoloživom vremenu za rad u toku nekog vremenskog perioda (na primer, dan, sedmica, mjesec ili godina). Njegova vrijednost predstavlja vrijeme (u minutama ili procentima) rada mašine unutar nekog odredjenog vremenskog perioda. Pošto se ovdje radi o odredjenom mjerenju vremena rada mašine, to stepen vremenskog iskorišćenja mašine možemo odrediti jednom od metoda mjerenja vremena (Studija radnog dana, Uzorak rada). Opređeljujemo se za metod uzorka rada [6] jer je taj metod veoma jednostavan za primjenu i ekonomičan kada se posmatra grupa mašina.

Aktivnost mašine u odredjenom periodu posmatranja prati se posmatranjem nekoliko elemenata rada i to: mašinskog rada, pomoćnog rada, dopuštenih čekanja i nerada mašine. Posmatranja mašine vrše se momentalno u slučajno odredjenim vremenima a na osnovu toga se bilježi odgovarajuća crtica u snimački list u rubrike jednog od navedenih elemenata koji se momentalno dešava. Na kraju posmatranog perioda zbrajanjem crtica datih za mašinski i pomoćni rad te dopuštena čekanja dobijamo pokazatelj k_1 , a zbrajanjem svih upisanih crtica odredjen je pokazatelj K . Odnos k_1/K daje vrijednost stepena vremenskog iskorišćenja mašine ili grupe mašina. Primena ovog metoda zahtjeva planiranje i projektovanje proučavanja prema odredjenom postupku [6]. Na sličan način se odredjuje i faktor opterećenja mašine obradom koji je jednak $K_g = T_g/T$, a i vrijednost stepena vremenskog iskorišćenja mašine η'_v .

4. Odredjivanje stepena režimskog iskorišćenja mašine

Stepen režimskog iskorišćenja mašine [2], [5] možemo izraziti na slijedeći način

$$\eta_r = \frac{K_r + a + b}{1 + a + b} \quad \text{odnosno} \quad \eta'_r = \frac{K_r + a}{1 + a}$$

gde je K_r - faktor iskorišćenja režima, $a = T_p/T_g$ tj. odnos pomoćnog prema mašinskom vremenu i $b = T_d/T_g$ tj. odnos dodatnog prema mašinskom vremenu.

Stepen režimskog iskorišćenja mašine predstavlja pokazatelj kojim korigiramo vrijednost snimljenog stepena vremenskog iskorišćenja mašine, s obzirom na iskorišćenje režima obrade. Ako se u toku posmatranja mašine koristi najpovoljniji režim obrade onda je $\eta_R = 1$, jer je $K_R = 1$, pa je vrijednost stepena proizvodnog iskorišćenja mašine jednaka vrijednosti η_V . U drugoj radnoj situaciji kada mašina ne radi sa najpovoljnijim režimom obrade $K_R \neq 1$ pa je i $\eta_R \neq 1$ i stoga je potrebno dobijenu vrijednost za η_V korigovati sa odgovarajućom vrijednosti za η_R da bi dobili pravu vrijednost stepena proizvodnog iskorišćenja mašine.

Pojedinačne vrijednosti za a i b, kao prosječne za mašinu ili grupu mašina u posmatranom periodu možemo odrediti korišćenjem podataka dobijenih snimanjem elemenata rada radi odredjivanja vrijednosti za η_V .

Odredjivanje faktora iskorišćenja režima obrade K_R zahtjeva izvodjenje posebnog snimanja u radionici, istovremeno, kada se vrši snimanje elemenata rada mašine ili grupe mašina. Faktor iskorišćenja režima jednak je

$$K_R = \frac{T'_g}{T_g} = \frac{n_s \cdot s_s}{n \cdot s}$$

gde je n_s - snimljeni broj obrta (o/min), s_s - snimljeni posmak (mm/o), n - najpovoljniji broj obrta (o/min), s - najpovoljniji posmak (mm/o), T_g - mašinsko vrijeme za n komada prema snimljenom režimu, T'_g - mašinsko vrijeme za n komada prema najpovoljnijem režimu.

Snimljeni režim (n_s, s_s) je upotrebljeni režim na mašini, konstatovan pri snimanju. Najpovoljniji režim obrade (n, s) je režim koji najbolje odgovara spregi - radni komad, alat, mašina - u procesu obrade. Ovaj režim obrade odredjuje se za pojedinu konkretnu operaciju na osnovu snimljenih podataka o radnom komadu, alatu i mašini, potrebnih za proračune režima prema teoriji rezanja [7], [8].

Proračun najpovoljnijeg režima obrade može da se vrši ručnim [7], [8] i mašinskim putem. Mašinski proračun, koji se u novije vrijeme sve više koristi u industrijski razvijenim zemljama, vrši se primjenom elektronskih računara, čime je znatno skraćeno vrijeme proračuna i osigurana tačnost rezultata. Pogodnom transformacijom nejednačina koje se koriste pri ručnom proračunu režima obrade, moguće je dobiti matematički model ovog problema koji se primjenom Simpleks metoda linearnog pro-

gramiranja i dopunskih podprograma veoma brzo i tačno riješava na digitalnoj mašini [9], [10].

Snimanje podataka za režim obrade treba posebno planirati i projektovati. Da bi olakšali snimanje i smanjili troškove, i ovdje treba koristiti statistički metod uzorkovanja, tako da se obilasci mašine ili grupe mašina vrše u slučajnim vremenima u toku posmatranog perioda.

5. Odredjivanje faktora iskorišćenja alata

U procesu rezanja težnja je da se čim povoljnije iskoristi alat. Pri obradi određenog dijela na određenoj mašini iskorišćenje alata uslovljeno je upotrebljenim režimom obrade. U izvjesnim radnim situacijama pojavljuje se nepotpuno iskorišćenje alata koje, s obzirom na brzinu rezanja, indirektno utiče na iskorišćenje mašine. Ako uporedimo snimljeni posmak s_B i mogući posmak s_A , s obzirom na korišćeni broj obrta, onda dobijamo za upotrebljeni alat faktor iskorišćenja alata koji općenito glasi

$$K_A = \frac{s_B}{s_A}$$

gde je s_B - snimljeni posmak na mašini (mm/o), s_A - računski posmak s obzirom na puno iskorišćenje alata (mm/o).

Računski posmak, s obzirom na puno iskorišćenje alata kod pojedinih obrada, može se proračunati na osnovu izraza datih u teoriji rezanja [7], [8]. Tako, na primer, kod struganja računski posmak je

$$s_A = \sqrt{\frac{1000 \cdot C_{V60} \cdot K_V}{\pi \cdot D \cdot n_S \cdot \delta^x \cdot \left(\frac{T}{60}\right)^m}}$$

gde je n_S - snimljeni broj obrta (o/min), δ - dubina rezanja (mm), C_{V60} , x , y , m - konstante za određene materijale, D - prečnik obrade (mm), π - 3,14, T - postojanost alata, K_V - popravni koeficijent.

Odredjivanje faktora iskorišćenja alata upotrebljenog na određenoj mašini ne zahtjeva posebno izvodjenje snimanja, jer se za to koriste podaci dobijeni tokom snimanja režima obrade. Proračun računskog posmaka - s_A može da se vrši ručnim ili mašinskim putem. U slučaju mašinskog proračuna treba koristiti računsku digitalnu mašinu s tim da se prethodno pripremi odgovarajući program. S obzirom na to mašinski

proračun dolazi u obzir kada se određivanje ovog faktora vrši na više mašina u dužem vremenskom periodu.

6. Određjivanje faktora iskorišćenja snage mašine

Pri projektovanju procesa nastojimo da čim povoljnije iskoristimo raspoloživu snagu mašine. U izvjesnim radnim situacijama u procesu rezanja pojavljuje se nepotpuno iskorišćenje snage mašine (završna obrada i sl.) koje indirektno utiče na iskorišćenje mašine. Iskorišćenje snage mašine može se posebno izraziti faktorom, koji daje određeno dopunsko kvalitativno obilježje određenom stepenu proizvodnog iskorišćenja mašine. Ako se postavi odnos stvarno korišćenje snage mašine u procesu rezanja i instalisane snage mašine, dobija se faktor iskorišćenja snage mašine, koji općenito glasi

$$K_p = \frac{P_s}{P},$$

gde je P_s - iskorišćena snaga mašine (KW), P - instalisana snaga mašine (KW).

Snagu mašine uopšteno možemo izraziti sa odgovarajućim faktorima, pa je

$$K_p = \frac{C_k \cdot \delta^{x_z} \cdot s_s^{y_z} \cdot \pi \cdot D \cdot n_s}{60 \cdot 102 \cdot 1000 \cdot \eta} \cdot \frac{60 \cdot 102 \cdot 1000 \cdot \eta}{C_k \cdot \delta^{x_z} \cdot s_M^{y_z} \cdot \pi \cdot D \cdot n_s} = \left(\frac{s_s}{s_M} \right)^{y_z}.$$

Ovo izvodjenje važi za struganje ili do istog opšteg izraza dolazi se izvodjenjem i kod bušenja, glodanja i brušenja, s tim što je kod brušenja i glodanja eksponent $y_z = 1$.

Prema tome, faktor iskorišćenja snage mašine jednak je odnosu snimljenog i računskog posmaka, podignutog na potenciju y_z tj.

$$K_p = \left(\frac{s_s}{s_M} \right)^{y_z},$$

gde je s_s - snimljeni posmak (mm/o), s_M - računski posmak s obzirom na puno iskorišćenje snage mašine (mm/o), y_z - konstanta.

Računski posmak s obzirom na instalisanu snagu mašine proračunavamo kod raznih obrada prema odgovarajućim izrazima, [7], [8] i kod uzdužnog struganja jednak je

$$s_M = \sqrt[3]{\frac{y_z \cdot 1,946 \cdot 10^6 \cdot p \cdot \eta}{C_k \cdot \delta^{x_z} \cdot D \cdot n_s}}$$

gde je C_k , x_z , y_z - konstante za određeni materijal, n_g - snimljeni broj obrta (o/min), D - prečnik obrade [mm], δ - dubina rezanja [mm], P - instalisana snaga mašine [kW], η - mehanički stepen iskorišćenja mašine.

Za određivanje faktora iskorišćenja snage mašine koristimo podatke prikupljene tokom snimanja režima obrade, pa stoga ni ovdje nije potrebno posebno snimanje. Proračun računskog posmaka može da se vrši ručnim ili mašinskim putem. Kod mašinskog proračuna koristi se digitalna računaska mašina, s tim da se prethodno pripremi odgovarajući program. Ovakav proračun koristimo kada faktor K_p određujemo na više mašina, u dužem vremenskom periodu.

7. Određjivanje faktora dimenzijskog iskorišćenja mašina

Pri projektovanju tehnološkog procesa nastojimo postići čim povoljniju uskladjenost dimenzija mašine i radnog komada. Medjutim, u dosta slučajeva to nije moguće postići, pa se sa stanovišta dimenzija pojavljuje nepotpuno iskorišćenje dimenzija mašine, koje indirektno utiče na iskorišćenje mašine. Uzimajući na određeni način odnos dimenzija radnog komada prema maksimalno mogućim dimenzijama radnog komada na mašini, iskorišćenje dimenzija mašine možemo izraziti faktorom dimenzijskog iskorišćenja mašine [1], [2], koji općenito glasi

$$K_d = \frac{L}{L_{\max}} \cdot \frac{D}{D_{\max}},$$

gde je L - dužina radnog predmeta [mm], D - prečnik radnog predmeta [mm], L_{\max} - maksimalna moguća dužina predmeta na mašini [mm], D_{\max} - maksimalni mogući prečnik predmeta na mašini [mm]. Gornji izraz odgovara za strugove ali se i kod ostalih obrada na sličan mogu odrediti odgovarajući izrazi.

Određjivanje faktora dimenzijskog iskorišćenja mašine kod jedne mašine vrši se na gore opisani način. U slučaju posmatranja više mašina u dužem vremenskom periodu treba koristiti statistički metod uzrokovanja pri snimanju, pa tako dobijamo prosječnu vrijednost ovog faktora za grupu mašina.

8. Zaključak

Na osnovu teorijskih radova i djelomičnih praktičnih opita, izvršenih u Zavodu za alatne mašine u Sarajevu, utvrđjena je metodologija za od-

redjivanje nivoa eksploatacije alatnih mašina za obradu rezanjem. Ova metodologija primjenjena je, u okviru izvodjenja naučno-istraživačke teme, u devet radnih organizacija u SRBiH. Izložena materija u ovom referatu predstavlja izvod iz metodologije, koji je sažeto dat u ovom zaključku putem opisa glavnih parametara i načina njihovog mjerenja.

Iskorišćenje alatne mašine za obradu rezanjem možemo definisati stepenom proizvodnog iskorišćenja mašine i faktorom opterećenja mašine, iskorišćenja alata, snage i dimenzija mašine. Proračunom ovih pokazatelja uglavnom je obuhvaćena problematika iskorišćenja alatne mašine za obradu rezanjem. Mjerenje pomenutih pokazatelja, definisanih odredjenim izrazima, možemo izvršiti primjenom statističkog metoda uzrokovanja. Proračun vrijednosti možemo izvršiti ručnim ili mašinskim putem. U slučaju mašinskog proračuna koristi se digitalna računska mašina, čime znatno skraćujemo vrijeme za proračun i obezbeđujemo tačnost rezultata.

Literatura

- [1] H. Opitz, Rohs, Die Ausnutzung von Werkzeugmaschinen, Werkstattstechnik, 49 (1959) 9
- [2] P. Stanković, Eksploatacijski stepen iskorišćenja alatnih mašina za obradu rezanjem. Zbornik saopštenja I Savjetovanja proizvodnog mašinstva, Beograd (1965) str. 1-1
- [3] P. Stanković, Mašine alatke - Konceptijska i eksploatacijska analiza mašina za obradu rezanjem, Gradjevinska knjiga, Beograd (1968)
- [4] B. Bendelja, Automatizacija proizvodnje, Univerzitet u Sarajevu, Sarajevo (1966)
- [5] A. Perić, Iskorišćenje mašina za obradu rezanjem, Mašinstvo, (1968) M. 41
- [6] A. Perić, Proučavanje rada, Zavod za produktivnost rada, Sarajevo (1967)
- [7] P. Stanković, Mašinska obrada, Naučna knjiga, Beograd (1967)
- [8] N.I. Reznikov, Učenje o rezanii metallov, Mašgiz, Moskva (1947)
- [9] B. Popović, Proračun optimalnih faktora obrade metodom linearnog programiranja primjenom digitalnih elektronskih računara, Mašinstvo (1966)
- [10] A. Perić, Proračun režima obrade kod bušenja i glodanja primjenom elektronskih računara, Moderna organizacija, Kranj (1968).

B. Bendelja, A. Perić

Die Methoden der Messung des Ausnützungsgrades der Werkzeugmaschinen

Durch die Bestimmung des Ausnützungsgrades der Werkzeugmaschinen, fern-AM.9.8

ner der Faktoren Werkzeugausnützung, sowie der Leistung und Abmessungen der Maschine, ist die Problematik der spannabhebenden Bearbeitung vollkommen umfasst. Die Bestimmung dieser Faktoren können wir durch die Anwendung der statistischen Methoden durchführen, sei es durch Vorkalkulation oder mit Hilfe der Digitalen - Rechenmaschine.

M. N e d e l j k o v i ć x)

PRISTUP ISTRAŽIVANJU UTICAJA SPORIH VEROVATNOSTNIH TARNIH
PROCESA NA EKSPLOATACIJSKO STANJE ALATNIH MAŠINA xx)

1. Uvod

Početne kvalitativne i proizvodne karakteristike alatnih mašina, koje u trenutku njihovog uvođenja u proizvodnju predstavljaju dati tehnološki nivo, postepeno se menjaju u procesu eksploatacije. Radna sposobnost tih mašina u posmatranom trenutku je slučajna funkcija niza uticajnih konstruktivno tehnoloških faktora, uslova eksploatacije i kvaliteta službe održavanja, što, kompleksno posmatrano, odražava trenutno stanje jednog verovatnosnog sistema.

Ako se kao kriterijum za ocenu nivoa razvoja i radne sposobnosti mašine u nekom trenutku eksploatacijskog perioda usvoje kao osnovne karakteristike tačnost, proizvodnost, energetski stepen iskorišćenja, stepen automatizacije i ekonomičnost, onda se može konstatovati da krive razvoja i radne sposobnosti predstavljaju dve divergentne funkcije vremena: kontinualno progresivno rastuću funkciju i prekidno monotonno opadajuću funkciju. Analiza razvoja mašinogradnje u celini, a posebno alatnih mašina, ukazuje da se promene nekih osnovnih karakteristika ovih proizvoda menjaju po zakonu geometrijske progresije [2].

Brz razvoj strukture proizvoda mašinogradnje i sve kraći ciklusi razvoja i penetracije tehnoloških procesa obrade metala u industrijsku proizvodnju, nameću potrebu za širim tretmanom i pristupom kompleksu održavanja radne sposobnosti i pravovremenosti zamene mašinskih kapa-

x) Milan J. Nedeljković, dip.ing., rukovodilac Odeljenja za alatne mašine u Institutu za alatne mašine i alate, Beograd

xx) Saopštenje predstavlja pristupni osvrt u okviru naučnoistraživačkog projekta "Tehnologija mašinogradnje: istraživanje obradivosti i grupna tehnologija sa optimalizacijom u pojedinačnoj i serijskoj proizvodnji", koji se izvodi u Institutu za alatne mašine i alate.

citeta. Ovaj problem implicitno sadrži osnove racionalnog veka eksploatacije i modernizacije proizvodnih kapaciteta, posmatrano sa kompleksa dohodnosti proizvodnje.

Procesi koji se odigravaju na alatnoj mašini, bez obzira da li su ciklični ili aciklični, stohastički su procesi, i s obzirom na vremensku bazu mogu se posmatrati kao procesi visoke brzine (vibracije, oscilatorni sistemi pri sporim translacijama), srednje brzine (habanje alata, temperaturske deformacije, promena uslova okoline) i spori procesi (habanje kinematskih parova, korozija, preraspodela zaostalih napona itd.).

Neizbežni frikcionni procesi na elementima u relativnom kretanju izazivaju permanentno habanje i razaranje kontaktnih površina, menjajući pri tome njihove dimenzije, oblik i uzajamni položaj. Ove postepene promene, izuzetno malih brzina, intenzificiraju ostale procese visokih i srednjih brzina i odlučujuće utiču na promenu početne geometrijske i kinematske tačnosti alatne mašine, što, u krajnjem bilansu, snižava proizvodne i ekonomske efekte alatnih mašina u eksploataciji.

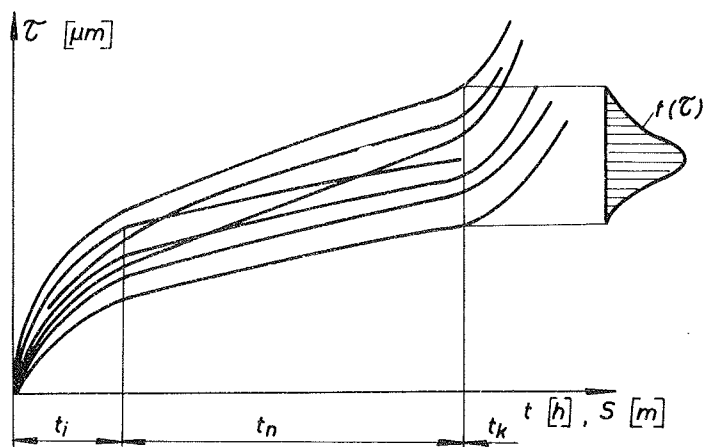
2. Sporni frikcionni procesi na alatnim mašinama

Za klizne površine za vodjenje alata ili radnog komada na alatnim mašinama karakterističan je abrazivni spori stohastički proces habanja, čija je posledica trošenje i razaranje dodirnih površina, promena njihovog geometrijskog oblika i uzajamnog položaja. Za tačnost radnih i pozicionih kretanja i uzajamni odnos baznih površina za vodjenje alata i radnog komada je od značaja ne samo apsolutna veličina istrošenosti, nego i neravnomernost trošenja naležućih konačnih površina u glavnim presečnim ravnima i konačno malih površina u slučaju teorijskog dodira po liniji ili u tački.

Laboratorijska eksperimentalna ispitivanja izvršena u Institutu i druga eksploatacijska posmatranja i ispitivanja [3], [4], [5] ukazuju da je istrošenost $\zeta = f(p, v, k_1, k_2 \dots)$ slučajna funkcija za koju je karakteristično rasipanje vrednosti (slika 1).

Pored toga, neophodno je imati u vidu da su u procesu eksploatacije argumenti funkcije ζ takodje slučajne veličine koje imaju odredjenu dispersiju, jer se menjaju vrednosti opterećenja p , brzina kretanja v se takodje menja, tehnološki parametri k_1 se menjaju s obzirom na rasipanje stvarnih mera u granicama tolerancije, mikrogeometrija

tarnih površina se menja s obzirom na klasu hrapavosti itd. Ako se ovi argumenti funkcije smatraju nezavisnim, onda je dispersija istrošenosti jednaka proizvodu dispersija slučajnih argumenata.



Sl. 1. Rasipanje eksperimentalnih vrednosti istrošenosti

Prema slici 1. na eksperimentalnim krivim habanja uočavaju se tri osnovna perioda trošenja:

- (i) inicijalni period habanja (t_i) za koji brzina procesa habanja $v_\tau = \frac{d\tau}{dt}$ i intenzitet habanja $I_\tau = \frac{d\tau}{dS}$ nisu konstantni,
- (ii) period normalnog habanja (t_n), pri kome se može smatrati da je brzina procesa $v_\tau = \frac{d\tau}{dt} \approx \text{const.}$, i
- (iii) period katastrofalnog razaranja i habanja, koji je nedopustiv, a karakteriše ga nagli porast veličine istrošenja i brzine procesa.

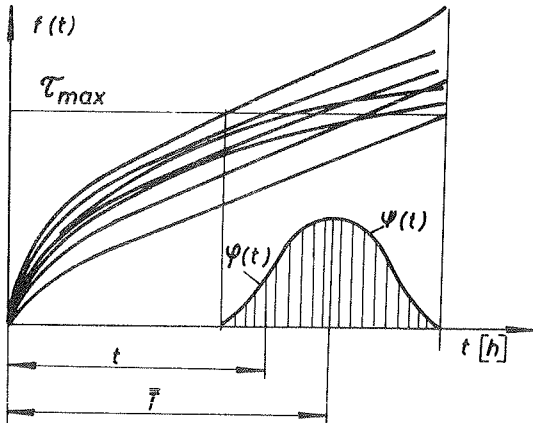
Sa osnovom na dosada izneto, očigledan je zaključak da je veličina istrošenosti slučajna veličina verovatnosnog karaktera procesa razaranja tarnih površina, te je zavisnost korelacijska.

S druge strane, granična dozvoljena vrednost istrošenosti τ_{\max} se određuje iz uslova gubitka radne sposobnosti i narušavanja zadate funkcije posmatranog sklopa te je, prema slici 2, očigledno i rasipanje vrednosti radnog, eksploatacijskog veka sklopa ili elemenata u kinematskom paru.

U većini slučajeva radni vek se određuje po normalnom zakonu raspodele

$$f(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(t-\bar{T})^2}{2\sigma^2}}, \quad (1)$$

pri čemu kriva raspodele omogućuje da se odredi srednji eksploatacijski vek elementa (\bar{T}) i dispersija ovog veka u odnosu na centar grupisanja.



Sl.2. Dispersija radnog veka elementa s obzirom na verovatnosni proces razaranja i τ_{max}

ki eksploatacijski period vremena t za posmatrani element ili sklop, onda površina $\varphi(t)$ funkcije $f(t)$ karakteriše verovatnoću narušavanja radne sposobnosti i funkcije sklopa ili elementa, odnosno verovatnoću kvara ili zastoja.

Zbog toga leva strana krive $f(t)$ izražava pouzdanost sklopa ili elementa, a sva kriva daje predstavu o mogućem eksploatacijskom veku.

Pošto alatna mašina predstavlja skup mehanizama i sklopova, to njena pouzdanost i eksploatacijski vek zavise od pouzdanosti sklopova i elemenata, a pouzdanost automatskih linija od pouzdanosti pojedinih mašina.

3. Radna sposobnost i eksploatacijski parametri alatnih mašina

Radnu sposobnost mašine definišu njeni kvalitativni i proizvodni parametri, tačnost i kvalitet obrade, proizvodnost, eksploatacijski stepen iskorišćenja itd. Ova sposobnost izražava stanje mašine u posmatranom trenutku i njenu mogućnost da izvršava sve zadate funkcije pri odgovarajućim eksploatacijskim uslovima, a da se, pri tome, promene

kvalitativnih parametara nalaze u granicama predviđenim tehničkim uslovima.

Zbog toga što se u eksploataciji postepeno menjaju osnovni kvalitativni parametri i proizvodne karakteristike alatnih mašina, neophodno je odrediti takva svojstva mašina koja će izražavati stepen i karakter ovih promena u vremenu.

Takvim svojstvima i merilima smatraju se eksploatacijska pouzdanost i radna postojanost.

Pouzdanost predstavlja kvalitativno svojstvo mašine i njenu mogućnost kontinualnog rada u određenom vremenskom periodu, pri čemu se ovo svojstvo definiše sa:

- (i) intenzitetom zastoja i kvarova $\Theta = \frac{\Delta Z}{\Delta t \cdot Z}$, gde je ΔZ srednji broj mašina koje su bile u zastoju i kvaru, Z broj mašina koje rade bez zastoja, a Δt posmatrani vremenski period, i
- (ii) srednjom vrednošću vremena T_{sr} između dva uzastopna zastoja u radu.

Osnovni pokazatelj pouzdanosti elemenata je verovatnoća rada bez zastoja i kvara $\Psi(t) \leq 1$, i može se izraziti koeficijentom pouzdanosti. Shodno slici 2, ordinate integralne funkcije raspodele

$$\mathcal{F}(t) = \int_0^t f(t) dt \quad (2)$$

su brojne ravne površini omeđenoj krivom $f(t)$ i posmatranim periodom vremena t i karakterišu verovatnoću događaja kvara i zastoja, dok funkcija $\Psi(t)$ izražava verovatnoću kontinualnog, bezzastojnog rada posmatranog elementa. Prema tome,

$$\mathcal{F}(t) + \Psi(t) = 1 \quad (3)$$

odnosno, koeficijent pouzdanosti se može predstavljati relacijom

$$\Psi(t) = 1 - \mathcal{F}(t) \quad (4)$$

S obzirom da događaj zastoja može nastati kao posledica neizbežnog i postepenog trošenja usled habanja, kao i usled slučajnog, neočekivanog zastoja, to se koeficijent pouzdanosti određuje kao proizvod verovatnoće kontinualnog rada po osnovi habanja i verovatnoće slučajnog zastoja

$$\Psi(t) = \Psi_h(t) \Psi_s(t) \quad (5)$$

pri čemu je

$$\Psi_h(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \int_t^{\infty} e^{-\frac{(t-\bar{T})^2}{2\sigma^2}} dt, \quad (6)$$

a

$$\Psi_g(t) = e^{-\theta t}, \quad (7)$$

Pošto alatna mašina predstavlja složen sistem, verovatnoća kontinualnog rada mašine je jednaka proizvodu verovatnoće kontinualnog rada pojedinih elemenata

$$\Psi(t) = \Psi_1 \cdot \Psi_2 \cdots \Psi_n. \quad (8)$$

Očigledno je da je u cilju povećanja eksploatacijske pouzdanosti sistema neophodno poboljšati koeficijent pouzdanosti elemenata sistema, a u izuzetno složenim sistemima uvoditi elemente dublere koji prihvataju funkciju elementa koji je otkazao.

S druge strane tehnološka pouzdanost mašine u datom trenutku eksploatacije može se izraziti radnom tačnošću, merenom odstupanjima od oblika i klase hrapavosti radnih komada, jer radna tačnost kumulativno izražava dejstvo svih vremenskih procesa na alatnoj mašini. Zbog toga tehnološka ispitivanja dovoljnog broja opitnih komada otkrivaju rezervu tačnosti i pružaju mogućnost prognoziranja potrebnih remontnih aktivnosti po vremenu i obimu.

S obzirom da je alatna mašina u eksploataciji izložena raznim fizičko-hemijskim procesima koji narušavaju njenu radnu sposobnost, očito je, da je neophodno suprotstavljati se ovim procesima u cilju povećanja ukupnog radnog veka i intervalnog radnog veka izraženog u strukturi i obimu intervencija na obnovi njene radne sposobnosti. Radni vek elemenata, mašina i tehnoloških sistema ograničen je fizičkom postojanošću i ekonomskim faktorima.

Radna postojanost, kao kvalitativno svojstvo alatne mašine, karakteriše njenu fizičku trajnost u vremenu i sposobnost da obavlja sve svoje radne funkcije u zadatom periodu uz uslov minimiziranja neophodne aktivnosti održavanja ove postojanosti.

Svako narušavanje radne sposobnosti i potreba za zamenom dotrajalog dela ili sklopa izaziva smanjenje proizvodnosti. Iz ovih razloga se može koristiti kao pokazatelj radne postojanosti koeficijent radne postojanosti \checkmark_{xp} , koji se može izraziti kao odnos proizvodnosti za određeni vremenski interval

$$\sqrt{v}_{rp} = \frac{P \sum g_j}{P \sum g_j + P \sum p_j} , \quad (9)$$

gde je:

$P \sum g_j$ - proizvodnost mašine u posmatranom periodu uzimajući u obzir sve gubitke na j-toj mašini u [kom], i
 $P \sum p_j$ - pad proizvodnosti usled zastoja i kvara po osnovi radne postojanosti j-te mašine u [kom],

ili kao odnos vremena

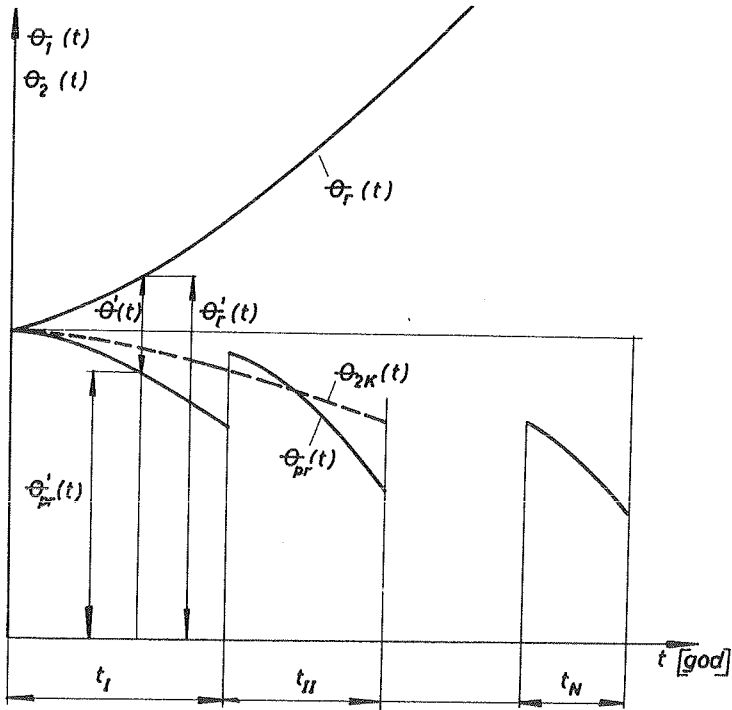
$$\sqrt{v}_{rp} = \frac{\sum_{k=1}^n t_{krj}}{\sum_{k=1}^n (t_{krj} + t_{oj} + t_{rj})} \quad (10)$$

gde je:

t_{krj} - zbir intervala kontinualnog rada mašine za posmatrani period u [h] na j-toj mašini,
 t_{oj} - ukupno vreme održavanja na j-toj mašini u [h],
 t_{rj} - ukupno vreme remontnih intervencija u [h], i
 n - broj remontnih ciklusa, ako se u posmatranje uzima ukupan eksploatacijski vek.

Ako se u posmatranju pada proizvodnosti usled opadanja vrednosti koeficijenta radne postojanosti, čije se vrednosti kreću u intervalu $0 < \sqrt{v}_{rp} < 1$, izuzmu ekonomski efekti, onda je zavisnost linearnog karaktera. Tako, na primer, za pretpostavljene vrednosti $\sqrt{v}_{rp} = 0,75$, broj posmatranih mašina $i = 10$, teorijski kapacitet u dve smene $T_t = 4200$ h, dužina medjuremontnog ciklusa 5,5 god., ukupno vreme zastoja po osnovi radne postojanosti iznosi oko 57.750 h. Ako se sumira vrednost proizvodnje za vreme zastoja i odgovarajući troškovi intervencije, onda zavisnost može biti i nelinearna u zavisnosti od cene i asortimana proizvodnje, kao i od strukture troškova održavanja i remonta. Navedeni podaci ukazuju na tehničko-ekonomsku opravdanost permanentnog poboljšanja kvalitativnih eksploatacijskih karakteristika alatnih mašina pouzdanosti i postojanosti i usavršavanja metoda i postupaka za održavanje i periodičnu obnovu njihovih radnih sposobnosti. Medjutim proces eksploatacije proizvodnih sredstava teče paralelno sa procesom razvoja i tehničkog progressa, pri čemu ova dva procesa divergiraju po nivou proizvodnih mogućnosti i ekonomskim efektima.

Prema slici 3 na kojoj su principiijelno prikazane zakonitosti promene proizvodnih mogućnosti istorodnih radnih mašina očigledno je da se



Sl. 3. Zakonitosti promene proizvodnih karakteristika nove i postojeće proizvodne opreme

disproporcija između proizvodnih sposobnosti nove, savremene opreme i postojeće može izraziti relacijom

$$\Theta(t) = \Theta_r(t) - \Theta_{pr}(t) \quad , \quad (11)$$

gde

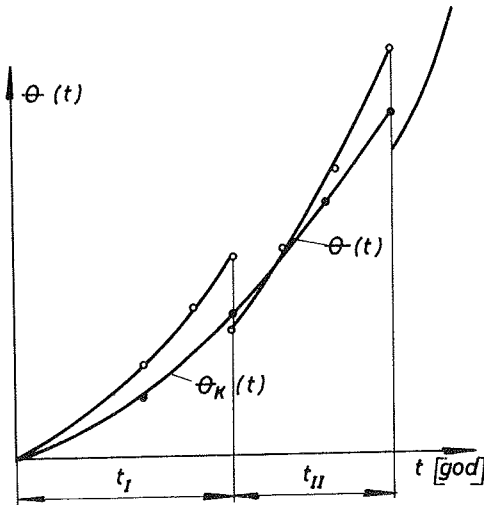
$\Theta_r(t)$ - izražava zakonitost promena proizvodnih sposobnosti i karakteristika novih mašina, i

$\Theta_{pr}(t)$ - izražava zakonitost opadanja proizvodnih karakteristika mašina u eksploataciji.

Očigledno je da je kriva $\Theta(t)$ prekidno rastuća funkcija vremena s obzirom na periodičnu obnovu radne sposobnosti mašina u eksploataciji (slika 4).

Ukoliko se odgovarajućim konstruktivno-eksploatacijskim intervencijama poboljšaju pouzdanost i radna postojanost po krivoj $\Theta_{2k}(t)$ (slika 3), i time isključi prvi generalni remont na kraju perioda t_I ,

onda bi se disproporcija $\theta(t)$ kretala po korigovanoj krivoj $\theta_k(t)$ (slika 4), praktično, u čitavom periodu ispod krive $\theta(t)$.



Sl.4. Krive disproporcije tehnološkog nivoa nove i postojeće proizvodnje mašina sa i bez korekcije pouzdanosti i radne postojanosti

Na slici 4 se uočava veoma brz porast disproporcije u periodu drugog medjuremontnog ciklusa t_{II} sa tendencijom povećanja gradijenta u kasnijem periodu eksploatacije.

Ukoliko se ovaj aspekt posmatra i sa tačke gledišta troškova proizvodnje, onda se isključivim kriterijumom za meritorna odlučivanja o racionalnosti generalnih remontnih intervencija sa ograničenim dejstvom u pogledu obnavljanja statičkog tehnološkog nivoa, mora smatrati dohodnost proizvodnje. Sistematsko i kompleksno izučavanje eksploatacijskog ponašanja alatnih mašina može da odgovori na aktuelno pitanje gradnje alatnih mašina povišenih eksploatacijskih karakteristika bez potrebe za kapitalnim remontom u optimalnom eksploatacijskom i radnom veku.

4. Literatura

- [1] P. Stanković, Mašine alatke - Konceptijska i eksploatacijska analiza mašina za obradu rezanjem, Gradjevinska knjiga, Beograd (1968)
- [2] B.L. Boguslavski, Prognozirovanie nekih tendencija razvitija stankostroenija, Vestnik mašinstroenija, 9 (1968)
- [3] I.B. Tartakovski, Iznos detalej mašina kak slučajnaja veličina, Vestnik mašinstroenija, 2 (1966)
- [4] H. Opitz, Reibung und Verschleiss von Werkzeugmaschinen, Schmier-technik, 2 (1968)
- [5] H. Münnich, Einfluss der Schmierung auf Lebensdauer, Reibung und Verschleiss von Wälzlagern, Schmier-technik, 2 (1968)
- [6] M. Nedeljković, M. Demirović, D. Ilić, Ispitivanje habanja vodjica alatnih mašina, Elaborat 64/67, Institut za alatne mašine i alate (1967).

M. N e d e l j k o v i ć

An Approach to the Investigation of the Influence of Slow Chance
Friction Processes upon the Working Conditions of Machine Tools

On the grounds of the general trends in wear process of sliding elements of machine tools as shown in Figs. 1 and 2, an attempt has been made to find out the correlation of the variation of sliding properties (form and accuracy) as a slow chance phenomenon to the working ability and exploitation parameters of a machine. The author introduces the reliability coefficient (Eqs. 2 - 8) and the coefficient of usability (working life - Eqs. 9 and 10). In Fig. 3 he demonstrates the laws governing the variation of working characteristics, and in Fig. 4 the disproportion of technological level of new and existing production equipment, with and without a correction of reliability and usability as defined earlier in the paper.

M. Nedeljković^{x)}

REZULTATI EKSPERIMENTALNIH ISPITIVANJA S OSNOVOM NA DOPUNSKI KRITERIJUM ZA IZBOR MAZIVOG FLUIDA STUPNJEVITIH PRENOSNIKA ALATNIH MAŠINA^{xx)}

1. Uvod

Obavezno prisustvo mazivog fluida u stupnjevitim prenosnicima alatnih mašina indicira potrebu svestranijeg tretmana svojstava ovog fluida i njegovog uticaja na energetske, tačnostne i akustičke karakteristike alatnih mašina.

Ne zanemarujući uticaj mazivnog fluida pri sporim stohastičkim tarnim procesima kinematskih parova na vek trajanja i eksploatacijsku pouzdanost glavnih kinematskih parova prenosnika alatnih mašina, polazi se i od činjenica da je moguć uticaj mazivog fluida i na ostale ciklične i aciklične vremenske procese koji determinišu tačnost obrade u posmatranom vremenskom intervalu eksploatacije.

Poznato je da se promena početne radne tačnosti alatne mašine u eksploataciji može izraziti najopštijom funkcijom

$$\delta = \delta_0 + \delta_1(t) + \delta_2(t) + \delta_3(t) , \quad (1)$$

gde je

δ = netačnost obrade u posmatranom vremenu,

δ_0 = početna netačnost usled geometrijske i kinematske netačnosti mašine,

δ_1 = netačnost obrade usled cikličnih procesa visoke brzine (vibracije, frikционе oscilacije pri sporim translacijama),

δ_2 = netačnost obrade usled cikličnih procesa srednje brzine (temperatureske deformacije, habanje alata), i

^{x)} Milan J. Nedeljković, dipl.ing., rukovodilac Odeljenja za alatne mašine, Institut za alatne mašine i alate, Beograd

^{xx)} Saopštenje predstavlja deo rezultata istraživačkog projekta, koji se izvodi u Institutu za alatne mašine i alate i Hemijskoj industriji "Antikor", Beograd

δ_3 = netačnost obrade usled acikličnih sporih stohastičkih frikcionih procesa (habanje kinematskih parova).

S obzirom da je mazivi fluid permanentni učesnik u svim ovim procesima, ali sa diferenciranim stepenom uticaja i efektima, čini se opravdanim proširiti kriterijume za izbor mazivog fluida sa osnovom na tačnostne i energetske karakteristike alatnih mašina da bi se u krajnjem cilju tako pripremile recloške osobine, struktura aditiva i hemijska aktivnost maziya da se kompleksnije optimiraju najkompetentnije kvalitativne i eksploatacijske karakteristike alatnih mašina pri odgovarajućem ekonomskom aspektu.

Proširujući posmatranje konstantnih gubitaka radi energetskeg bilansa i na period nestacionarnog temperaturskog stanja alatne mašine, koristeći univerzalni strug kao referentnu mašinu sa stupnjevitim prenosnikom za glavno kretanje, izvedena su komparativna ispitivanja različitih vrsta domaćih mazivih fluida i stranog etalon mazivog fluida, poznate strukture i mazivih osobina, u pogledu njihovog uticaja na konstantne energetske gubitke u nestacionarnom i stacionarnom temperaturskom stanju, stepen iskorišćenja prenosnika za glavno kretanje, temperaturske pojave u mazivu, temperaturske deformacije glavnog vretena, vibracije i šum pri praznom hodu.

2. Rezultati eksperimentalnih ispitivanja

S obzirom na komparativnu metodu ispitivanja, održavanje identičnih uslova za sve ispitivane uzorke bio je krajnje neophodan preduslov.

Uvodeći vreme zagrevanja kao konstantu, a pored toga, postavljanjem ograničenja gradijenta promene temperature karakterističnih mesta, zajedno sa dozvoljenom promenom konstantnih gubitaka snage u odredjenom vremenskom intervalu, odredjeno je stacionarno stanje mašine i kontrolisanog prenosnika. Da bi se ocenila rasipanja eksperimentalnih vrednosti vršeno je ponavljanje eksperimenta, što je od izuzetnog značaja pri dužim komparativnim ispitivanjima. Ukoliko se pri promeni objekta ispitivanja merne vrednosti nalaze u području rasipanja pri ponavljanju eksperimenta na istom objektu, nije moguće, sa dovoljno pouzdanosti, komparativno rangiranje objekta ispitivanja.

2.1. Ekperimentalni rezultati energetskih ispitivanja

Posmatrajući evolventne zupčaste parove u kinematskom lancu za prenos snage kao osnovne izvore energetskih gubitaka usled dodira po aktivnom delu boka zupca, može se konstatovati promenljivost uslova frikcije i podmazivanja duž aktivnog dela profila zupca. U trenutku dodira podnožja zupca pogonskog zupčanika i temena zupca gonjenog zupčanika brzina klizanja ima maksimalnu vrednost, a specifično opterećenje je proporcionalno veće, te su u ovom trenutku sprezanja pogoršani uslovi podmazivanja s obzirom na opterećenje, a povoljnija s obzirom na brzinu klizanja. S obzirom da je i u svim trenucima sprezanja dominantno granično trenje, sloj maziva ne poseduje dovoljnu debljinu da bi se eliminisao metalni kontakt vrhova neravnina. Zbog toga se gubitak snage pri sprezanju evolventnog para sastoji iz gubitka na trenje metalnih zona i gubitka usled hidrodinamičkog trenja.

Drugim rečima

$$P_z = P_{mk} + P_{hd} \quad , \quad (2)$$

gde je

P_z = ukupni gubitak snage pri sprezanju dva evolventna zupca,

P_{mk} = gubitak snage usled trenja metalnih zona, i

P_{hd} = gubitak usled hidrodinamičkog trenja.

Ako je snaga koju prenosi par zupaca $P_1 = F_N \cdot v \cdot \cos \alpha$, onda je stepen iskorišćenja toga para

$$\eta_z = \frac{P_z}{P_1} = \frac{P_{mk} + P_{hd}}{F_N \cdot v \cdot \cos \alpha} \quad , \quad (3)$$

ili

$$\eta_z = \frac{P_{mk}}{F_N \cdot v \cdot \cos \alpha} + \frac{P_{hd}}{F_N \cdot v \cdot \cos \alpha} \quad . \quad (4)$$

S obzirom da se u toku sprezanja po aktivnoj dužini profila zupca menja brzina klizanja i normalna sila na bok zupca, to se, teorijski posmatrano, stepen iskorišćenja η_z ne može smatrati konstantnim.

S druge strane, u posmatranom kinematskom lancu pri prenosu snage od ulaza do izlaza učestvuje više različitih parova, te je stepen iskorišćenja kinematskog lanca

$$\eta_{kl} = \eta_{z1} \cdot \eta_{z2} \cdot \eta_{z3} \cdots \quad , \quad (5)$$

gde je

η_{kl} = stepen iskorišćenja posmatranog kinematskog lanca, odnosno odgovarajućeg broja obrtaja glavnog kretanja, i

$\eta_{z1,2,3}$ = stepen iskorišćenja svakog zupčastog para u posmatranom lancu.

Očigledno je da se visok stepen iskorišćenja lanca, s obzirom na gubitke na zupčastim parovima, može postići samo ako su pojedinačni stepeni iskorišćenja dovoljno visoki.

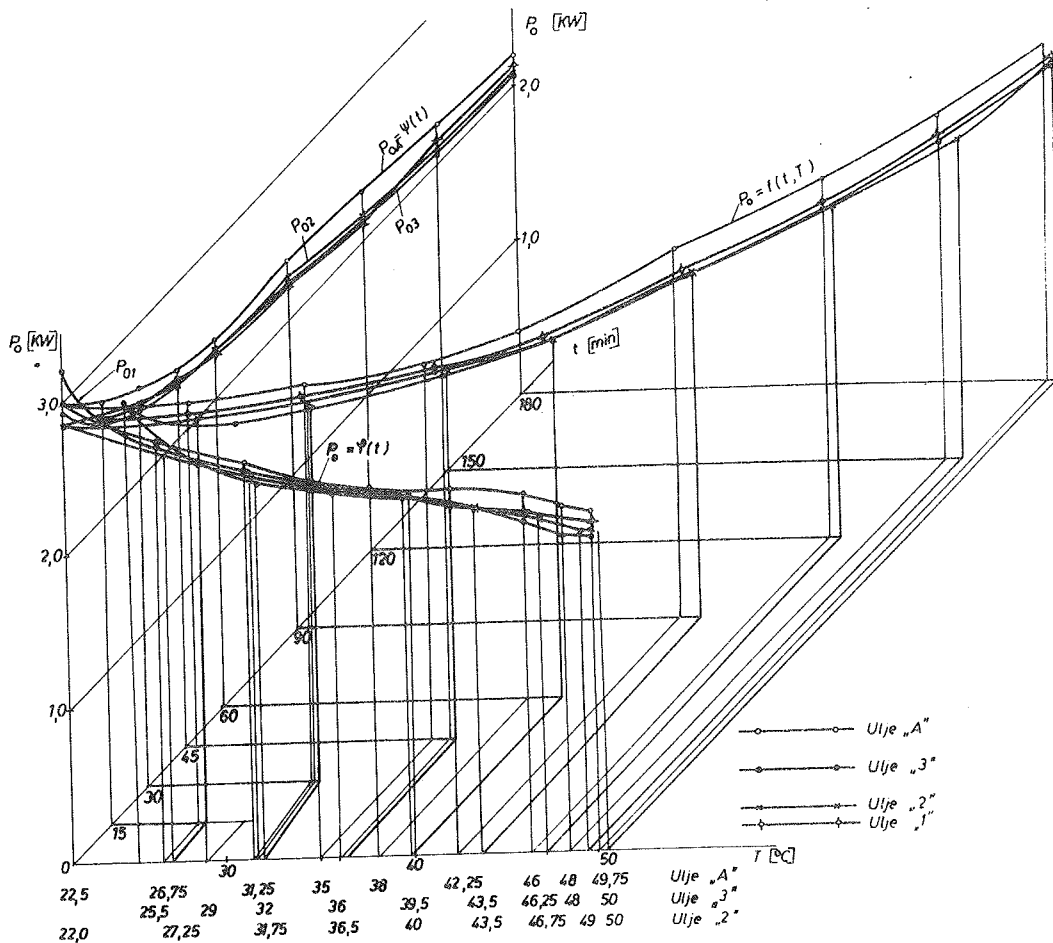
Da bi se sa dovoljno pouzdanosti mogla odrediti potrebna EP svojstva mazivog fluida za izvedene stupnjevite prenosnike alatnih mašina, nepočno je proučiti područja specifičnih opterećenja po jedinici dužine aktivnog boka zupca, te polazeći od kompleksno najnepovoljnijih uslova sprezanja u odgovarajućoj liniji dodira postaviti zahteve za reološke osobine i svojstva maziva koji minimiziraju energetske gubitke.

U izvodjenju eksperimentalnih komparativnih ispitivanja uticaja mazivog fluida, imajući u vidu da nestacionarno temperatursko stanje mašine predstavlja znatan deo efektivnog radnog vremena, naročito pri radu u jednoj smeni, proširena su energetska ispitivanja i na period zagrevanja prenosnika za glavno kretanje. Ovakvim posmatranjem astacionarnog stanja, utvrđuje se zavisnost konstantnih gubitaka od vremena zagrevanja i temperature mazivnog fluida u nekoj posmatranoj tački sistema za podmazivanje.

Na slici 1 prikazani su uporedni rezultati ispitivanja konstantnih gubitaka u nestacionarnom temperaturskom stanju za četiri vrste maziva, etalon stranog ulja "A" i domaćih maziva "1", "2" i "3".

Ispitivanje je izvršeno pri broju obrtaja $n = 1200$ o/min. U ravni P_0OT prikazana je eksperimentalna zavisnost snage praznog hoda od temperature maziva $P_0 = \varphi(T)$, dok je u ravni P_0OT kriva promene snage praznog hoda od vremena zagrevanja $P_0 = \psi(t)$. U prostornom koordinatnom sistemu data je kriva snage $P_0 = f(t, T)$. Očigledan je monotono opadajući karakter promene snage praznog hoda i u funkciji vremena zagrevanja i u funkciji temperature maziva. Gradijent promene konstantnih gubitaka snage u nestacionarnom stanju ima sličnu zakonitost kao i gradijent promene temperature mazivog fluida u posmatranoj tački. Snaga praznog hoda za vreme zagrevanja od $t = 0 - 180$ min opada u intervalu od 26,6 - 30,0% u odnosu na snagu na početku ispitivanja, odnosno ova promena iznosi 7,6 - 8,0% od ukupno instalisane snage pogonskog motora referentne mašine. Ovakvi rezultati ukazuju da u

prelaznom temperaturskom stanju mašine raspoloživa korisna snaga u bilansu snage raste od neke svoje minimalne vrednosti do konstantne vrednosti koja nastaje u trenutku stacionarnog temperaturskog stanja.



Sl. 1. Uporedne krive snage praznog hoda pri nestacionarnom temperaturskom stanju.

Iz prednjeg proističe da se u jednačini za bilans snage

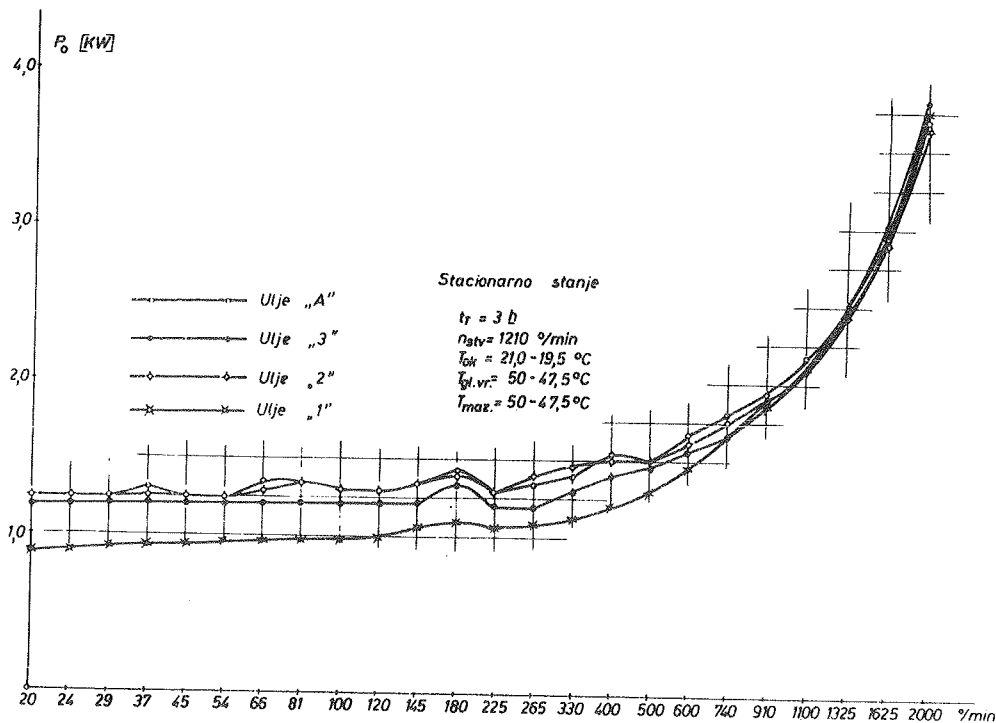
$$P = P_0 + P_v + \sum P_{ki} \quad (6)$$

gubici snage praznog hoda $P_0 = \text{const.}$ mogu smatrati konstantnim samo u stacionarnom temperaturskom stanju mašine.

Pored toga, eksperimentalni rezultati pokazuju da su u nestacionarnom temperaturskom stanju vrednosti snage praznog hoda pri podmazivanju

domaćim mazivim uljima "1", "2" i "3" niže u odnosu na etalon ulje "A".

Na slici 2 prikazane su uporedno eksperimentalne krive snage praznog hoda za sve brojeve obrtaja glavnog vretena u opsegu od $n = 20 - 2000$ o/min.



Sl. 2. Zavisnost snage praznog hoda od broja obrtaja pri stacionarnom stanju i podmazivanju prenosnika različitim mazivim uljima.

Stationarno temperatursko stanje referentne mašine za uporedna ispitivanja svih mazivih ulja određeno je sledećim vrednostima:

vreme zagrevanja $t = 180 \text{ min}$,

broj obrtaja $n_{stv} = 1210 \text{ o/min}$,

temperature okoline $T_{ok} = 21,0 - 19,5 \text{ }^\circ\text{C}$,

temperatura glavnog vretena $T_{gl.v.} = 50 - 47,5 \text{ }^\circ\text{C}$, i

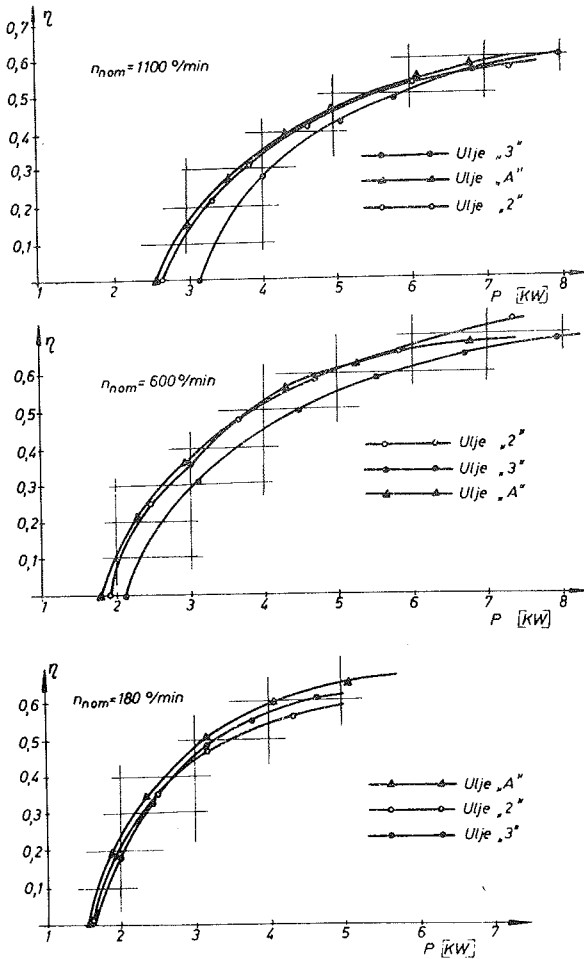
temperatura mazivog ulja $T_{maz} = 50 - 47,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

Promene početnih vrednosti temperature kontrolisanih mesta u periodu ispitivanja kreću se do 5%, što je dozvoljeno za mašine normalne tačnosti.

Prema dobijenim eksperimentalnim rezultatima snaga praznog hoda se menja od $P_0 = 0,90 \text{ kW}$ pri $n = 20 \text{ o/min}$ do $P_0 = 3,8 \text{ kW}$ pri $n = 2000 \text{ o/min}$, što u odnosu na instalisanu snagu iznosi 9 - 38%.

Prema slici 2, gradijent krive snage praznog hoda u oblasti brojeva do $n = 225 \text{ o/min}$ praktično je konstantan. Izvan ove oblasti do $n_{\text{max}} = 2000 \text{ o/min}$, uočava se intenzivan rast snage praznog hoda.

Karakter zavisnosti snage praznog hoda od broja obrtaja je potpuno i-



dentičan za sva ispitivanja maziva ulja, ali je najniža snaga praznog hoda do oko 1000 o/min pri podmazivanju uljem "1", a u predelu iznad 1000 o/min pri podmazivanju uljem "2".

Ispitujući energetski bilans u procesu rezanja na nekim brojevima obrtaja određene su uporedne vrednosti stepena iskorišćenja pogonsko - prenosnog mehanizma pri podmazivanju prenosnika mazivim uljima "A", "2" i "3".

Na slici 3 prikazana je kriva stepena iskorišćenja $\eta = f(P)$ za brojeve obrtaja $n = 1100 \text{ o/min}$, $n = 600 \text{ o/min}$ i $n = 180 \text{ o/min}$.

Prema eksperimentalnim rezultatima iz slike 3 je očigledno da je stepen iskorišćenja pri podmazivanju etalon mazivim uljem "A" neznatno iznad vrednosti pri podmazivanju domaćim uljem "2" i "3".

Bez obzira što su povoljniji rezultati energetskih ispi-

Sl.3. Stepen iskorišćenja pogonsko - prenosnog mehanizma za glavno kretanje pri podmazivanju različitim uljima

tivanja pri praznom hodu i podmazivanju domaćim mazivim uljima u ne-

stacionarnom i stacionarnom temperaturskom stanju, u procesu rezanja su manji varijabilni gubici usled opterećenja pri podmazivanju etalon uljem "A", što znači da ovaj mazivi fluid bolje podnosi opterećenje.

2.2. Rezultati eksperimentalnih ispitivanja uticaja maziva na temperaturske deformacije

Temperatursko stanje i deformacije sklopova i delova alatne mašine su rezultat trostrukih izvora toplote:

(i) sopstvenih toplotnih izvora u mašini

$$Q_1 = \dot{Y}_1(t),$$

(ii) toplotnih izvora iz procesa rezanja

$$Q_2 = \dot{Y}_2(t),$$

(iii) toplotnih izvora iz okolne sredine

$$Q_3 = \dot{Y}_3(t).$$

U izvedenim komparativnim ispitivanjima proveravan je uticaj mazivog fluida na temperatursku deformaciju glavnog vretena u neopterećenom stanju, odnosno ocenjivan je kumulativan uticaj maziva na sopstvene izvore toplote u prenosniku za glavno kretanje.

Sprezanje evolventnih zupčastih parova predstavlja osnovni toplotni izvor, i temperatursko polje aktivnog dela bokova zubaca ima presudan značaj na nosivost filma ulja koje vrši ulogu posrednika u zoni sprezanja.

Izvesna je činjenica da je neravnomerna lokalna raspodela temperature po aktivnoj površini boka zupca kao i po dubini zupca. Pored toga, maksimalne temperature boka zupca nisu jednake na svakom zupcu, što je posledica različite hrapavosti, odstupanja od evolvente i drugih geometrijskih odstupanja.

Prof. G. Niemann [1] na osnovu eksperimentalnih ispitivanja preporučuje empirijsku jednačinu za određivanje maksimalne površinske temperature boka zupca

$$t_{pz_{max}} = t_{z0} + K \sqrt[3]{v} \cdot \sqrt{p} \quad [^{\circ}C] \quad (7)$$

gde je

$$t_{z0} = 75 + 4,5 \sqrt[3]{v} \quad [^{\circ}C] \quad (8)$$

t_{z0} = zapreminska temperatura zupca pri praznom hodu i temperaturi ulja $t_u = 90^{\circ}\text{C}$,

K = korektivni faktor koji uzima u obzir geometriju evolventnog sprezanja, hrapavost, mazivi fluid,

v = obimna brzina u $[\text{m/sec}]$, i

p = specifična normalna sila na bok zupca u $[\text{kp/mm}]$.

Vrednosti korektivnog faktora K odredjuju se eksperimentalnim putem za konkretan zupčasti par i eksploatacijske uslove.

Prema istom autoru, zapreminska temperatura zupca t_{zz} pod opterećenjem se odredjuje empirijskom formulom

$$t_{zz} = t_{z0} + K_1 p^{0,9} v^{1/3} [^{\circ}\text{C}]. \quad (9)$$

Očigledno je iz jednačine (7) i (9) da zapreminska i površinska temperatura zupca prvenstveno zavisi od obimne brzine i specifičnog opterećenja pri odredjenoj vrednosti K i K_1 za dati zupčasti par i mazivo, dok zapreminska temperatura neopterećenog zupca zavisi samo od obimne brzine.

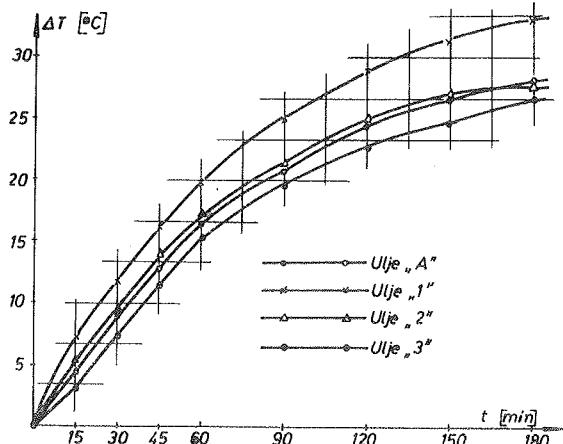
Ispitujući u neopterećenom prenosniku referentne mašine kumulativno dejstvo mazivog fluida u pogledu zagrevanja karakterističnih mesta, u Institutu za alatne mašine posmatrane su temperature prednjeg i zadnjeg ležaja glavnog vretena i temperatura mazivog fluida u cirkulacionom vodu neposredno pre podmazivanja zadnjeg zupčastog para na glavnom vretenu.

Nakon tročasovnog zagrevanja na praznom hodu, konstatovano je da se prednji ležaj najviše zagreva, da se pod ovim uslovima temperatura prednjeg ležaja kreće u intervalu od $52 - 58^{\circ}\text{C}$, zavisno od vrste mazivog fluida.

Maksimalna temperatura različitih maziva u istom vremenskom intervalu kretala se u granicama od $49,75 - 56,0^{\circ}\text{C}$. Prema dobijenim eksperimentalnim rezultatima karakteristično je da je temperatura zadnjeg ležaja niža za $2 - 4^{\circ}\text{C}$ od temperatura mazivog fluida u posmatranoj tački.

Na slici 4 prikazan je priraštaj temperature različitih ispitivanih ulja u periodu zagrevanja do stacionarnog temperaturnog stanja mašine. Maksimalan priraštaj temperature od 33°C se zapaža kod domaćeg ulja "1", a najniži od 25°C kod domaćeg ulja "3". Priraštaji temperature etalon ulja "A" i domaćeg ulja "2" su praktično isti.

Na osnovu izvedenih eksperimenata konstatuje se da temperatura maziva



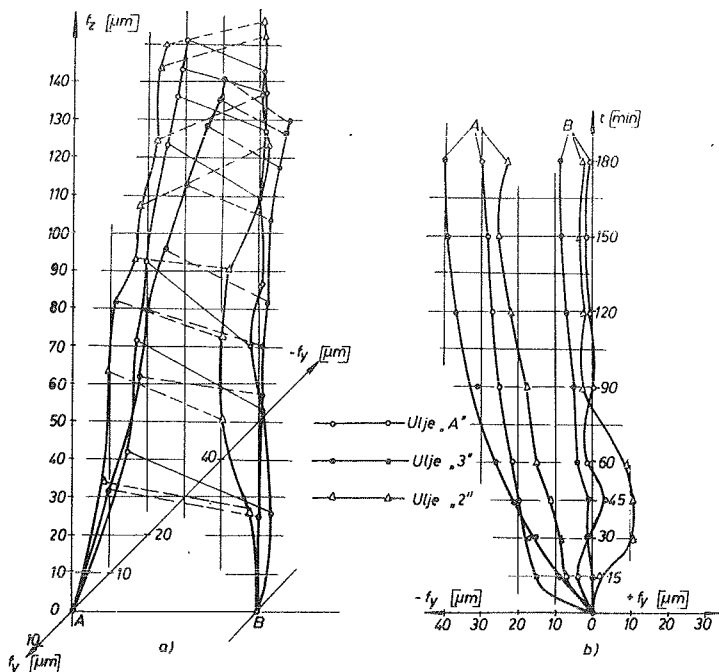
Sl.4. Uporedne krive priraštaja temperature ispitivanih mazivih fluida

ravni prostornog pomeranja duži mernog trna izmedju posmatranih tačaka AB, dok su na slici 5b prikazana pomeranja tačaka A i B u horizon-

u uslovima praznog hoda i zagrevanja do stacionarnog stanja raste od 18 - 20°C na 50 - 56°C, što se mora imati u vidu za promenu viskoziteta pri porastu temperature.

Na slici 5 prikazane su temperaturske deformacije glavnog vretena, merene pomoću mernog trna, u horizontalnoj i vertikalnoj ravni pri podmazivanju mazivim fluidima "A", "2" i "3".

Na slici 5a prikazane su re-



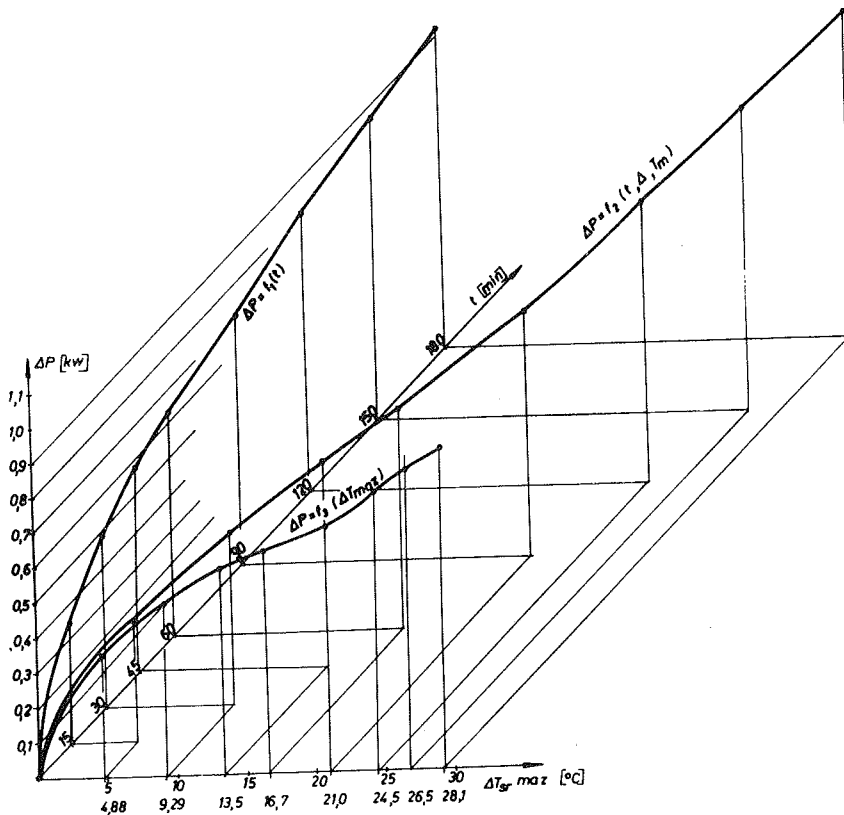
Sl.5. Temperaturske deformacije glavnog vretena u nestacionarnom temperaturskom stanju

talnoj ravni koja je veoma značajna za tačnost uzdužne obrade. Na po-
menutim slikama tačka A je bliže kraju vretena, a tačka B bliže
nosaaču zadnjeg šiljka.

Prema eksperimentalnim rezultatima maksimalna pomeranja tačke B u ver-
tikalnoj ravni kreću se od 130 - 160 μm , dok se maksimalna pomeranja
tačke A u horizontalnoj ravni nalaze u granicama od 25 - 40 μm , u
zavisnosti od vrste ispitivanih maziva.

Najpovoljniji rezultati u pogledu temperaturskih deformacija dobijeni
su pri podmazivanju etalon uljem "A".

Na slici 6 prikazana je zavisnost priraštaja snage praznog hoda ΔP
[kW] od vremena zagrevanja t [min] i priraštaja temperature mazivog



Sl.6. Zavisnost priraštaja snage praznog hoda od vremena za-
grevanja i priraštaja temperature mazivog fluida

fluida ΔT_{maz} [°C], pri čemu su prikazane srednje vrednosti prirašta-
ja snage praznog hoda i temperature svih ispitivanih ulja. Kao što se

iz slike vidi, oko 70% ukupnog priraštaja snage praznog hoda ostvaruje se u prvih 60 min zagrevanja, odnosno pri 59% ukupnog priraštaja temperature maziva.

3. Kratak zaključak

Na osnovu dosadašnjih rezultata uporednog ispitivanja uticaja mazivog fluida na energetske i tačnostne karakteristike alatne mašine, moguće je rezimirati sledeće:

- za određivanje geoloških i drugih svojstava mazivnog fluida u stupnjevitim prenosnicima alatnih mašina merodavni su najnepovoljniji uslovi podmazivanja s obzirom na sprezanje duž aktivnog boka zupca i najopterećeniji zupčasti par u kinematskom lancu,
- pri izboru mazivnog fluida, imajući u vidu postojanje njegovog uticaja na eksploataciono ponašanje alatne mašine, neophodno je, osim zadovoljenja uslova dinamičke čvrstoće i površinskog razaranja, usvojiti dopunske kriterijume,
- energetska ispitivanja alatnih mašina normalno je proširiti i na posmatranja u nestacionarnom temperaturskom stanju, s obzirom da se gubici snage pri praznom hodu u energetskom bilansu mašine mogu smatrati konstantnim samo u periodu stacionarnog temperaturskog režima,
- testirana domaća ulja "2" i "3", posmatrano najopštije, nalaze se na nivou etalon stranog maziva "A", i
- dalja ispitivanja i proširenja kriterijuma za izbor maziva pružile osnove za komponovanje svojstava mazivog fluida za prenosnike snage univerzalnih alatnih mašina u cilju optimalizacije tehnoeekonomskih efekata.

4. Literatura

- [1] G. Niemann, G. Lechner, Die Erwärmung der Zahnräder in Betrieb, Schmiertechnik, 1 (1967)
- [2] M. Nedeljković, M. Orlović, Dopunski kriterijum za izbor mazivog fluida za stupnjevite prenosnike alatnih mašina s obzirom na energetske i tačnostne karakteristike, saopštenje na II Simpozijumu za primenu goriva i maziva, Zagreb (1968)

M. Nedeljković

Some Results of the Experiments Based upon the Additional Criterion in Oil Selection for the Gear-Box of a Machine Tool

The author reviews the results of a comparative research programme on the influence of oil on energy balance and accuracy of machine tools. The energy consumed while a machine-tool is running is connected with the generation of heat, and a study of unstationary temperature field is included in the paper.

AM.11.12

M. J. Kalajđić x)

JEDAN NAČIN ODREĐIVANJA DINAMIČKE STABILNOSTI ALATNIH MAŠINA xx)

Kompleksno razrešavanje pitanja vezanih za dinamiku alatnih mašina, pored osnovnih zadataka koji su poznati i ranije postavljeni [1], [2], omogućuje u prvom redu osvajanje pouzdanih metoda za efikasnu i jednostavnu ocenu dinamičkog ponašanja alatnih mašina, određujući granicu dinamički stabilne oblasti rada u procesu rezanja.

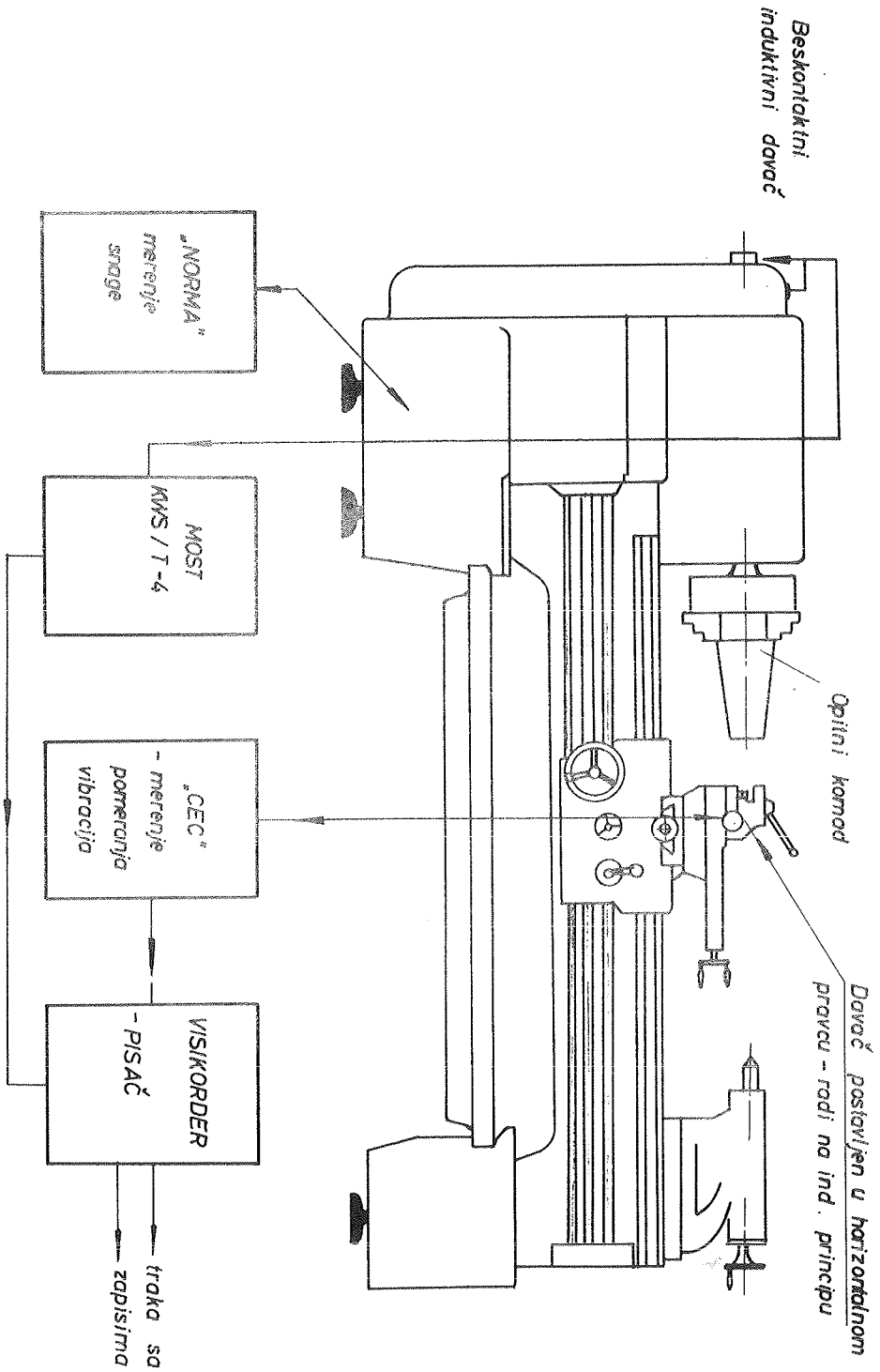
Znatan uticaj nelinearnosti dinamičkog sistema jedne alatne mašine, koji je u osnovi jako složen i u tesnoj je vezi sa kvalitetom izrade elemenata mašine i strukturom konstrukcije, zahteva visoko organizovanu eksperimentalnu tehniku i složen matematički model i aparat za ocenu dinamike mašine, i posebno dinamičke stabilnosti bez procesa rezanja. Određivanje dinamičke stabilnosti direktno u procesu rezanja preko "granične strugotine" ima vrlo visok praktični značaj zbog pouzdanosti ocene i određene efikasnosti ispitivanja.

U odnosu na dosada vršena ispitivanja u procesu rezanja [3], [5], [6], u ovom slučaju učinjen je praktičan kvalitativan skok, kako u pogledu šireg obuhvatanja uticajnih parametara, tako i u pogledu korišćene instrumentacije i obrade podataka, što u krajnjoj liniji omogućuje efikasnije ispitivanje i objektivniji uvid u dinamičko ponašanje mašine.

U daljem se prikazuje metodika dinamičkog ispitivanja univerzalnih strugova u procesu rezanja sa delimično iznetim i metodološki postavljenim rezultatima ispitivanja.

x) Milisav J. Kalajđić, dipl. maš. ing., samostalni saradnik Instituta za alatne mašine i alate, Beograd

xx) Saopštenje predstavlja deo radova na razvoju metoda za ispitivanja u oblasti dinamike alatnih mašina, kao i deo konkretnih dinamičkih ispitivanja u sklopu višegodišnjeg projekta "Istraživanje i razvoj metoda za ispitivanje alatnih mašina", koji finansiraju Savezni i Republički fond za naučni rad.



Sl. 1 Blok šema organizacije ispitivanja dinamičke stabilnosti struga PA-22

Na slici 1 data je blok šema organizacije ispitivanja dinamičke stabilnosti univerzalnog struga u procesu rezanja.

Direktno u procesu ispitivanja vrši se merenje broja obrta glavnog vretena, snage pogonskog elektromotora, apsolutnog pomeraja vibracija nosača alata u horizontalnom (poprečnom) pravcu, dok se indirektno preko dužine obrade određuje dubina rezanja.

Preko Hottinger-ovog mosta, induktivnog davača, CEC-ovog uređaja i odgovarajućeg davača, pa preko Honyvell-ovog, praktično bezinercionog, svetlosnog pisaača zapisivan je stvarni broj obrtaja radnog vretena i trenutna vrednost apsolutnog pomeraja vibracija nosača alata. Istovremeno na priboru NORMA očitava se korisna snaga pogonskog elektromotora struga. Uzdužna obrada konusnih opitnih komada obezbeđuje kontinualno povećanje poprečnog preseka strugotine i pogonske snage elektromotora.

Na slici 2 prikazan je tipičan primer zapisa apsolutnog pomeraja vibracija na nosaču alata i trenutnog broja obrta glavnog vretena struga. Na zapisu trenutnih vrednosti pomeraja jasno su izražene dve vrste vibracija: prinudne vibracije (vibracije koje nastaju kao posledica neuravnotežnih masa obrtnih delova mašine) i vibracije koje nastaju u procesu rezanja. Sa povećanjem dubine rezanja u jednom trenutku dolazi do pojave samopobudnih vibracija koje se karakterišu naglim skokom amplitude vibracija, karakterističnim zvukom mašine, promenom izgleda obradjene površine i promenom izgleda strugotine. Bez obzira na određena neslaganja između pojedinih autora, priroda i uzroci nastanka samopobudnih vibracija kod alatnih mašina detaljno su razjašnjeni u literaturi koja tretira pitanja dinamike alatnih mašina, te se u ovom slučaju ne iznose.

Na dijagramu zapisa u poprečnom pravcu ustanovljena je razmera veličine pomeraja tako što je dužini od 100 mm odgovarao pomeraj od 12,7 μm , dok u uzdužnom pravcu postoji vremenska baza (0,1 sec = 54 mm) s obzirom da se vrši zapis trenutnih vrednosti vibracija, tj. zapisuju vibracije u funkciji vremena.

Iz vremenske baze određuje se veličina frekvencije oscilovanja po formuli

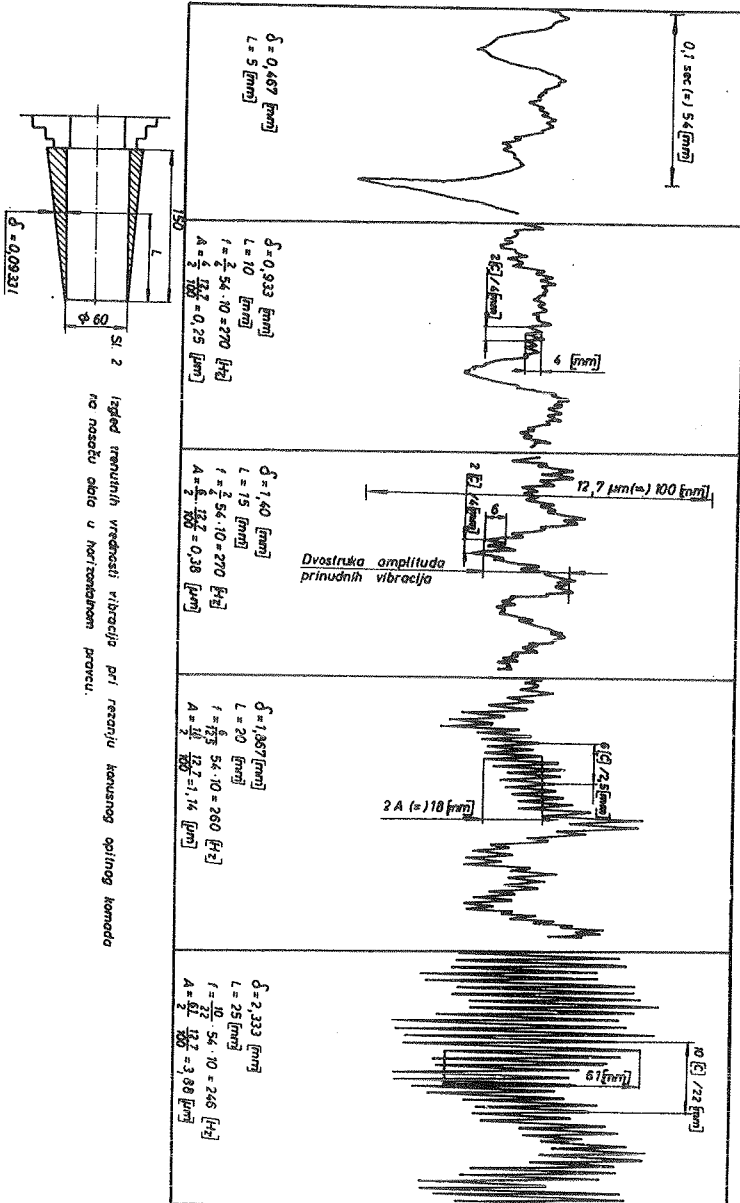
$$F = \frac{54 n_1}{L_1} 10 \text{ [Hz] ,}$$

gde je n_1 - broj oscilacija na dužini L_1 [mm]. Iz razmere određuje

se veličina amplitude, i to po obrascu

$$A = \frac{L_2}{2} \cdot \frac{12,7}{100} \quad [\mu\text{m}] ,$$

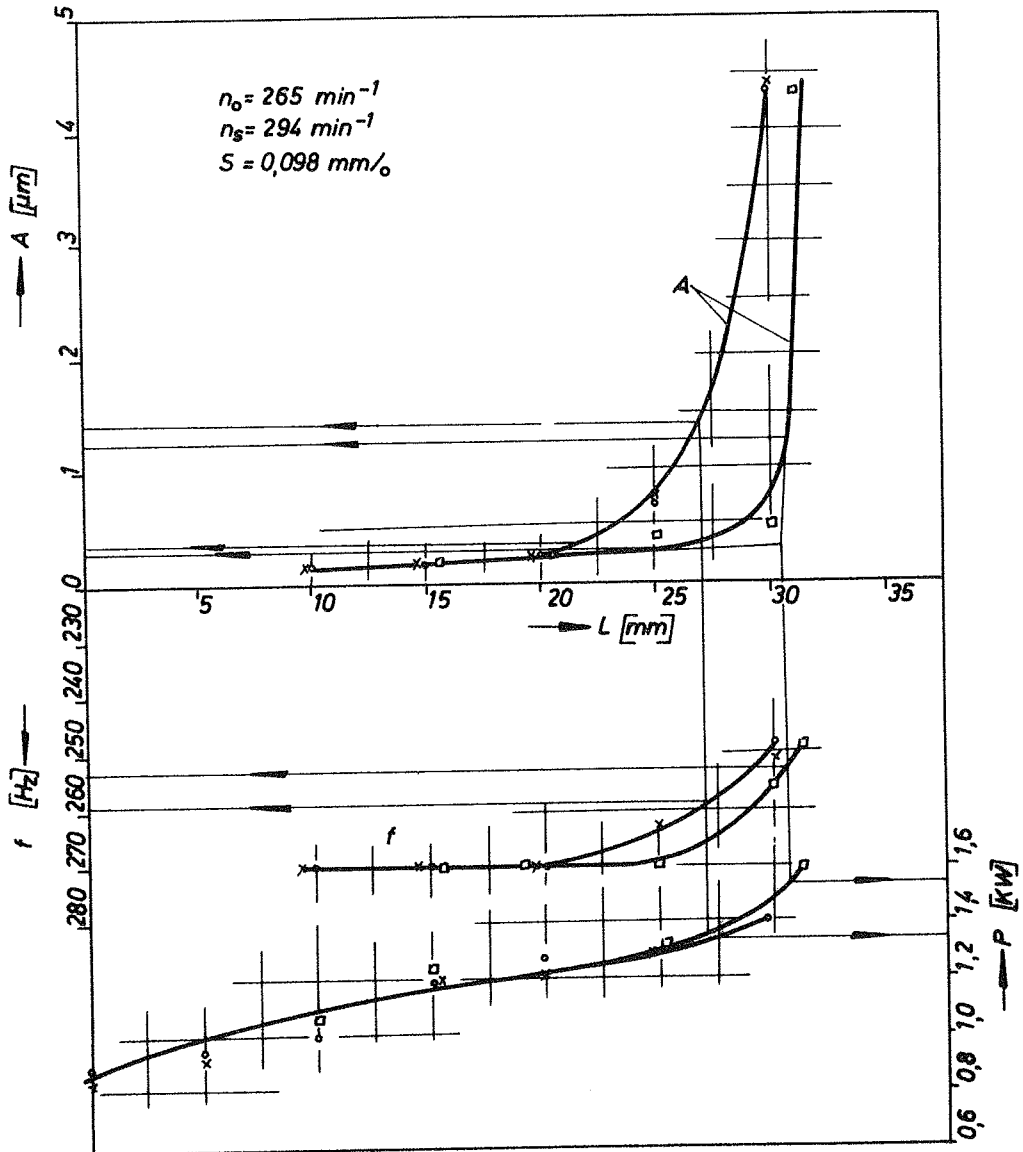
gde je L_2 [mm] - razmak (dvostruka amplituda) izmerena na dijagramu.



Broj obrta $n_s = 225$ [min⁻¹]
 Škema broj obrta $n_s = 254$ [min⁻¹]
 Korak $S = 0,098$ [mm/rev]

Na slici 2, koja se odnosi na rezultate ispitivanja univerzalnog struga PA-22, prikazan je princip i jedan način obrade odredjenih rezultata sa dijagrama zapisa.

Na slici 3 dat je posebni, posredni dijagram konstruisan na osnovu rezultata obrade dijagrama zapisa i podataka koji se odnose na merenje korisne snage pogonskog elektromotora mašine. Ovaj dijagram predstav-



Slika 3

lja posebnu zavisnost amplitude vibracija koje se odnose na vibracije nastale pri rezanju u zavisnosti od dubine rezanja, kao i zavisnost frekvencije i snage elektromotora takodje od dubine rezanja, i to samo za odredjeni broj obrtaja glavnog vretena mašine. Preko ovog dijagrama odredjuju se potrebne konstante koje se odnose na granicu dinamičke stabilnosti stuga za odredjene uslove ispitivanja, i to "granična dubina rezanja", frekvenca koja odgovara graničnoj dubini rezanja (tj. sopstvena frekvenca sistema) i snaga pogonskog elektromotora mašine koja odgovara graničnoj dubini rezanja, odnosno δ_{gr} [mm], f_0 [Hz] i P [KW] .

Ovi dijagrami konstruišu se za svaki broj obrta mašine u odredjenom dijapazonu ispitivanja, i to za jedan odredjeni korak.

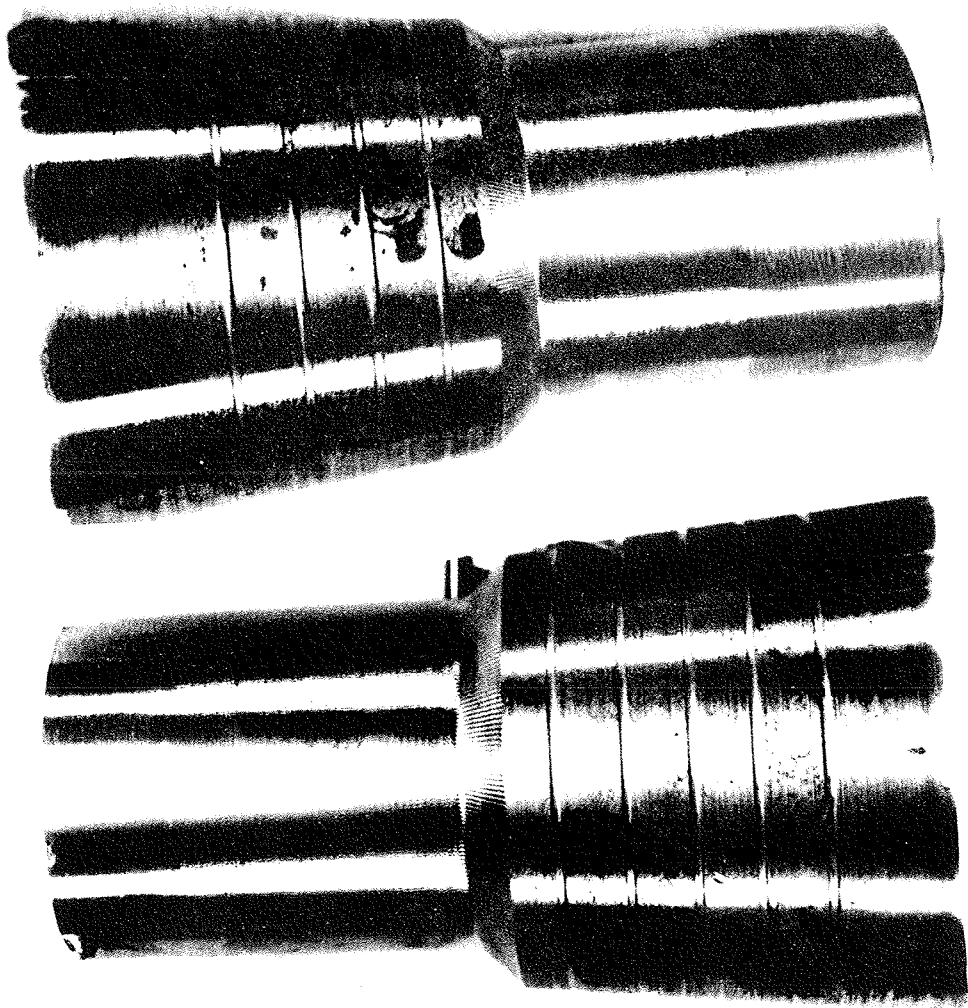
Posle pojave samopobudnih vibracija dolazi do promene izgleda obradjene površine na kojoj se pojavljuju tragovi u obliku mreže sa makrogeometrijskim neravninama, što je lako uočljivo (slika 4), a dolazi i do promena u izgledu strugotine. Na slici 5 data je fotografija izgleda strugotine posle pojave samopobudnih vibracija u zavisnosti od broja obrta za $s = 0,098$ i $s = 0,049$ mm/o . Jasno se uočava da oblik strugotine posle pojave samopobudnih vibracija zavisi od brzine rezanja.

Na osnovu posredno odredjenih konstanti preko dijagrama sa slike 3, koji predstavlja samo jedan odredjen primer, konstruiše se konačno kompleksni dijagram dinamičko-energetskog bilansa za ceo raspon obrta za konstantan korak.


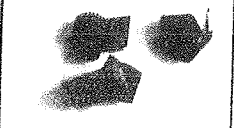










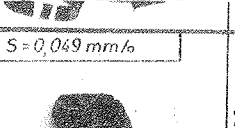


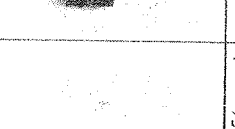




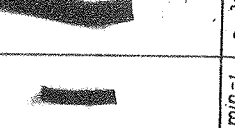
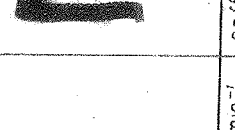


Na ovom kompleksnom dijagramu energetsko-dinamičkog bilansa, koji je na slici 6 dat za univerzalni strug PA-25 , data je zavisnost "granične dubine rezanja" od brojeva obrta glavnog vretena mašine, energetsko iskorišćenje pogonskog elektromotora i promena sopstvene frekvence sistema, takodje u zavisnosti od brojeva obrtaja vretena mašine. Na ovim dijagramima slikovito je preko krugova data zavisnost amplitude vibracija od dubine rezanja i broja obrta.

Preko dijagrama stabilnosti jasno je celo ispitivano područje podeljeno na dinamički stabilnu i dinamički nestabilnu oblast rada, a granica izmedju ove dve oblasti predstavljena je familijom "graničnih krivi stabilnosti" , koje za sobom povlače krive energetskog iskorišćenja i promene frekvence.

Kako je, s druge strane, proizvodnost mašine u uskoj vezi sa snagom i



Sl. 4. Fotografija površine sa jasno izraženim područjima stabilne i nestabilne oblasti rada.

$S=0,098 \text{ mm/s}$		$n=130 \text{ min}^{-1}$		$n=160 \text{ min}^{-1}$		$n=200 \text{ min}^{-1}$
		$n=254 \text{ min}^{-1}$		$n=294 \text{ min}^{-1}$		$n=364 \text{ min}^{-1}$
		$n=480 \text{ min}^{-1}$		$n=550 \text{ min}^{-1}$		$n=661 \text{ min}^{-1}$
		$n=810 \text{ min}^{-1}$		$n=995 \text{ min}^{-1}$		$n=1180 \text{ min}^{-1}$
$S=0,049 \text{ mm/s}$		$n=130 \text{ min}^{-1}$		$n=160 \text{ min}^{-1}$		$n=200 \text{ min}^{-1}$
		$n=254 \text{ min}^{-1}$		$n=294 \text{ min}^{-1}$		$n=364 \text{ min}^{-1}$
		$n=450 \text{ min}^{-1}$		$n=550 \text{ min}^{-1}$		$n=661 \text{ min}^{-1}$
		$n=810 \text{ min}^{-1}$		$n=995 \text{ min}^{-1}$		$n=1180 \text{ min}^{-1}$
<i>Izgled strugotine u trenutku pojave samopobudnih vibracija</i>						

Sl. 5. Fotografija izgleda strugotine u zavisnosti od broja obrta za trenutak pojave samopobudnih vibracija

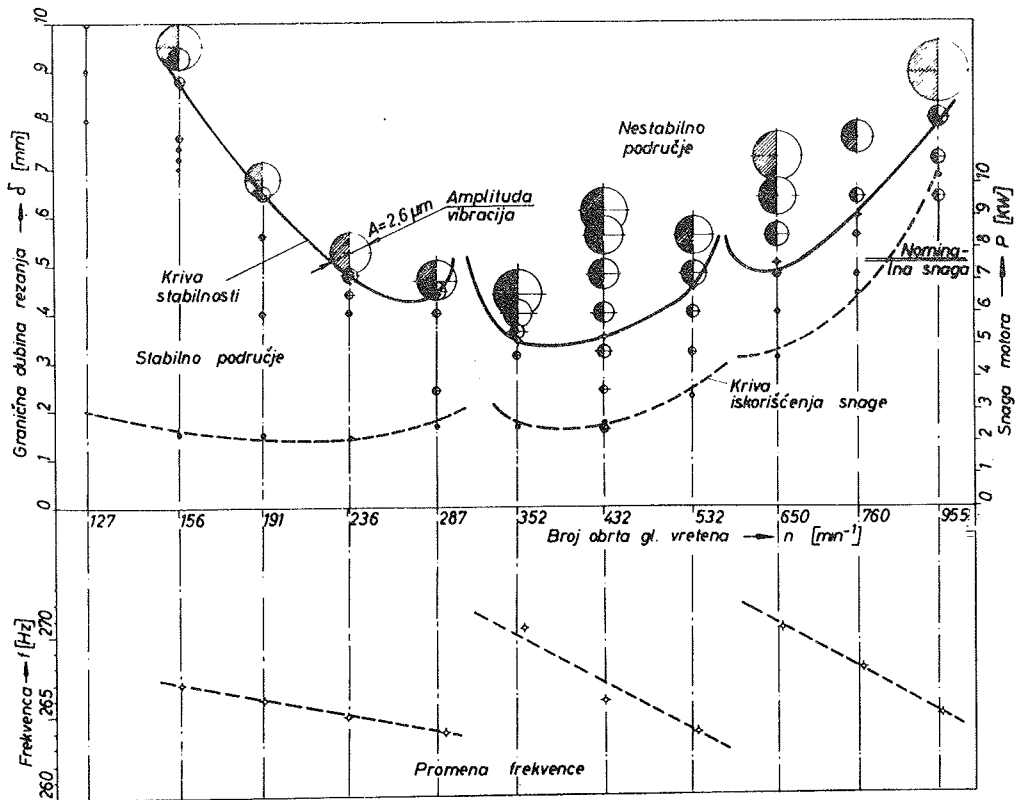
njenim iskorišćenjem, to je puno iskorišćenje snage mašine do pojave samopobudnih vibracija jedan od uslova za optimalno konstruktivno-tehnološko izvodjenje alatne mašine.

Na slici 7 dat je prostorni dijagram dinamičko-energetskog bilansa struga PA-25. Na dijagramu se jasno vidi odnos iskorišćenja snage mašine u dinamički stabilnoj oblasti rada prema nominalnoj instaliranoj snazi pogonskog elektromotora.

Na osnovu iznetog metoda ispitivanja dinamičko-energetskog bilansa univerzalnih strugova sa metodološki prikazanim rezultatima slede zaključci:

(1) Odredjivanje granice dinamičke stabilnosti alatnih mašina omogućuje

- objektivnu ocenu dinamičkog ponašanja mašine direktno u samom



Slika 6 - Dijagrami stabilnosti, energetskog iskorišćenja i promena frekvence za strug PA-25, № 920

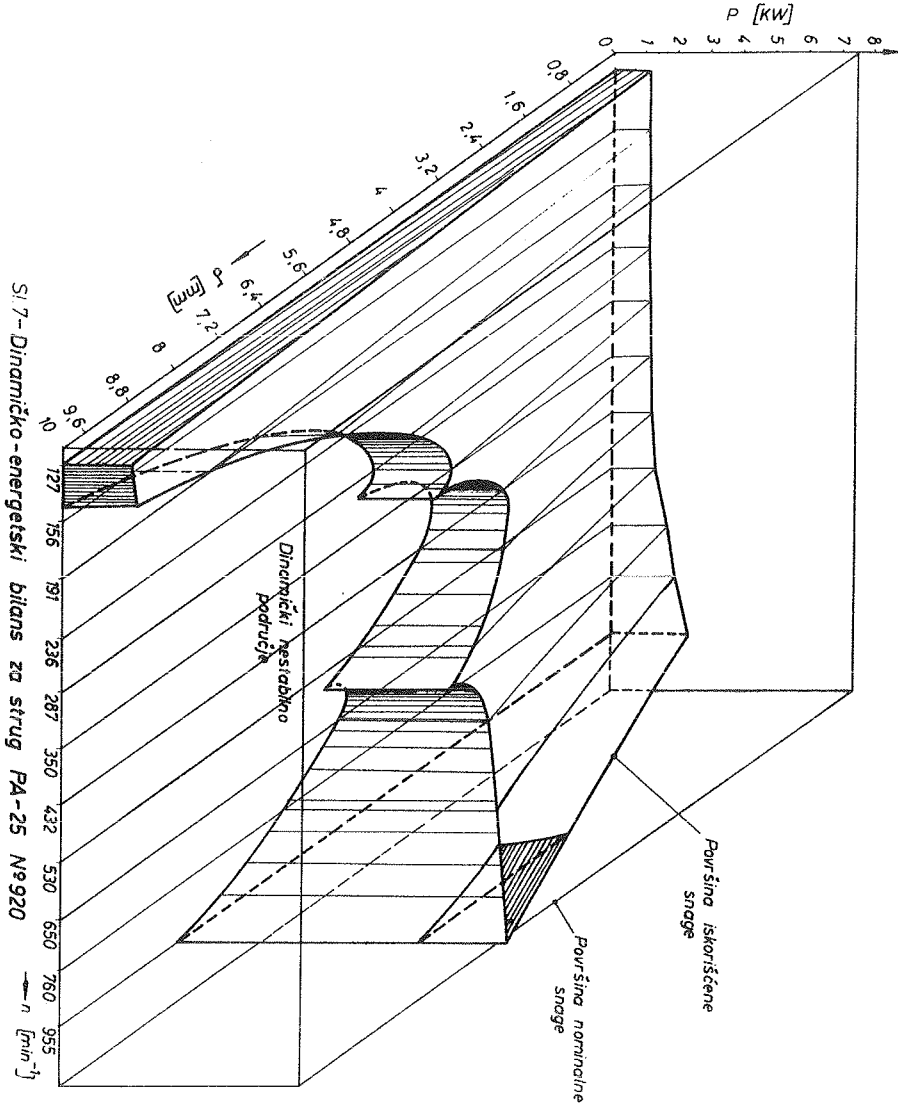
procesu rezanja, i

- ekspresno-pogonsko ispitivanje dinamičke stabilnosti mašine.

(2) Posmatrano s aspekta energetskog bilansa, ispitivanja ove vrste omogućuju

- utvrđivanje pravilnosti projektovanja nominalne snage mašine u odnosu na njenu dinamičku stabilnost, i

- određivanje strogo definisanih merodavnih režima obrade s obzirom i na ograničenja u odnosu na nestabilno područje rada.



Literatura

- [1] V. Mlačić, V. Damić, M. Kalajdžić i dr., Istraživanje i razvoj metoda za ispitivanje alatnih mašina, Elaborat 67/67, IAMA, Beograd (1967)
- [2] V. Mlačić, M. Nedeljković i M. Kalajdžić, Osnovni pravci ispitivanja alatnih mašina u IAMA, Beograd, Strojniški vestnik, Ljubljana, 13 (1967) 109
- [3] S.A. Tobias, Schwingungen an Werkzeugmaschinen, Carl Hanser Verlag, München (1961)
- [4] V.A. Kudinov, Dinamika stankov, Mašinstroenie, Moskva (1967)
- [5] Metodika ispitivanja tokarnih stankov, srednih razmerov obščevo naznačeniya na vibroustojčivost' pri rezanii, ENIMS, Moskva (1961)
- [6] V. Tošev, D. Todorov, Dinamični izsledovanija na strug C11A, Godišnik na Institut za metaloobrabotvašci mašini i instrumenti, Tehnika, Sofija (1965)
- [7] V. Mlačić, M. Kalajdžić i dr., Istraživanje i razvoj metoda za ispitivanje alatnih mašina, Elaborat 92/68, IAMA, Beograd (1968)

M. J. K a l a j d ž i ć

A Method for Determination of Dynamic Stability of Machine Tools

The complex solution of problems connected with the dynamic behaviour of machine tools may lead to reliable methods for relatively simple and effective prediction of their performance under working conditions. As the criterion for defining the boundaries of the stable functioning of a machine the "limiting chip" has been adopted, as the chip cross-section at which starts the selfinduced vibration of the cutting system. The procedure has been verified experimentally in the Institute for Machine Tools and Tooling, Beograd, and a few results obtained in testing a universal lathe of Yugoslav design and production are shown in the paper.

T. P e c e k ^{x)}

ULOGA TEORETSKIH POSTAVKI I MATEMATIČKIH MODELA U ISPITIVANJU
ALATNIH STROJEVA ^{xx)}

Svrha i cilj svakog ispitivanja strojeva, pa prema tome i alatnih strojeva, je utvrđivanje nekih njihovih svojstava. Svojstva o kojima je riječ mogu biti kvalitativne ili kvantitativne prirode. Određivanje kvalitativnih svojstava svodi se obično na provjeravanje sposobnosti stroja da vrši zadane funkcije, a da pritom ne dodje do oštećenja. U ovu grupu spada na pr. provjeravanje mogućnosti uključivanja svih predviđenih hodova i prenosa, nemogućnosti istovremenog uključivanja dvaju prenosa, ako to može dovesti do oštećenja, provjeravanje sposobnosti stroja da radi određeno vrijeme pod određenim režimom, a da pri tom ne dodje do loma, zaribavanja ili sličnih oštećenja.

Kvantitativna svojstva stroja su ona koja se mogu izraziti pomoću neke fizikalne veličine. Da bismo ispitali neko takvo svojstvo, moramo najprije definirati fizikalnu veličinu koja ga karakterizira. Često je rješenje očigledno kao na pr. kod brzine posmaka, snage praznog hoda, stepena djelovanja itd. ali to nije uvijek tako. Na pr. želimo li ispitati statičku krutost ili dinamičko ponašanje nije a priori jasno, pomoću kojih se veličina ta svojstva mogu definirati. Veličine kojima smo definirali tražena svojstva, treba nakon toga izmjeriti. Ponekad se te veličine mogu izmjeriti direktno, no najčešće se mjerenje jedne veličine svodi na mjerenje nekih drugih veličina iz kojih se onda tražena veličina dobiva računski. Na pr. mjerenje brzine posmaka svodi se na mjerenje određenog pomaka jednog elementa stroja u odnosu na drugi i vremena potrebnog da se izvrši taj pomak.

Brzina se dobiva dijeljenjem puta s vremenom. Jasno je da taj način možemo primjeniti samo ako od ranije poznajemo propis po kojemu iz iz-

x) Tomislav Pecek, dipl.ing., suradnik Instituta za alatne strojeve, Zagreb, Djure Salaja 1

xx) Saopćenje iz Instituta za alatne strojeve - Zagreb

mjerenih veličina možemo izračunati traženu. Potreban nam je matematički model. U navedenom slučaju matematički model slijedi neposredno iz definicije brzine. Često se matematički model dobiva na temelju više ili manje složenih teoretskih razmatranja ili na temelju ranijeg iskustva. Na pr. kod ispitivanja dopuštene brzine rezanja primijenjuje se ovisnost

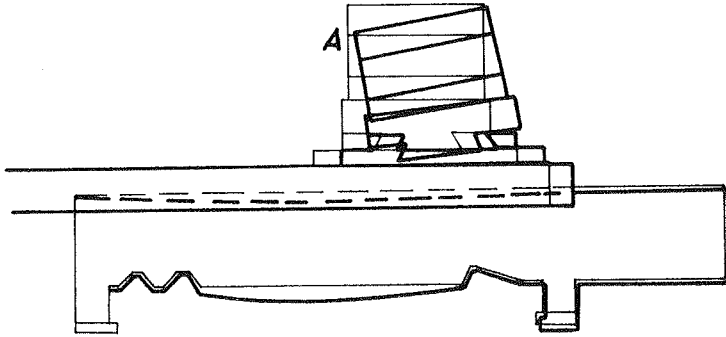
$$v = \frac{C}{t^x s^y T^z}$$

gde je: v - brzina rezanja, t - dubina rezanja, s - posmak, T - trajanje oštrice do zatupljenja, x, y, C - konstante.

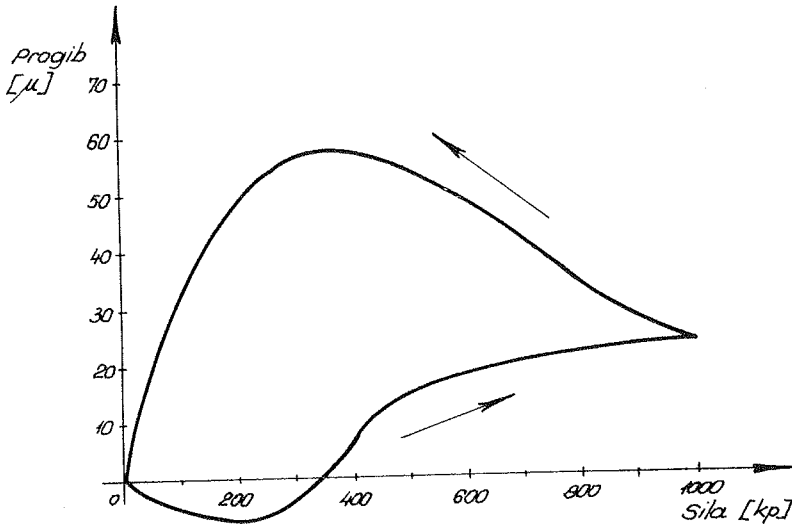
U ovom je slučaju matematički model dobiven empirički. Primjenom ovog modela određivanje ovisnosti brzine rezanja o posmaku, dubini rezanja i trajanju oštrice za određeni materijal izratka i alata, svodi se na određivanje četiri konstante što je načelno moguće sa četiri pokusa.

Ispitivanje statičke krutosti alatnog stroja sastoji se u određivanju deformacija uslijed sila koje djeluju u procesu rezanja. Sama definicija veličina pomoću kojih ćemo izraziti krutost predstavlja ovdje najteži problem. Da bismo potpuno opisali svojstva alatnog stroja u pogledu krutosti morali bismo biti u stanju, da predvidimo pomak bilo koje tačke na stroju, ako u bilo kojoj tački djeluje proizvoljna sila. Znanjem kojim danas raspolazemo nemoguće je postići takav opis. Zbog kompliciranog oblika alatnog stroja ne može se deformacija odrediti analitički. Eksperimentalno određivanje deformacija moguće je, razumljivo, samo za ograničeni broj tačaka. Kako nas interesiraju deformacije uslijed sila rezanja donekle je određeno hvatište sile. Ono mora biti u tački dodira oštrice alata i izratka. Položaj ove tačke se doduše mijenja u odnosu na pojedine elemente alatnog stroja, ali se obično možemo zadovoljiti nekim srednjim položajem, na pr. kod tokarilice možemo postaviti suport u sredinu razmaka šiljaka. Uobičajen je postupak da se kod odabranog položaja pomičnih dijelova alatnog stroja pomoću naročite naprave izazove sila između držača alata i izratka. Smjer ove sile trebao bi odgovarati smjeru sile rezanja, a veličina najvećoj sili koja se može očekivati na tom stroju. Pomaci pojedinih tačaka stroja mjere se u odnosu na neku bazu izvan stroja ili relativno u odnosu na neki dio samog stroja na pr. postolje. Broj mjerenih tačaka može se svesti na razumnu mjeru, ako se pretpostavi da pojedini elementi stroja ostaju kruti, a da su deformacije koncentrirane

ne u spojevima. Rezultati mjerenja prikazuju se grafički na dva načina: prvo, za pojedine tačke daju se dijagrami sila - progib, drugo, za određenu vrijednost sile (obično maksimalnu) ucrtaju se deformacije svih tačaka, u pretjeranom mjerilu, u konture stroja. Na slici 1 prikazane su deformacije suporta jedne tokarilice, a na slici 2 dijagram sila - deformacija za tačku A sa slike 1.



Slika 1



Slika 2

Grafičkim prikazom moguće je obuhvatiti samo ovisnost dviju veličina. Već pogled na sliku 1 ukazuje da će deformacije čitavog sistema jako ovisiti o smjeru sile opterećenja. Budući da pravac sile rezanja u ovisnosti o materijalu, alatu i režimu obrade varira za oko 30° možemo

zaključiti da je dosadašnji način ispitivanja krutosti s fiksnim pravcem sile opterećenja nedovoljan. U ispitivanje je potrebno unijeti još jednu varijablu, tj. pravac sile. Time se opseg ispitivanja povećava, a problem prikazivanja rezultata postaje još teži. Postojanje matematičkog modela moglo bi olakšati situaciju. Do danas na tom području ima vrlo malo rezultata. Jedna interesantna ideja potječe od Kudinova. On pretpostavlja da se ovisnost deformacije o kutu sile može prikazati pomoću elipse krutosti, kao što je to slučaj kod kosog savijanja grede. U tom bi se slučaju eksperimentiranje svodilo na određivanje položaja glavnih osi elipse krutosti i veličina krutosti u pravcu tih osi.

Još veća je uloga teoretskih postavki kod ispitivanja dinamičkog ponašanja alatnog stroja. Dok je kod statičkog ispitivanja intuitivno jasno da treba mjeriti pomake pojedinih tačaka, kod dinamičkog same mjerene veličine slijede tek iz teoretskih predodžbi o alatnom stroju kao vibracionom sistemu. Jedno od najjednostavnijih ispitivanja je mjerenje prisilnih vibracija. Zadatak je da se utvrdi postoji li u stroju neki izvor vibracije koji bi mogao ometati ispravan rad stroja. Rješenje ovog problema bazira na teoretskoj postavci: frekvencija prisilnog titranja jednaka je frekvenciji pobudne sile. Mjerenjem frekvencije titranja pojedinih tačaka stroja mogu se ustanoviti frekvencije izvora vibracija. Amplituda titranja obično je kriterij po kojem zaključujemo da li neke vibracije ometaju rad stroja. Ukoliko je to slučaj možemo na temelju frekvencije tih vibracija poći u potragu za uzročnikom. Ukoliko je sekundni broj okretaja nekog vratila, sekundni broj zahvata zubi nekog zupčanika ili broj hodova u sekundi nekog translatornog gibanja jednak frekvenciji vibracija, onda je taj element uzročnik vibracija. To međjutim još ne znači da taj element nije ispravno konstruiran ili izveden. Da bismo donijeli ispravan sud moramo se opet osloniti na teoretske postavke. Može se naime raditi o rezonanci. Moramo dakle utvrditi da li je frekvencija prisilnih vibracija bliska nekoj od vlastitih frekvencija sistema. Prema tome teorija nam ukazuje na vlastite frekvencije kao važna svojstva alatnog stroja. Određivanje vlastitih frekvencija vršimo opet na temelju rezonansnih zakona. Alatni stroj pobudjujemo periodičkom silom koja se mijenja po sinusoidalnom zakonu, a ima konstantnu amplitudu i promijenljivu frekvenciju. Pri tome mjerimo amplitudu pomaka, brzine ili akceleracije neke tačke alatnog stroja. Ove frekvencije kod kojih amplituda mjerene veličine ima maksimum predstavljaju vlastite frekvencije stroja.

Još više smo upućeni na teoretske postavke kod proučavanja stabilnosti alatnog stroja prema pojavi samouzbudnih vibracija. Da li će se kod obrade na nekom alatnom stroju pojaviti vibracije ovisi o mnogo faktora kao što su svojstva materijala izratka, karakteristike alata, položaj oštrice alata u odnosu na izradak i na stroj i svojstvo samog stroja. Koja su svojstva stroja interesantna s tog aspekta možemo zaključiti samo na osnovu teorija koje objašnjavaju pojavu samouzbudnih vibracija.

Prema Tlusty-u stabilnost alatnog stroja prema pojavi samouzbudnih vibracija ovisi o dinamičkoj podatljivosti. Dinamička podatljivost definirana je općenito kao odnos pomaka i sile. Ako je sila sinusoidalna a sistem linearan može se dinamička podatljivost prikazati kao odnos kompleksnih amplituda pomaka i sile

$$\bar{\varphi} = \frac{\bar{X}}{\bar{P}},$$

gde je: $\bar{\varphi}$ - dinamička podatljivost, \bar{X} - kompleksna amplituda pomaka, i \bar{P} - kompleksna amplituda sile.

Prema Tlusty-u treba u gornji izraz uvrstiti za X relativni pomak oštrice alata u odnosu na izradak u smjeru okomitom na obradivanu površinu, a za silu P , silu koja djeluje u pravcu sile rezanja. Tako dobivena dinamička podatljivost funkcija je frekvencije. Budući da je ona kompleksan broj možemo je rastaviti u realni i kompleksni dio

$$\varphi(\omega) = G(\omega) + iH(\omega).$$

$G(\omega)$ i $H(\omega)$ možemo dobiti mjerenjem i prikazati grafički.

Tlusty pretpostavlja da sila rezanja ovisi samo o momentalnoj debljini strugotina

$$P = ry,$$

gde je: P - sila rezanja, r - konstantni faktor proporcionalnosti, i y - relativni pomak alata u odnosu na izradak u smjeru okomito na obradivanu površinu.

Konstanta r predstavlja odnos između prirasta sile rezanja i prirasta debljine strugotine u procesu vibracija. Što je ta konstanta veća, veća je i opasnost vibracija. Tlusty-ev kriterij stabilnosti tvrdi:

Označimo li sa $G_{\min}(\omega)$ najmanju vrijednost realnog dijela dinamičke podatljivosti (tj. po apsolutnoj veličini najveću negativnu vrijednost) a sa r_g onu vrijednost koeficijenta r kod koje proces reza-

nja prelazi iz stabilnog u nestabilno područje onda vrijedi

$$-\frac{1}{2r_g} = G_{\min} .$$

Iz toga slijedi da je sa stanovišta pojave samouzbudnih vibracija karakteristično svojstvo alatnog stroja njegova dinamička podatljivost. Ovu možemo dobiti mjerenjem, ali bi za potpun opis alatnog stroja opet trebalo izvršiti mjerenje podatljivosti u velikom broju tačaka i za različite smjerove sile. Opet se ukazuje potreba sa matematičkim modelima koji će taj posao svesti na manju mjeru.

Plusty pretpostavlja da se dinamička podatljivost može prikazati u obliku

$$\varphi = \sum_i \frac{u_i}{k_i} \frac{\omega_i^2}{\omega_i^2 - \Omega^2 + 2i\delta_i\Omega} ,$$

gde je: ω_i - i-ta vlastita frekvencija, Ω - frekvencija pobudne sile, δ_i - prigušenje i-te forme titranja, k_i - konstanta koju Plusty naziva "i-ta svojstvena krutost", i u_i - faktor smjera.

Faktor smjera u_i definiran je kao

$$u_i = \cos \alpha_i \cos \beta_i ,$$

gde je: α_i - kut između sile i pravca titranja alata prema izratku kod i-te vlastite frekvencije odnosno forme titranja, i β_i - kut između pravca titranja alata prema izratku kod i-te vlastite frekvencije, i okomice na obradjivanu površinu.

Ako poznajemo $\varphi(\omega)$ za neki smjer sile P i pravce titranja s vlastitim frekvencijama, možemo odrediti konstante k_i , a pomoću njih možemo dobiti $\varphi(\omega)$ za bilo koji smjer sile P u istoj tački. Bilo bi moguće razviti ovaj model i dalje, tako da bi poznavajući jednu dinamičku podatljivost i forme titranja stroja mogli odrediti bilo koju dinamičku podatljivost.

Iz navedenih primjera jasna je korist od teoretskih postavki i matematičkih modela kod proučavanja svojstava alatnih strojeva. Medjutim svi ovi modeli izvedeni su iz pretpostavki koje su daleko od stvarnosti. Teorija redovito pretpostavlja linearnost, viskozno prigušenje itd. Slika 2 prikazuje koliko su te pretpostavke daleke od stvarnosti. Sud o tome u kojoj su mjeri postojeće teorije i matematički modeli ipak upotrebljivi u praksi, može se steći jedino ispitivanjem. Provjera

ravanje postojećih modela i teorija, odredjivanje granica njihove primjenljivosti za praktične svrhe, usavršavanje, korigiranje i dopunjavanje postojećih modela i razvijanje novih, jedan je od osnovnih zadataka ispitivanja alatnih strojeva.

Literatura

- [1] Tlusty, Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen, Technik, Berlin (1962)
- [2] Kudinov, Dinamika stankov, Mašinstroenie, Moskva (1967)
- [3] Krivouhov, Obrabotka metallov rezaniem, Gosudarstvenoe izdatel'stvo oboronoj promišljenosti, Moskva (1958)

T. P e c e k

Rolle theoretischer Hypothesen und mathematischer Modelle in der Werkzeugmaschinenprüfung

Zweck jeder Maschinenprüfung ist die Eigenschaften der Maschine festzustellen. Um vollständige Beschreibung solcher Eigenschaften sind oft viele numerische Angaben nötig. Mathematische Modelle können diese Beschreibung vereinfachen. Oft sind theoretische Grundlagen nötig um eine Eigenschaft der Werkzeugmaschine überhaupt beschreiben zu können. Verschiedene Theorien und mathematische Modelle, sind aber aus sehr vereinfachten Voraussetzungen abgeleitet. Eine sehr wichtige Aufgabe der Maschinenprüfung ist darum, Grenzen der praktischen Anwendung solcher Theorien festzustellen, Verbesserung bestehender und Erfinden neuer Theorien und Modelle.

D. H e n i c h x)

BUKA ALATNIH STROJEVA U EKSPLOATACIJI xx)

1. Uvod

Buka svakog stroja ispituje se s dva stajališta. Sa stanovišta kvalitete stroja i sa stanovišta štetnog djelovanja buke koju stroj generira, na osoblje što ga okružuje. Dok metode za mjerenje i ocjenu buke stroja s obzirom na njegovu kvalitetu u velikoj mjeri zadovoljavaju i mogu poslužiti za upoređivanje strojeva, metode za ispitivanje štetnog djelovanja buke stroja na čovjeka imaju još niz nedostataka, te konstruktori ne raspolažu sa dovoljnim brojem podataka, koji bi im omogućili rješavanje toga problema.

2. Problem

Većina dosadašnjih ispitivanja buke izvršena su na novim strojevima, pod unaprijed definiranim uvjetima. Pri tome alatni strojevi rade u praznom hodu, što znači da se za vrijeme mjerenja buke na strojevima ne vrši nikakva obrada. Kako je međutim obrada osnovna namjena alatnih strojeva, treba zaključiti da ovakvo ispitivanje ne daje potpunu sliku o utjecaju buke stroja na sluh osoblja koje s njima rukuje ili se u toku radnog vremena nalazi u njihovoj blizini. Prostorija u kojoj se alatni stroj nalazi u vrijeme eksploatacije isto utječe na buku kojoj je izloženo osoblje. Tomu treba još pridodati i činjenicu, da se u jednoj prostoriji obično nalazi više strojeva, a ne samo ispitivani.

Da bi se dobila stvarna slika o buci alatnih strojeva u eksploatacijskim uvjetima, odlučeno je da se provede niz ispitivanja buke u radio-

x) Darinka Henich, dipl.inž., viši samostalni stručni saradnik Zavoda za zaštitu pri radu, suradnik Instituta za alatne strojeve, Zagreb, Dl. Salaja 1

xx) Saopćenje iz Instituta za alatne strojeve

namo. Na taj način uzeti su u obzir novi i stari strojevi, akustička karakteristika prostorije, razni materijali i režimi obrade, te razne kombinacije strojeva koje se javljaju u radionama.

3. Gilj ispitivanja

Ispitivanja buke u radionama provedena su na takav način, da konstruktori alatnih strojeva dobiju podatke o frekventnim područjima u kojima buka alatnih strojeva u eksploataciji najviše i najčešće prelazi dozvoljene granice. Na osnovu tih podataka oni mogu izvršiti konstruktivne zahvate na samom izvoru buke, spriječiti kritične rezonancije ili izvršiti zaštitna oklapanja izvora buke.

4. Metoda rada

4.1. Instrumenti za mjerenje

Za mjerenje buke upotrebljen je precizni mjerač razine zvuka, koji odgovara IEC (International Electrotechnical Commission) Preporuci 179.

Za mjerenje spektra buke upotrebljeni su oktavni filtri koji odgovaraju IEC - Preporuci 225, čije su srednje frekvencije oktava u skladu sa ISO (International Organization for Standardization) Preporukom R 226.

Dinamička karakteristika instrumenta za vrijeme mjerenja je "brza".

Očitavaju se srednje vrijednosti maksimalnog otklona kazaljke instrumenta.

Prilikom mjerenja mikrofona je udaljen cca 1 m od osobe koja mjeri.

4.2. Mjerenje veličine

Kao gruba mjera za ocjenu dali buka prelazi dozvoljene granice mjeri se razina zvuka vrednovana pomoću filtra A. Tako izmjerene vrijednosti navode se u dB(A).

Da bi se dobio uvid u sastav frekventnog spektra buke vrši se oktavna analiza. Mjeri se razina zvuka u oktavama sa srednjim frekvencijama 62,5, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 i 8000 Hz .

4.3. Uvjeti u radionama za vrijeme mjerenja

Za vrijeme mjerenja vrata i prozori na radionama su zatvoreni.

Radnici normalno izvršavaju radne zadatke koji su u toku, tako da mjerenje buke ni na koji način ne utječe na obavljanje njihovog posla. Snima se ono stanje, kakvo je momentalno zatečeno u radioni.

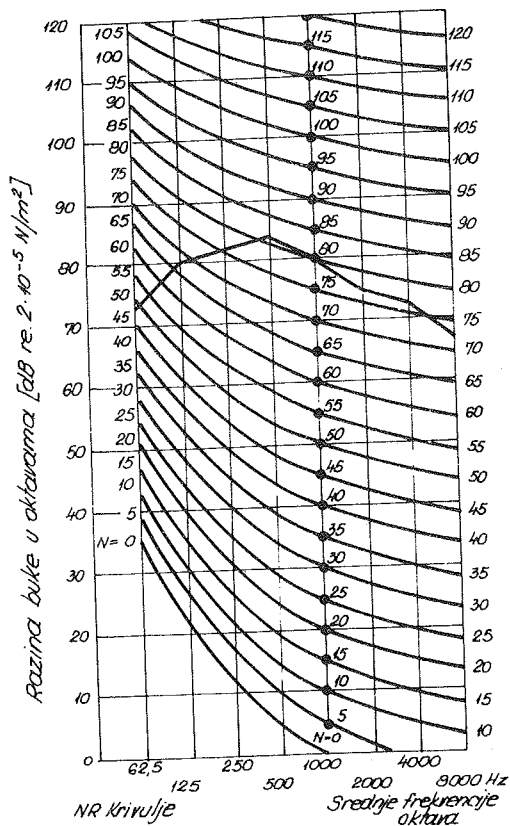
4.4. Izbor mjernih mesta

Mjerenje buke vrši se na mjestu uha radnika. Mikrofon je okrenut prema izvoru buke.

Izbor radiona u kojima je vršeno mjerenje nije obavljen ni po kakvom ključu, već je iz ekonomskih razloga bio vezan za obavljanje nekih drugih poslova u privrednim organizacijama, u čijem sastavu se nalaze radione.

4.5. Kriterij za ocjenu buke

Baza za ocjenu snimljene buke jesu ISO-NR krivulje (slika 1).



Slika 1

Krivulje su prilagodjene karakteristici ljudskog uha. Strmo se spuštaju od nižih frekvencija prema višima, što znači, da je uho znatno osjetljivije na više frekvencije. Gubitak sluha počinje u visokom frekventnom području.

NR krivulje međusobno su jednako razmaknute kod 1000 Hz. Prema broju decibela kod kojeg NR krivulja prolazi oktavom sa srednjom frekvencijom 1000 Hz, ona dobiva ime odnosno broj.

Krivulja NR-85 predstavlja granicu oštećenja sluha. Kad buka predje tu granicu, osobi, koja joj je svakodnevno izložena uz puno radno vrijeme, ugrožen je sluh. Područje krivulja iznad NR-85 zove se područje oštećenja sluha, a ono ispod NR-85 zove se područje ometanja pri radu.

Ocjena buke na osnovu NR krivulja

vrše se tako:

U mrežu NR krivulje ucrtava se snimljeni dijagram. Ako je on ispod NR krivulje koja predstavlja dozvoljenu granicu buke za određenu vrstu posla, i nigdje ju ne presijeca, buka je u dozvoljenim granicama. Dozvoljena tolerancija je u ovom slučaju 3 dB i to samo u jednoj okta- vi. Na slici 1 ucrtan je kao primjer dijagram snimljen u pogonu teške obrade, na radnom mjestu radnika, koji posluhuje dugohodnu blanju, pri- likom obrade postolja stroja. U okviru tolerancija buka na tom mjestu ne prelazi krivulju NR-80. Prema tome ona ne prelazi granicu ošteće- nja sluha (NR-85), a niti granicu ometanja pri radu, koja je za ovu vrstu radova NR-80.

5. Rezultati mjerenja

Mjerenja su provedena u nizu radiona koje obavljaju ili osnovnu dje- latnost privredne organizacije ili služe kao uslužne radione u sklopu pogona održavanja odnosno remonta. Sve te radione svrstane su u tri osnovne grupe:

- a) mehaničke radione
- b) brusione
- c) stolarije.

Ukupno su obradjene 24 mehaničke radione, 19 brusiona i 12 stolarija. Za svako mjereno radno mjesto nacrtan je snimljeni dijagram u mrežu ISO-NR krivulja. Ovaj puta nisu promatrane apsolutne vrijednosti raz- ne buke u odnosu na $2 \cdot 10^{-5} \text{ N/m}^2$, već razlike u broju decibela, za koju snimljeni dijagram u pojedinim oktavama prelazi krivulju NR-85. Na taj način se upravo dobiva slika o frekventnim područjima, u koji- ma buka prelazi dozvoljene granice, a što je vrlo važno, u kojoj mjeri se to dešava. Jedino na taj način konstruktor može znati kakve i ko- liko efikasne mjere mora poduzeti, da se stroj koji je njegova kon- strukcija ne bi u eksploataciji pojavio kao problem, koji opet neki drugi stručnjak mora rješavati, jer će radioni biti zabranjen rad zbog prevelike buke. Takav stroj steći će s vremenom lošu reputaciju, te ga privredne organizacije neće više kupovati.

Na takav način dobivene vrijednosti odstupanja obradjene su statisti- čki. U ovom referatu analizirati će se samo dobivene aritmetičke sre- dine.

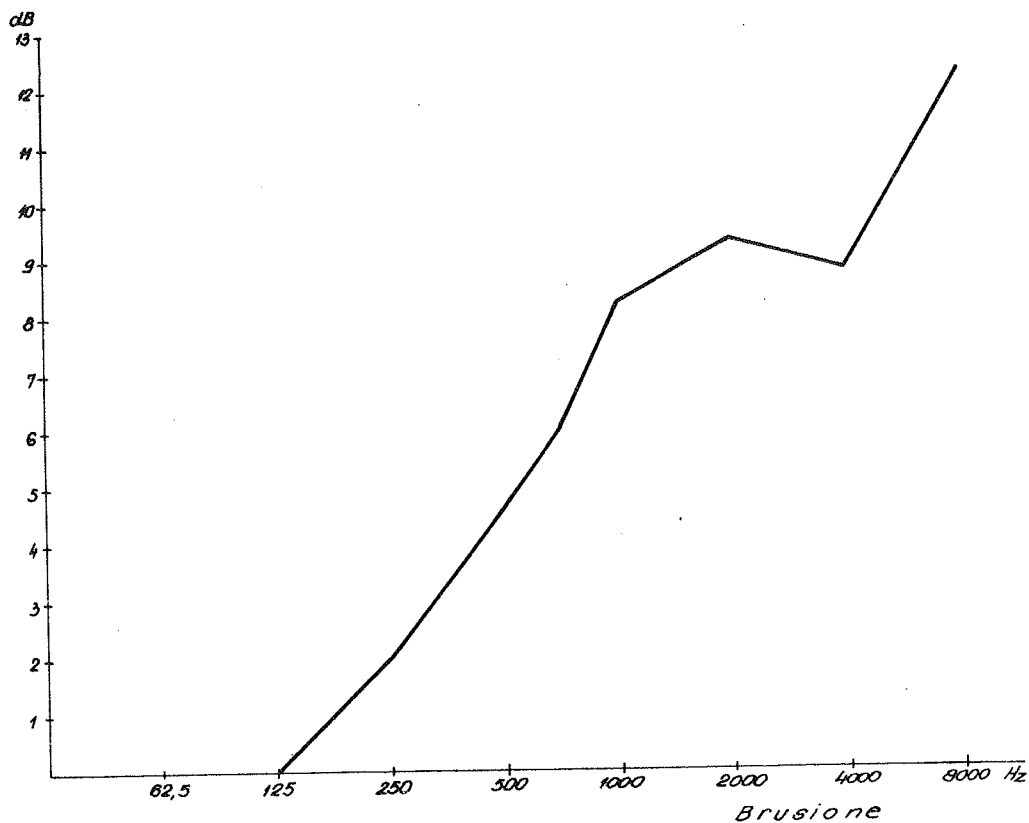
a) mehaničke radione

Buka u većini slučajeva ne prelazi krivulju NR-85. Na mjestima gdje se to dešava, uzrok uglavnom nisu alatni strojevi.

b) brusione

Srednje frekvencije oktava Hz	250	500	1000	2000	4000	8000
Aritm. sred. odstupanja od NR-85 dB	2	4,67	8,25	9,27	8,75	12,3

Navedeni rezultati prikazani su na slici 2.

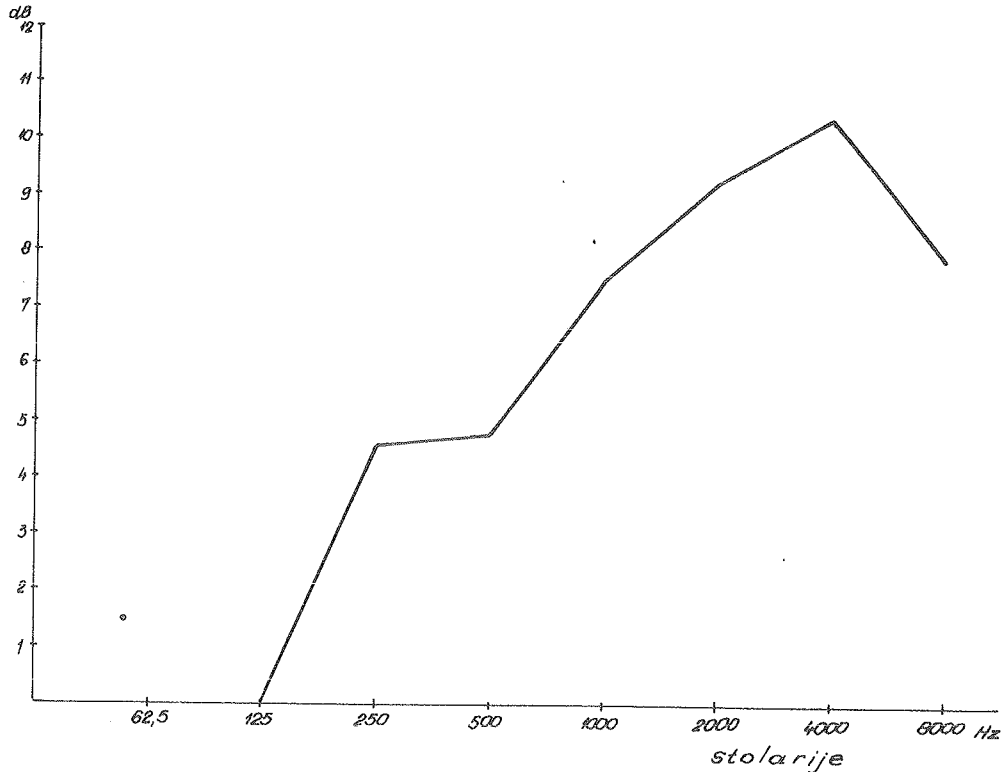


Slika 2

c) stolarije

Srednje frekvencije oktava Hz	250	500	1000	2000	4000	8000
Aritm. sred. odstupanja od NR-85 dB	4,6	4,78	7,5	9,27	10,36	7,88

Navedeni rezultati prikazani su na slici 3.



Slika 3

6. Diskusija rezultata mjerenja

a) Mehaničke radione

Dobiti pravu sliku o ponašanju alatnih strojeva smještenih u radionama koje nose mehanička, a nemaju karakter serijske proizvodnje vrlo je teško. U prvom redu zato, što se u većini radiona osim alatnih strojeva nalaze agregati za varenje, kompresori, vrši se ručna obrada itd. U više navrata radnici su očekivali da će na osnovu našeg mjerenja dobiti dodatak na svoja primanja zbog velike bu-

ke u radioni, tako da su proizveli buku u radioni, kakva se vjerojatno javlja u radioni na nekoliko sati u godini, što se naravno ne može uzeti kao kriterij za ocjenu. Nadjeni su slučajevi kod kojih je buka stroja bila velika zbog održavanja stroja, ili je buka a-gregata za napajanje bila veća od buke samog stroja. Baš zbog navedenih poteškoća prikupljaju se i dalje podaci o buci u mehaničkim radionama, da bi se ipak dobila slika o stvarnom stroju.

b) Brusione

Od svih alatnih strojeva, brusilice predstavljaju najveću opasnost za sluh. Buka koju one proizvode ne sadrži niske frekvencije, već je njihov spektar pomaknut u visokofrekventno područje. Ljudima se ta nazovimo ga "piskanje" ne čini bukom. Kao buka priznaje se samo niskofrekventno tutnjanje, koje međutim uopće nije opasno u odnosu na visokofrekventnu buku brusilica, koja predstavlja direktnu ataku na sluh.

Iz slike 2 se vidi da prosječno prelaženje dozvoljene granice s obzirom na oštrenje sluha, prelazi čak 12 dB. Buka koju generiraju brusilice ne potječe samo od mehanizma stroja, već od tehnološkog procesa. No i o tom momentu konstruktor treba voditi računa, jer stroj ne smije ugroziti osoblje koje s njim rukuje. Zato je potrebno predvidjeti efikasno oklapanje, kako bi se spriječilo širenje buke od izvora. Iako se radi o visokim frekvencijama koje se relativno najlakše prigušuju, treba imati na umu da sniženje buke za 10 dB zahtijeva smanjenje snage izvora za deset puta. Sniženje buke od 3 dB, zahtijeva smanjenje snage izvora na polovicu. Često se zaboravlja da decibeli predstavljaju relativni logaritamski odnos a ne linearni, pa problem ne izgleda tako velik, kao što u stvari jeste.

Prilikom oklapanja izvora buke treba voditi računa o mogućnostima rukovanja strojem, nadgledanja rada, hladjenja i trajnosti oklapanja. Oklapanje mora biti takvo da ne zahtijeva naročito održavanje i da se ne troši. Oklop sa i najmanjom pukotinom potpuno je neefikasan i gubi svoj smisao. Dijagram na slici 2 poslužiti će pri odabiranju vrste i debljine materijala.

Što se tiče samog stroja, naročitu pažnju treba posvetiti elementima koji generiraju vibracije a time i buku u području kritičnih frekvencija (od cca 200 Hz na više). Rezonantne pojave koje nisu

izazvane samo na osnovnim frekvencijama već i na višim harmonicima moraju se ispitati na prototipu, jer u eksploataciji stroja mogu izazvati nepredvidjene poteškoće, koje se u većini slučajeva ne mogu ukloniti.

c) Stolarije

Buka koja nastaje pri strojnoj obradi drva spada u red "priznatih buka". No unatoč toga na strojevima nisu poduzete naročite mjere, tako da oni i u praznom hodu izazivaju veliku buku. Kakvo je međutim stanje pri obradi, vidi se iz dijagrama na slici 3. Iako je prelaženje dozvoljene granice već veliko iznad 200 Hz, izraziti maksimum se vidi u oktavi sa srednjom frekvencijom od 4000 Hz. Ta oktava je međutim najkritičnija s obzirom na oglušenje jer se upravo kod cca 4000 Hz manifestira početak gubitka sluha. S vremenom se pojas koji ugrožena osoba ne čuje širi na obje strane od 4000 Hz. Takva oštećenja su trajna i ne mogu se izliječiti.

Zadatak konstruktora ovdje neće biti lak i jednostavan. Ukoliko se usavršavanjem postojećih postupaka neće moći postići zadovoljavajuće rješenje, trebat će rješenje potražiti u novim tehnološkim postupcima, kao što je to slučaj kod tekstilnih strojeva.

7. Zaključak

Kako se iz rezultata mjerenja vidi, među alatnim strojevima (u užem smislu) u eksploataciji najkritičnije su brusilice i strojevi za obradu drva s obzirom na oštećenje sluha osoblja koje ih poslužuje ili se nalazi u njihovoj blizini. Pred konstruktora je time postavljen vrlo ozbiljan zadatak. Što se tiče ostalih alatnih strojeva, iako nisu toliko kritični, treba voditi računa o njihovoj buci i vibracijama.

Na ovom mjestu treba proizvođačima alatnih strojeva naročito skrenuti pažnju na zakon koji je stupio na snagu krajem 1968. godine o obaveznim periodskim pregledima radne okoline. U taj pregled uključeno je ispitivanje buke i vibracija. Inspektori rada već su zabranili rad u više radnih organizacija zbog prevelike buke. Uz to su i građani počeli podnositi zahtjeve za zabranu rada bučnih pogona, koji smetaju u njihovom stanu. U svim opravdanim slučajevima, ti zahtjevi se uvažavaju. Sanacija pada na teret radnih organizacija. U većini slučajeva ona je strahovito skupa ili se pak ne može do kraja provesti. No-

šenje ličnih zaštitnih sredstava smatra se samo privremenim rješenjem, a radnici ih nerado nose. Mnoge radne organizacije plaćaju radnicima dodatak zbog otežanih radnih uvjeta koje stvara buka. Uz ostale institucije i Socijalno osiguranje je zainteresirano za sniženje buke, jer je gluhoća uvrštena u red profesionalnih oboljenja.

Mislím da nakon ovako konkretnih razloga nije potrebno napominjati proizvođačima alatnih strojeva, da će uz ostale kriterije važnu ulogu odigrati i buka strojeva pri plasiranju njihovih proizvoda na tržištu.

8. Literatura

- [1] Izvještaji IAS-a o ispitivanjima
- [2] ISO/TC 43 (Secretariat - 298) Document 428, oktobar 1967
- [3] D.Henich, Buka i zajednica, Sigurnost u pogonu 11 (1968) S 282

D. H e n i c h

Lärm der Werkzeugmaschinen in Exploation

Es ist eine Reihe der Werkzeugmaschinen in Exploation geprüft. Auf Grund der Oktavanalyse, die Überschreitungen von aufgenommenen Kurve des ISO/NR-85 sind festgestellt. Die Diagramme Nr. 2 und 3 stellen die arithmetische Mittel der Ergebnisse vor, und sollen als Richtlinie bei Lärminderung an Werkzeugmaschinen den Konstrukteuren dienen,

5

R. Jelatancev x)

PRIMJENA NOVIJIH MAGNETSKIH MATERIJALA U KONSTRUKCIJI MAGNETSKIH
NAPRAVA ALATNIH STROJEVA xx)

1. Uvod

U ovom izlaganju, nakon uvoda o prednostima keramičkih magnetskih materijala, razmatraju se neki problemi

- dimenzioniranja elementarnih magnetskih sistema
- skidanja izratka nakon obrade
- dimenzija permanentnih magneta
- magnetiziranja naprava sa keramičkim magnetima
- odredjivanja optimalnih magnetskih sistema.

Pribori odnosno naprave proizvodnog mašinstva koje koriste magnetsku energiju osiguravaju postizanje visoke tačnosti obrade i visoku proizvodnost, pa time njihova primjena nalazi svoje mjesto u današnjoj i sutrašnjoj proizvodnji.

Projektiranje i konstruiranje naprava za strojeve u pravilu obavljaju stručnjaci strojarstva, koji obično slabo poznaju specifičnosti problema magnetskih uređaja.

Na primjenu ovih naprava gleda se često preusko, kao na naprave za ravno brušenje, a ispuštaju se iz vida ostale jednako efektne mogućnosti primjene kod drugih operacija mehaničke obrade, te kod štancanja, varenja, galvanske obrade, bojenja, lijevanja i drugdje.

S druge strane jedini naš proizvođač ovih naprava odlučio se za likvidaciju ove proizvodnje kao besperspektivne. Ovi momenti naveli su

x) Rastislav Jelatancev, dipl.ing., viši asistent Instituta za alatne strojeve, Zagreb, Djure Salaja 1

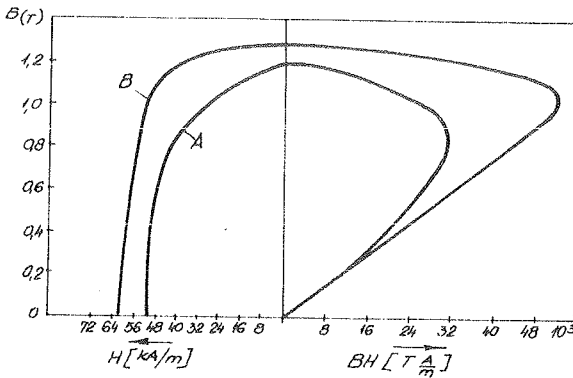
xx) Saopštenje iz Instituta za alatne strojeve sadrži polazne tačke predloga rekonstrukcije i modernizacije magnetskih naprava tvornice "Prvomajska"

me da ovim izlaganjem pokušam malo popuniti prazninu, koja se kod nas osjeća na području magnetskih uređaja.

Prema tome koristi li se za ove naprave magnetska energija elektromagneta ili permanentnih magneta, ove naprave mogu biti elektromagnetske, sa permanentnim magnetima i kombinirane.

Prema vlastitoj ocjeni suština razvoja ovih naprava u zadnjoj deceniji sastoji se u primjeni novih tvrdih magnetskih materijala, tzv. keramičkih za permanentne magnete. Iz tog razloga u ovom izlaganju ograničiti ću se na neke osnovne probleme primjene novijih tvrdih magnetskih materijala kod magnetskih naprava alatnih strojeva.

Permanentni magneti za predmetne naprave trebaju sačuvati svoju magnetičnost i kod udaraca, vibracija, promjena temperature i djelovanja vanjskih magnetskih polja. Kod ovih naprava danas se od tvrdih magnetskih materijala najviše susreću tzv. ljevane legure na bazi sistema Fe-Ni-Al, prvi put opisane 1932. (Mishima). Za povećanje magnetskih svojstava ovim legurama obično se dodaje još bakar, kobalt, titan, niobij i dr. elementi. Osim toga, poboljšanje magnetskih svojstava ovih magneta postiže se tehnološkim zahvatima kod njihove izrade, kao napr. termičkom obradom u magnetskom polju. Konkretno materijal Al-Ni-Co sa



Sl.1. Krivulje demagnetiziranja ljevanih magneta A i B, te pripadne BH krivulje

18% Co kali se kod temperature 1300°C u magnetskom polju jačine $12 \cdot 10^4 \text{ A/m}$ i otpušta kod 600°C i tako postiže remanentna indukcija do 0,9T. Najbolja svojstva u ovoj grupi magnetskih materijala imaju legure "MAGNICO" sa 14-15% Ni, 9% Al, 24-25% Co, 4% Cu, te oko 1% Ti ili Nb. Karakteristike ovih, ilustracije radi, dane su u dijagramu 1; pripadne karakteristike vrijednosti ovih su:

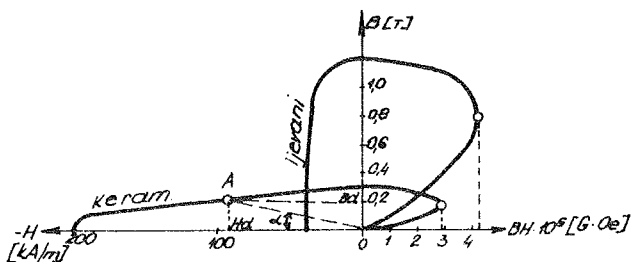
		A	B
remanentna indukcija	B_r (T)	1,20	1,28
koercitivno polje	H_c (kA/m)	51	62
energetski produkt	$(BH)_{\max}$ (TA/m)	32000	52800

Svoja vrhunska svojstva ovi magnetski materijali postižu zahvaljujući specijalnoj termičkoj obradi, tako da su ti materijali u strukturnom i magnetskom pogledu anizotropni. Ove legure su vanredno krhke, te se oblikuju ljevanjem i brušenjem otkud i njihov naziv "ljevane legure". Temperaturno su otporne na starenje.

Keramički magnetski materijali također duguju svoj naziv načinu dobivanja - oblikovanja. Po sastavu to je grupa metalnih oksida, pa se stoga zovu i oksidnim materijalima. U toj grupi najperspektivniji su magneti od ferita-barija ($BaO \cdot 6 Fe_2O$). Prednost ovih materijala ispred ljevanih magneta je u znatno nižoj cijeni osnovnog materijala, koji nije deficitaran, ima nekoliko puta veće koercitivno polje, istina uz nižu remanencu, i znatno veći specifični električni otpor.

Tehnologija izrade ovih magneta srodna je tehnologiji izrade keramičkih izradaka i sastoji se od slijedećih osnovnih operacija: mješanje sirovina u odredjenom omjeru ($85\% FeO_3 + 15\% BaO + 0,5\%$ kaolina), briketiranja, žarenja, usitnjenja žarenjem dobivenog ferita, oblikovanje sa dodatkom $0,5\%$ kaolina i pečenje (prešanje) izotropnih izradaka. Svojstva ovih su u raznim pravcima ista. Kod nas se izradjuju u jednom pogonu "Iskre". Da bi se dobili anizotropni magneti (sa orijentiranim kristalima), čiji su B_r , H_c i $(BH)_{max}$ znatno bolji, ali samo u jednom pravcu, dobiveni prašak se još usitni sa dodatkom $0,5\%$ i zatim presuje u magnetskom polju jačine $5000 - 6000$ Oe. Prešani izratci (izotropni i anizotropni) sinteruju se. Krupp izradjuje izotropne i anizotropne keramičke magnete pod općim nazivom KOEROX. Posle magnetiziranja, stabilizacija magnetskih svojstava keramičkih magneta postiže se termičkom obradom: hlađenjem kod $-70^\circ C$.

Usporedbom karakterističnih krivulja demagnetiziranja keramičkih i naj-



Sl.2. Usporedne krivulje demagnetiziranja ljevanih i keramičkih magnetskih materijala

boljih ljevanih magnetskih materijala (diagram 2), vidimo da je remanenca keramičkih $3 - 4$ puta manja, dok je koercitivnost znatno veća. Magnetne energije su istog reda veličine. Zahvaljujući visokoj koercitivnosti keramički magneti su postojani, tj. nisu osjet-

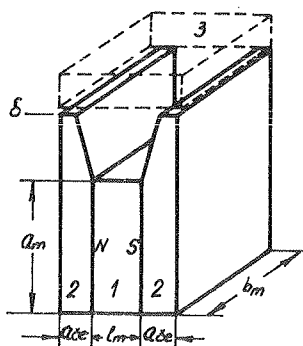
ljivi na razmagnetizirajuće djelovanje stalnih i promjenljivih mag-

netskih polja jačine $10 \cdot 10^3$ A/m (~ 1000 Oe) ili drugim riječima keramički magneti ne razmagnetiziraju se pod djelovanjem vanjskih polja, udaraca vibracija i drugih faktora koji smanjuju magnetičnost.

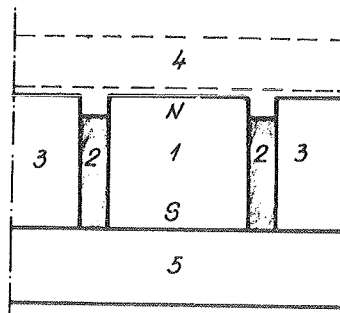
Ovakve, u neku ruku oprečne karakteristike ljevanih i keramičkih magneta reflektiraju se i u bitno različitim konstrukcijama u kojima se primjenjuju.

2. Elementarni magnetski sistemi

Elementarni i bitni dio magnetskih pribora su tzv. elementarni magnetski sistemi (slike 3a i 3b). Dva su osnovna oblika ovih sistema: \square i \sqcap . Kod konstruiranja magnetskih naprava jedan od prvih problema ^os kojim se susreće konstruktor je problem dimenzioniranja elementarnog



Sl.3a. Elementarni magnetski sistem oblika \square : 1 - izvor magnetske energije, 2,4 - magnetski vodiči (polni nastavci); 3 - izradak



Sl.3b. Elementarni magnetski sistem oblika \sqcap : 1 - magnet; 2 - nemagnetični sloj; 3 - magnetski vodič; 4 - izradak; 5 - temeljka ploča

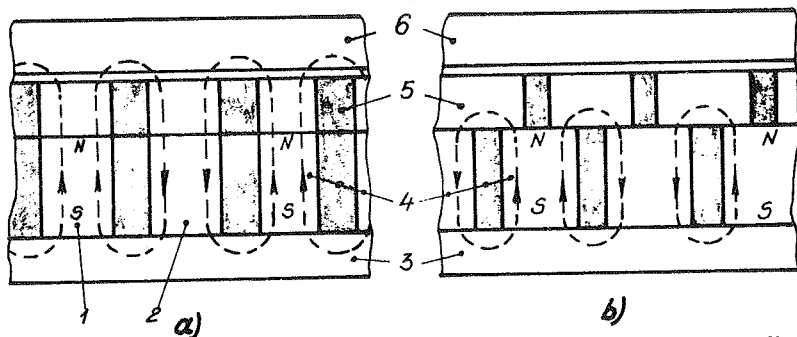
magnetskog sistema. U vezi toga, jednostavnim razmatranjem, dolazi se do zaključka, da svakom izratku kojem se želi magnetski držati pripada određeni optimalni elementarni magnetski sistem odnosno optimalna naprava. Isto tako dolazi se do zaključka da je poželjno da se svaki izradak drži jednim elementarnim sistemom. Međutim, praksa često zahtjeva univerzalne naprave koje će uspješno držati različite izdatke. Ta univerzalnost ima svoje granice na gore i na dole; drugim riječima izradak koji se može pouzdano držati sa nekom napravom ne može biti veći od neke veličine niti manji od određenih dimenzija. Granicu prema dolje predstavlja veličina elementarnog sistema, odnosno obrnuto, za držanje sitnih izradaka potreban je dovoljno mali elementarni sistem.

AM.15.4

stem. Za izratke koji se ne mogu pridržavati direktno pomoću osnovne magnetske naprave problem držanja često se može riješiti uz pomoć specijalnih dodatnih i lako zamjenljivih naprava. Ako se oblik radne ploče prilagodi obliku pričvršćivanih izradaka, ovu ploču nazivamo adaptacionom koja se također izvodi kao lako zamjenjiva.

3. Skidanje izratka

Slijedeći principijelni problem s kojim se susreće konstruktor magnetskih naprava je problem skidanja izratka sa magnetske naprave, odnosno problem isključenja magnetskog toka. Kod pribora sa permanentnim magnetima magnetski tok se može isključiti iz svog djelovanja na izradak ili promjenom puta ovog ili razmagnetiziranjem magnetu. Primjenjuju se dva načina promjene puta: šuntiranje i neutralizacija. Razmotrimo ova dva načina na primjeru odgovarajućih konstrukcija magnetskih ploča. Na slici 4 prikazana je ploča u uključenom stanju (a) i u isključenom

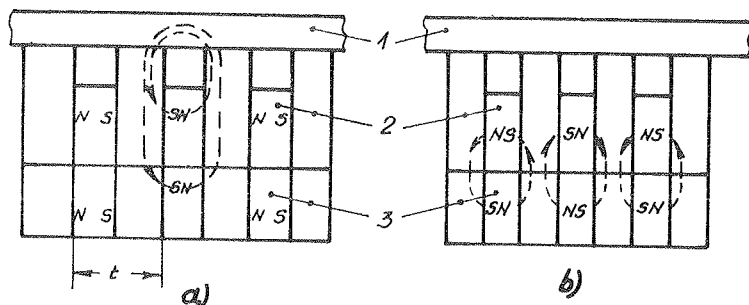


Sl.4. Metoda šuntiranja: 1 - magnet; 2 - magnetni vodič; 3 - temeljna ploča (magnetski vodič); 4 - "magnetski blok"; 5 - "poklopac"; 6 - izradak

stanju (b) kod primjenjene metode šuntiranja. Slika je dovoljno rječitija, pa komentara ne treba. Na slici 5 ilustrirana je metoda neutralizacije. Magnetski blok se ovdje sastoji iz dva dijela: pomičnog (3) i nepomičnog (2). Visina pomičnog bloka može se tako odabrati da u isključenom stanju neutralizira djelovanje donjeg bloka na izradak i da pored toga razmagnetizira izradak.

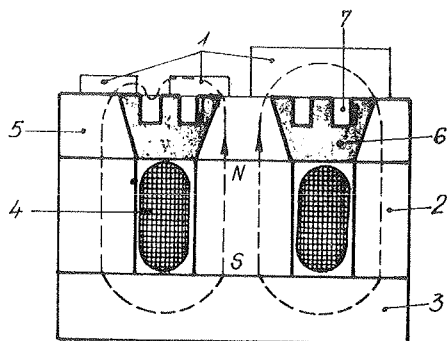
Konstrukcija naprava, kod kojih se koristi razmagnetizirajuće djelovanje elektromagneta za otpuštanje izradaka, malo se razlikuje od elektro-magnetskih naprava. Ove konstrukcije su međutim najnovije i izgleda da su najperspektivnije. Naprava se uključuje tako, što se kroz namot elektromagneta iz posebnog uređaja propusti dovoljno ja-

ki impuls struje da namagnetizira permanentne magnete i cijelu napravu sa izradcima. Za otpuštanje izradaka iz istog posebnog uređaja



Sl.5. Metoda neutralizacije: 1 - izradak; 2 - nepokretni blok; 3 - pokretni blok; t - korak (hod) isključenja

propušta se izmjenična struja, koja se postepeno gasi, dovoljne jačine da u potpunosti razmagnetizira napravu. Kod uređaja sa keramičkim magnetima, za otpuštanje izratka propušta se kroz namot istosmjerna struja koja svojim poljem neutralizira djelovanje permanentnog magneta na izratke. Čim se ova istosmjerna struja prekine naprava će ponovo privlačiti izratke. Ovo privlačenje se pojača strujom koja potpomaže djelovanje permanentnih magneta. Kod ovih naprava praktički nema opasnosti od razmagnetiziranja uslijed nestanka napona u mreži, koja napaja elektro-magnet, kao što je to slučaj kod čisto elektro-magnetskih naprava. Naprava međutim mora imati poseban električni uređaj za napajanje elektro-magneta, i dakako električne provodnike koji ve-



Sl.6. Metoda razmagnetiziranja: 1 - izradci; 2 - tijelo; 3 - temeljna ploča; 4 - namot; 5 - poklopac (radna ploča); 6 - nemagnetski uložak; 7 - mekomagnetski uložak

zuju napravu sa uređajem. Ovaj uređaj se priključuje na električnu mrežu na koju je priključen i radni stroj. Firma "ECLIPSO" patentirala je jednu varijantu ovog uređaja. Radna pločica po slici 6 ima poprečne umetke iz nemagnetskog materijala (6) u kojima su ubačeni umetci iz mekog željeza. Svrha ovih je povećanje univerzalnosti naprave. U istu svrhu radna ploča kod Eclipsovog rješenja je lamelirana sa slojevima razne debljine iz nemagnetskog materijala.

4. Polazni podaci proračuna

Da bi se definirao neki magnetski pribor - naprava neophodno je uz konstruktivna razmatranja provesti i proračun magnetskog kruga. U potražnji optimalnog rješenja ovi proračuni provode se za nekoliko varijanti izvedbe naprave, a polazi se obično od dimenzija i materijala obradljivog izratka, potrebne sile pritezanja i veličine radnog zračnog raspora. Iako osnovi proračuna nisu komplicirani, njegovo općenito iznošenje zahtjeva mnogo prostora, pa će stoga ovdje biti ispušteno. U vezi polaznih podataka neka bude rečeno još slijedeće: iz praktičnih razloga, da bi se dobile kompaktne naprave, ne ide se sa zračnim rasporom većim od 0,1 - 0,3 mm odnosno 0,5 - 1,0 mm za velike strojeve odnosno izratke.

Obzirom da se za bolje vrste magnetsko-mekih vrsta željeza zasićenje postiže u granicama 2,1 - 2,2 T, teoretski postiziva specifična sila pritezanja je 17,9 - 19,8 kp/cm² po polu. Međutim, u većini ostvarenih naprava indukcija je u zračnom rasporu 1,6 - 1,9 T.

5. 0 dimenzijama permanentnih magneta

U slobodnom stanju, tj. bez magnetskog sistema svaki magnet se karakterizira sa nekom indukcijom B_d i poljem H_d . Ove veličine definiraju radnu tačku slobodnog magneta A, koja teoretski treba da se nalazi na krivulji razmagnetiziranja (vidi sliku 2). Radna tačka slobodnog magneta za isti materijal magneta ovisi o dimenzijama magneta; za kratke magnete ona se spušta na liniji razmagnetiziranja (-razmagnetizirajući efekt velik), a za duge uske ona se diže. Odnos B_d/H_d naziva se koeficijent razmagnetiziranja. Koeficijent razmagnetiziranja N je funkcija vodljivosti prostora koji okružuje magnet i dimenzija samog magneta

$$N = G \frac{l_m}{S_m} = \frac{B_d}{H_d} = \operatorname{tg} \alpha,$$

gdje je G - vodljivost puteva po kojima se zatvara magnetski tok. Iz ovog slijedi da je dužina magneta l_m - proporcionalna indukciji B_d , a površina pola magneta S_m proporcionalna je jakosti polja H_d . To praktički znači da B_d i H_d određuju dimenzije magneta. Otuda je oblik keramičkih magneta najčešće plosnat sa najzbliženijim i ujedno najvećim plohamo kao polovima, što nije slučaj ljevanih magneta. U kon-

struktivnom pogledu ovo je često vrlo povoljno (vidi slike 3a i 3b).
Analiziramo li praktično postizive vrijednosti indukcije keramičkih i ljevanih magneta, dolazimo do vrijednosti

1 T za ljevane i 0,35 T za keramičke. Iz ovoga po izrazu $p = 4,06 B^2$ odgovarajuće privlačne specifične sile ovih magneta su cca 4 kp/cm² za ljevane, odnosno 0,5 kp/cm² za keramičke.

Iz toga bi se u prvi čas moglo pomisliti da su keramički magneti neprimjenljivi za magnetske naprave. Međutim, zahvaljujući "transformaciji" magnetske indukcije, naprave sa ovim magnetima daju indukciju u radnom procjepu znatno veću od one koju daju ljevani magneti, pa prema tome i specifičnu silu pritezanja veću nego kod naprava sa ljevanim magnetima. Ako se zanemari tok rasipanja, onda se dolazi do odnosa $\frac{B_p}{B_m} = \frac{S_m}{S_p}$, gdje su B_m i S_m pripadne vrijednosti indukcije na polu magneta i površine pola magneta, a S_p i B_p pripadne vrijednosti na polu elementarnog sistema (vidi sliku 3a).

Ako se uzme $S_p \ll S_m$, onda je $B_p \gg B_m$. U tome se sastoji transformacija indukcije.

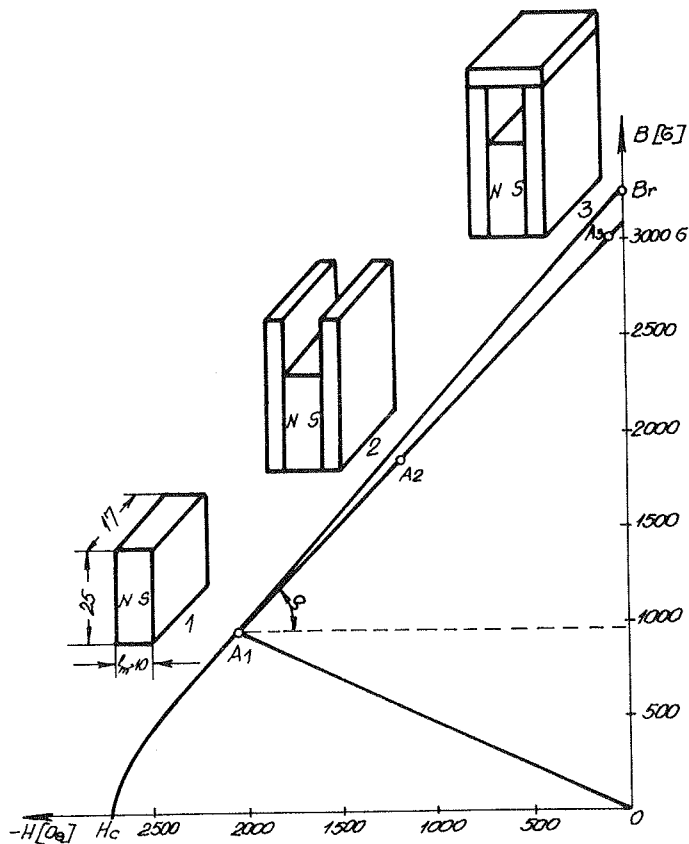
Anizotropnost, koju posjeduju svi savremeni magnetsko tvrdi materijali, ima osobiti značaj za keramičke magnete proširujući im područje primjene.

Za magnetiziranje keramičkih magneta do zasićenja, praksa je pokazala, da je potrebno magnetizirajuće polje ne manje od 3 H_c tako, da uređaj za magnetiziranje treba proizvesti polje jačine bar 9-10·10³ Oe (700 - 800 kA/m).

6. Pravac povrata

Prethodno je uvedena radna tačka slobodnog magneta koja odgovara magnetu kada magnetski otpor prostora koji ga okružuje poprimi najveću vrijednost. Ispitivanje pokazuje da ako vodljivost spomenutog prostora ciklički mijenjamo (od minimuma do maksimuma i zatim ponovo do minimuma), indukcija magneta će se mijenjati po posebnoj petlji. Što više, ova petlja se nešto pomiče u odnosu na radnu tačku u prvim periodima. Međutim, širina ove petlje i njeni pomaci su toliko mali da se u praksi redovito zanemaruju, a prava linija koja proksimira ove petlje naziva se pravcem (linijom) povrata. Ovaj pravac prolazi kroz ra-

dnu tačku slobodnog magneta A pod kutem φ prema apscisi. Prema tome uzima se da se radna tačka magneta nalazi na pravcu povrata, kakogod mijenjali parametre magnetskog sistema; ovo se odnosi na magnet koji je bio u slobodnom stanju (vidi sliku 7). Kut φ naziva se povratnim kutem, a definira se obično sa $\varphi = \text{tg } \varphi = \frac{\Delta B}{\Delta H}$. Za anizotropne keramičke magnete u praksi se uzima da je $\text{tg } \varphi = 1,0 - 1,1$.



Sl. 7. Krivulja razmagnetiziranja i pravac povrata keramičkog magneta

S druge strane razmatra li se ovaj pravac za različite dimenzije magneta (l_m i S_m) od jedne praktične krajnosti do druge, tada se uz pretpostavku, - da se sve tačke nalaze na krivulji razmagnetiziranja - dolazi do zaključka da se i u tom smislu može ucrtati jedan srednji pravac povrata, koji će za praksu moći zamjeniti stvarne vrijednosti. Ova aproksimacija ima za posljedicu grešku koja ne prelazi 5 - 10% ukoliko se radna tačka slobodnog magneta nalazi iznad koljena krivulje raz-

magnetiziranja. Ovakva tačnost u magnetskim proračunima redovito potpuno zadovoljava. Ove aproksimacije se mogu tim lakše prihvatiti kad se ima na umu da kriva razmagnetiziranja ovisi o kvaliteti magneta (gustoća materijala, tlak prešanja, temperatura pečenja) i od stupnja magnetiziranja. Smanjenje dužine magneta ispod one kojoj odgovara tačka na koljenu (tzv. minimalna dužina magneta kod određenog "a" i "b") nije racionalno. U praksi se minimalne vrijednosti duljine magneta očitavaju iz određenih dijagrama. Jasno, ako se polazi od određene dužine i širine magneta, onda se iz ove grafičke ovisnosti dobija maksimalna visina magneta.

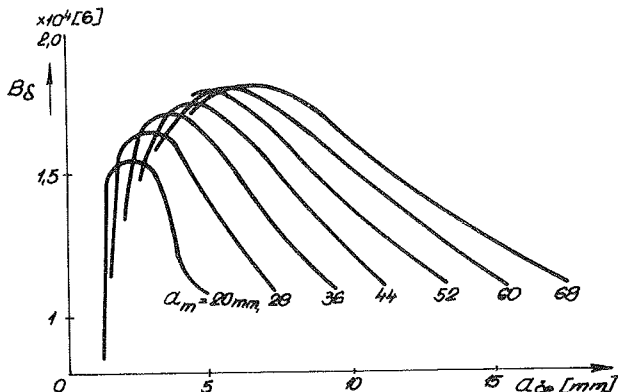
Iz ovoga slijedi zaključak, da se keramički magneti mogu magnetizirati i odvojeno (kupovati već namagnetizirane) i ugradjivati u naprave, jer pravci povrata prolaze u blizini krive razmagnetiziranja, ili tačnije u blizini pravolinijskog dijela krive razmagnetiziranja. "Iskra" nudi već magnetizirane (izotropne) magnetete.

Medjutim, ako postoji mogućnost bolje je magnetete magnetizirati u sklopu cijelog uređaja ili magnetskog sistema. Tačka na krivulji razmagnetiziranja do koje će se sada spustiti indukcija i iz koje će sada polaziti pravac povrata biti će znatno više. To znači veću radnu indukciju, dakle, jače pritezanje. Maksimalni rezultati se postižu ako se magnetiziranje vrši u bloku, tj. u sklopu sa magnetskim vodičima (polnim nastavcima) kao faza 2 na slici 7, a vadi se sklop iz magnetskog uređaja tek pošto se magnetski krug zatvara.

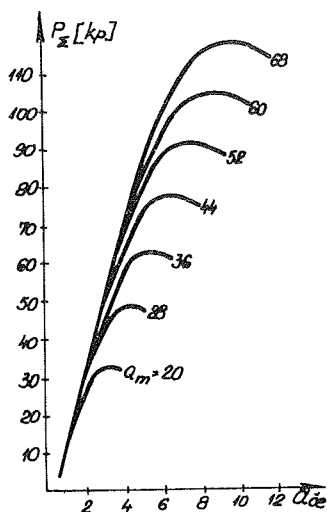
7. Optimalni sistem

Da se ocijeni nekakva projektirana (proračunana) magnetska naprava određuje se ukupna ili specifična sila pritezanja naprave. Medjutim, kod toga treba imati u vidu da se može dobiti velik broj naprava istog tipa koje će sve imati istu silu privlačenja probnog uzorka, ali će imati različite dimenzije magnetskih sistema. Obzirom da cijena magnetskih naprava uglavnom ovisi o količini magnetsko tvrdih materijala, to rezultira, da je naprava to jeftinija, što je za nju manje utrošeno tog materijala. Da bi se dobile optimalne naprave na leljingradskom Ekonomsko-inžinjerskom institutu izvršen je na računskom stroju proračun optimalnih sistema sa keramičkim magnetima. Rezultati su dani na dijagramima 8a, 8b i 8c. Ovi se rezultati odnose za stalnu dužinu magneta $l_m = 12 \text{ mm}$, širinu magneta $b_m = 80 \text{ mm}$, te zračni procjep $= 0,01 \text{ mm}$ (vidi sliku 3a). Krivulja P_{\max} na slici 8c pred-
AM.15.10

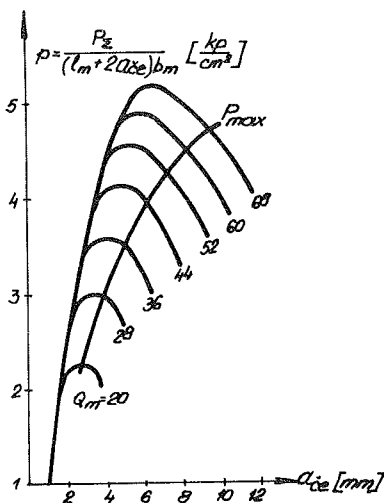
stavlja krivulju maksimalne ukupne sile pritezanja. Vidi se, da maksimumi po krivuljama na slikama 8b i 8c ne podudaraju.



Sl. 8a. Promjene indukcije u radnom procjepu (-specif. sila pritezanja pola) u ovisnosti od širine polnog nastavka a_če za razne visine magneta a_m



Sl.8b. Ukupna sila pritezanja sistema



Sl.8c. Specifična sila pritezanja po jedinici priljegajuće ploče izratka.

Iz toga slijedi da je najracionalniji izbor sistema po ukupnoj sili pritezanja (slika 8b). Kod toga proračuni potvrđuju da odnos $a_{\check{c}e}/a_m$ varira u uskim granicama od 0,14 do 0,16. Medjutim, ako se promatra pritezna naprava u cjelini za manje izratke (manje od 200x100x10 mm)

izlazi, da je izbor sistema racionalniji po specifičnoj sili pritezanja (slika 8c).

Na kraju, evo nekoliko primjera režima obrade koji su korišteni sa magnetskim napravama sa keramičkim magnetima:

- a) izradak dimenzija 250x100x20 mm obradjen je glodanjem kod režima:
dubina glodanja - 4 mm , uzdužni posmak - 400 mm/min, brzina rezanja - 190 m/min, glodalo - 150 mm \varnothing sa 4 pločice;
- b) na kratkohodnoj blanji obrada je vršena kod režima: brzina rezanja - 15 m/min, dubina reza - 3,5 mm, poprečni posmak - 0,6 mm.

8. Literatura

- [1] Vonsovskij S.V., Sovremennoje učenije o magnetizme, Moskva (1953)
- [2] Bulj B.K., Osnovy teorii i rasčota magnitnyh cepej, Energija, Moskva (1964)
- [3] Zajmovskij A.S., Magnitnye materialy, Gosenergoizdat, Moskva (1957)
- [4] Harizomenov I.V., Elektro-oborudovanije i avtomatika metallorežuščih stankov, Mašinstroenije, Moskva (1964)
- [5] Marković R., Poznavanje i ispitivanje elektrotehničkog materijala (skripta), Beograd (1949)
- [6] Bek Vladimir, Tehnologija elektrotehničkog materijala (skripte), Zagreb (1963)
- [7] Konstantinov, O.Ja., Magnitnaja plita na keramičeskih postojaennyh magnitah, Mašinstroitelj (1963) № 9
- [8] Konstantinov, O.Ja., Rasčot i konstruirovanije magnitnyh prisposobljenij Mašinstroenije, Lenjingrad (1967)

B. M i t i ć x)

PROBLEMI KOJI SE JAVLJAJU PRI PROJEKTOVANJU SISTEMA ZAŠTITE
NA ALATNIM MAŠINAMA xx)

1. Uvod

Sadašnje stanje proizvodnih i radnih uslova, sa stanovišta zaštite radnika od povreda i štetnih posledica koje proističu iz procesa obrade na alatnim mašinama, u brojnim preduzećima metalne struke je nezadovoljavajuće. Približno se procenjuje da tek svaka deseta mašina ima izvedenu propisnu zaštitu od strane proizvođača. Zbog toga su mnogi korisnici prinudjeni da ovaj problem rešavaju improvizovanim sredstvima. Naravno da naknadna konstrukcijska rešenja uvek ne pružaju efikasnu zaštitu, često ometaju opseg pojedinih radnih funkcija na mašini i narušavaju njen skladan izgled.

Ispitivanja koja su vršena na presama pokazuju da se snižava proizvodnost mašine za 40 - 50% ako se primeni zaštitno ogradjivanje opasne zone, ovo smanjenje je za 25 - 30% kod dvoručnog komandovanja, a da tek fotoelektronska zaštita izaziva relativno male gubitke od 5%.

Jedan od razloga za ovakvo stanje treba tražiti i u činjenici da je opšti nivo projektovanja sistema zaštite u vidnom zaostajanju u odnosu na dostignuća konstrukcija alatnih mašina u pogledu proizvodnosti i tačnosti.

Konačno i obim prostora koji se u stručnoj literaturi posvećuje problematici zaštite na alatnim mašinama je vrlo skroman i ne odgovara adekvatno ulozi i značaju koji sistemi zaštite imaju za poboljšavanje uslova rada u proizvodnom mašinstvu.

U tom pogledu ovaj rad ima skorme pretenzije da u okviru opšte problematike proizvodnog mašinstva aktuelizira i pitanja iz oblasti zaštite

x) Božidar Mitić, dipl.ing., predavač Tehničkog fakulteta u Nišu, ul. 9. brigade 47-v/12, Niš

xx) Saopštenje sa Tehničkog fakulteta u Nišu

na alatnim mašinama.

2. Sagledavanje problema zaštite preko kategorizacije opasnosti i klasifikacije sistema zaštite

Da bi zaštita na alatnim mašinama svrsishodno obavila svoj zadatak i postala organski deo opšte dispozicije mašine, neophodno je da se usvoje sledeće pretpostavke:

- (i) da se problemi zaštite pre svega sagledavaju u fazi projektovanja i izrade prototipa mašine, i
- (ii) da se izdvoje akutna područja, izvrši procena prirode opasnosti i medjusobno razgraniče problemi, na kojima je neophodno angažovanje konstruktora.

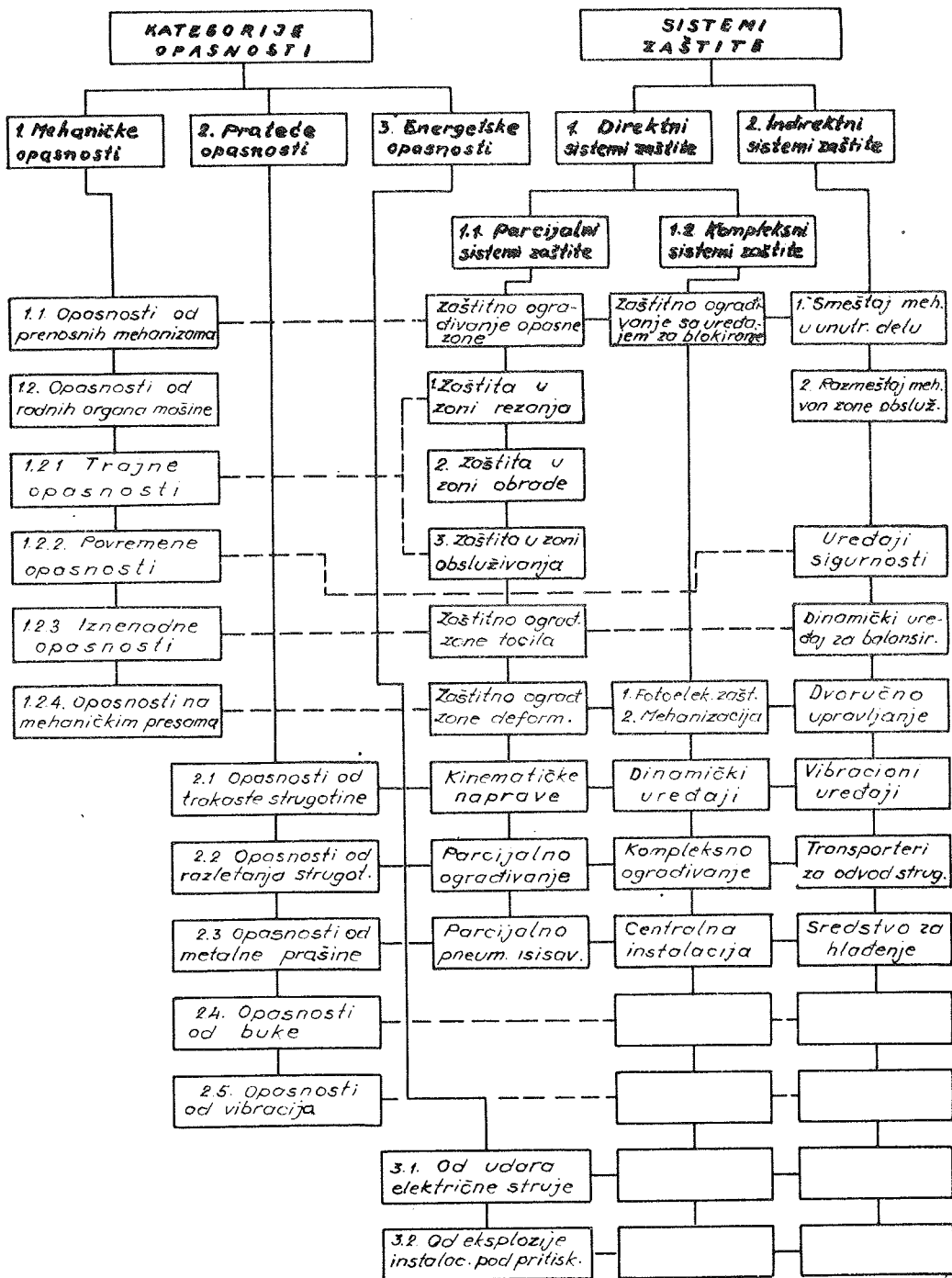
U smislu navedenih konstatacija na slici 1 dat je šematski prikaz osnovnih kategorija opasnosti i klasifikacija sistema zaštite, sa preporukama koja su moguća optimalna rešenja za pojedine vrste problema.

Prilikom rada i obluživanja mašine zavisno od izvora opasnosti prisutne su i medjusobno mogu da se diferenciraju tri osnovne kategorije opasnosti:

- (i) mehaničke opasnosti u prostoru oko pokretnih mehanizama mašine,
- (ii) prateće, specifične opasnosti koje proističu iz procesa obrade na alatnim mašinama, i
- (iii) opšte opasnosti koje su vezane za energetska napajanje mašine.

Zaštita radnika u pogonima mašinske obrade u širem smislu reči podrazumeva, prvo, sprovođenje niza mera tehničke, organizacijske i sanitarno-higijenske prirode i drugo, primenu tehničkih sredstava zaštite. Sistemi zaštite sa svoje strane obuhvataju tehnička sredstva zaštite, koja se u sklopu mašine javljaju kao svojevrsna konstrukcijska rešenja u vidu raznih mehanizama, uređaja i naprava, čiji je osnovni zadatak da omoguće bezbedan rad osoblju u svim proizvodnim uslovima. U principu zaštita na alatnim mašinama može da se ostvari na dva načina:

- (i) posredstvom indirektnih sistema zaštite, gde se postojećim konstrukcijskim sklopovima rešavaju i problemi zaštite, i
- (ii) preko direktnih sistema zaštite, ugradjivanjem posebnih konstrukcijskih celina, čiji je primarni zadatak zaštita radnika.



Slika 1

Medjutim, zavisno od područja koje pokrivaju direktni sistemi zaštite mogu biti, parcijalni i kompleksni sistemi zaštite.

3. Mehaničke opasnosti i sistemi zaštite u prostoru oko pokretnih mehanizama na alatnim mašinama

Ove opasnosti su na svim mašinama istovrsne jer se manifestuju u vidu povreda mehaničke prirode a kao rezultat nesmotrenosti, ukoliko je pristup pokretnim mehanizmima otvoren i pristupačan. Medjutim u prostoru oko prenosnih mehanizama i radnih organa mašine uočavaju se dva vida opasnosti, čiji je karakter dejstva u toku rada različit, te je potrebno da se posebno tretiraju.

3.1. Opasnosti i zaštita oko prenosnih mehanizama mašine

Poznato je da na alatnim mašinama prenosni mehanizmi mogu da budu sastavljeni od najrazličitijih prenosnih elemenata, medjutim, njihove opasne zone su prostorno uvek definisane s obzirom da opasnosti imaju konstantno dejstvo. Drugim rečima, u pitanju su stabilne opasne zone, koje tokom vremena zadržavaju svoje stalno mesto u prostoru i ne menjaju svoju veličinu [1]. Ova okolnost je vrlo povoljna za projektovanje sistema zaštite, jer se relativno jednostavnim konstrukcijskim rešenjima mogu da ostvare bezbedni uslovi za rad pri obluživanju mašine. Kao jedan od vidova direktne zaštite, ovde se koristi zaštitno ogradjivanje opasnih zona oko prenosnih elemenata. Konstrukcijski oblici elemenata su različiti u vidu zaštitnih poklopaca, vratanaca, kaveza i sličnih elemenata, a izbor se vrši na taj način da ovi čine odredjen sklad sa opštom dispozicijom mašine.

Materijal od kojih se izradjuju zaštitni elementi su najčešće čelični lim, liveno gvoždje i aluminijumske legure. Kao vrlo ekonomična primena za ove svrhe preporučuje se njihova izrada od plastičnih materijala [9].

Kombinacijom zaštitnog ogradjivanja zone oko prenosnika sa uredjajem za blokiranje rada mašine postiže se najveći stepen zaštićenosti od eventualnih opasnosti. Uredjaji za blokiranje imaju zadatak da spreče uključivanje ukoliko zaštita nije zauzela svoj zaštitni položaj, ili da isključe rad mašine ukoliko je došlo do nesmotrenog otvaranja sistema zaštitnog ogradjivanja.

Kao jedan od indirektnih načina zaštite, u ovom slučaju projektant
AM.16.4

treba da ispita sve konstrukcijsko-kinematičke mogućnosti za smeštaj prenosnih mehanizama u unutrašnjem delu mašine, ili van zone obluživanja, gde se ne javljaju nikakve opasnosti za radnika koji radi na mašini.

3.2. Opasnosti i zaštita oko radnih organa mašine

Radni organi mašine za razliku od prenosnih mehanizama obrazuju područja sa nestabilnim opasnim zonama. Osnovna karakteristika nestabilnih opasnih zona je, da za vreme rada mašine menjaju svoj oblik, veličinu i položaj u prostoru [1]. Prema tome i intenzitet opasnosti u ovom prostoru je promenljiv, što zavisi od brojnih faktora, veličine predmeta, režima obrade, vrste operacija i alata. Zbog toga su i problemi zaštite u ovom slučaju kompleksne prirode, te im se pri projektovanju treba da obrati posebna pažnja, jer upravo ovde neadekvatna rešenja mogu da stvore smetnje za vršenje pojedinih operacija i da se smanji opseg radnih funkcija mašine.

Nosioци opasnosti ovde nisu samo radni organi mašine, pokretni radni stolovi, nosači alata, radna vretena, već i svi elementi koji se nalaze na njima, a pre svega delovi pribora za stezanje alata i predmeta obrade, elementi za vodjenje itd. Medjutim, po svom vremenskom trajanju u ovom prostoru mogu da se razgraniče dva vida opasnosti, trajne i povremene. Najzad, ovde postoje i sistemske razlike izmedju mašina za obradu rezanjem i bez rezanja. Zbog toga je neophodno da se ovi problemi razmatraju posebno.

3.2.1. Trajne opasnosti oko radnih organa i sistemi za njihovu izolaciju na mašinama za obradu metala rezanjem.

Ukoliko je za vreme rada mašine neophodno neposredno angažovanje radnika u prostoru oko radnih organa mašine, za radnika uvek postoje trajne opasnosti od mehaničkih povreda od strane elemenata koji imaju obrtno ili pravolinijsko kretanje. Praktično od stepena angažovanja radnika zavisi i stepen opasnosti te se prema tome treba da saobrazi izbor sistema zaštite.

Stepen vremenskog angažovanja radnika u prostoru zone rezanja, šire zone obrade ili zone obluživanja, zavisi od osnovne koncepcije alatne mašine. Od toga da li je mašina predviđena za individualnu proizvodnju, serijsku ili masovnu, odnosno da li je u pitanju univerzalna, specijalizirana ili specijalna mašina, zavisi i veličina stepena auto-

matizacije $\eta_{\text{aut}} = t_a/t_c$, gde je t_a vreme automatskih operacija, a t_c ukupno ciklusno vreme. Na osnovu ovog može se formulisati i stepen vremenskog angažovanja radnika u procesu obrade

$$\eta_{\text{ang}} = (1 - \eta_{\text{aut}}) 100 \% .$$

Iako je stepen opasnosti funkcija tehničkih i ljudskih faktora [2] i [3], može se uprošćeno pretpostaviti da zavisi od

$$\eta_{\text{opas}} = f(\eta_{\text{ang}}) ,$$

pri čemu, teorijski, vrednosti kod univerzalne mašine teže beskonačno, a kod automatske mašine imaju konačne vrednosti.

S obzirom da se na univerzalnim mašinama pre svega predviđa individualni vid proizvodnje, radnik je aktivno angažovan u zoni rezanja u toku čitavog procesa rada. U tom smislu i izbor sistema zaštite treba da bude prilagodjen području zone rezanja, kako je šematski prikazano na slici 2.

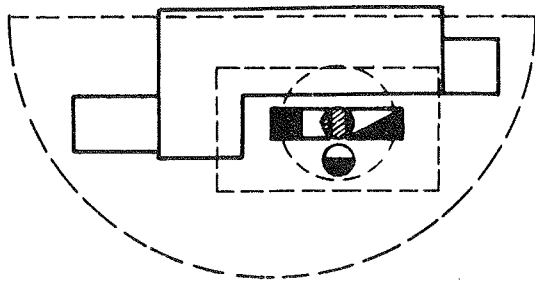
Kod mašina koje su specijalizirane za serijsku proizvodnju, kada su u pitanju poluautomatske mašine, polje dejstva sistema zaštite treba da se prostire u okviru šire zone obrade, slika 3, s obzirom da se u ovoj zoni radnik angažuje povremeno pri skidanju gotovog i postavljanju narednog predmeta obrade.

Zaštita oko radnih organa automatske mašine treba da obuhvati ne samo navedena područja već i delove zone obsluživanja, jer se i na ovom prostoru predviđa povremeno zadržavanje radnika u procesu rada (slika 4).

3.2.2. Povremene opasnosti oko radnih organa i sistemi zaštite

Povremene opasnosti u prostoru zone obrade manifestuju se iznenadno kao rezultat izuzetnih okolnosti koje se javljaju u procesu obrade materijala. Ove pojave najčešće su rezultat preopterećenja, pogrešnog uključivanja kretanja kod radnih organa mašine, usled dejstva ekscentričnih sila, kao rezultat nesigurnog stezanja alata ili materijala i sličnih razloga. Medjutim, propratno dejstvo ovih pojava izražava se u vidu razletanja polomljenog alata, iskliznuća, zakočenja ili prevrtanja predmeta obrade, nosača alata ili radnog stola mašine, što u krajnjoj liniji rezultuje velike opasnosti mehaničke prirode za radnike koji obslužuju mašine.

Ovakve okolnosti ne mogu da se predvide u fazi projektovanja mašine, AM.16.6

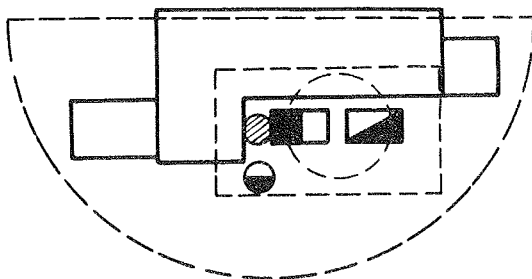


Sl. 2. Univerzalna mašina

$$\eta_{\text{aut}} \rightarrow 0$$

$$\eta_{\text{ang}} \rightarrow 100\%$$

$$\eta_{\text{opos}} \rightarrow \infty$$

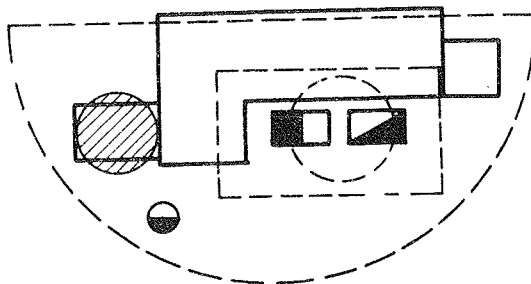


Sl. 3. Poluautomatska
specijalizirana mašina

$$\eta_{\text{aut}} \rightarrow 0,5$$

$$\eta_{\text{ang}} \rightarrow 50\%$$

$$\eta_{\text{opos.}} \rightarrow c^2$$



Sl. 4. Specijalna automat.
ska mašina

$$\eta_{\text{aut.}} \rightarrow 1,0$$

$$\eta_{\text{ang.}} \rightarrow 0$$

$$\eta_{\text{opos.}} \rightarrow c$$

■ PREDMET OBRADE

▲ ALAT

● RADNIK

○ UŽA ZONA OBRADE
/ZONA REZANJA
ZONA DEFORMACIJE/

⊙ ZONA DEJSTVA
SISTEMA ZAŠTITE

⊂ ŽIRA ZONA OBRADE

⊂ ZONA OBLUŽIVANJA
MAŠINE

te se borba protiv iznenadnih opasnosti u principu rešava posredstvom indirektnih sistema zaštite, a u ovom slučaju preko uređjaja sigurnosti.

Uređjaji sigurnosti rade na mehaničkom, hidrauličnom, električnom i kombinovanom principu dejstva. U stručnoj literaturi su razradjena mnoga konstrukcijska rešenja [4], koja se mogu podeliti u tri osnovne grupe:

- (i) uređjaji za zaštitu od preopterećenja, koje nastupa kao rezultat zatupljenja alata, zakočenja u elementima za vodjenje i sličnih pojava,
- (ii) uređjaji za ograničavanje hoda radnih organa mašine, i
- (iii) uređjaji za osiguranje protiv pogrešnog uključivanja različitih kretanja radnih organa mašine.

Vršeci svoju osnovnu funkciju uređjaji sigurnosti posredno obavljaju i zadatak zaštite, jer sprečavanje bilo kakve havarije u sistemu mašina - alat - predmet obrade, jednovremeno znači i eliminisanje izvora opasnosti.

3.2.3. Iznenadne opasnosti od razletanja tocila i sistemi zaštite na brusilicama

U prostoru oko radnog vretena brusilice za projektanta se postavlja uvek akutno pitanje sa stanovišta zaštite, kako obezbediti radnike od iznenadnog loma i razletanja tocila, s obzirom da je u pitanju alat vrlo krte i nehomogene strukture i da se radi sa vrlo velikim obimskim brzinama. Opasnost od loma postoji kao rezultat niza uzročnika: neuravnoteženost, nepravilno učvršćivanje, neodgovarajuća primena, udari, vibracije, unutrašnje naprsline u tocilu kao posledica nepravilne manipulacije pri transportu i skladištenju itd.

Da bi se predupredile teške posledice koje nastaju pri razletanju polomljenog tocila, na brusilicama se kao direktni sistem zaštite ugrađuje zaštitno ogradjivanje zone oko tocila, sa elementima od čeličnog lima dovoljne jačine, kako bi se sprečilo eventualno razletanje komadića tocila.

Kao vid indirektna zaštite na ovim mašinama se koristi dinamički uređjaj za balansiranje, koji se neposredno ugrađuje na radno vreteno mašine, sa zadatkom da za vreme rada vrši uravnotežavanje obrtnih delova, a samim tim spreči lom tocila usled pojave vibracija zbog neu-

AM.16.8

ravnoteženosti obrtnih masa [4].

3.2.4. Opasnosti i sistemi zaštite u prostoru oko pritiskivača presa

Pri radu na mehaničkim presama prisutne su trajne i povremene opasnosti u zoni ispod pritiskivača prese. Trajne opasnosti se manifestuju pri kretanju pritiskivača u radnom hodu naniže, a javljaju se pri ručnom umetanju materijala, vadjenju gotovih komada, ispravljanju položaja materijala koji je nepravilno postavljen i usled nesmotrenih pokreta radnika.

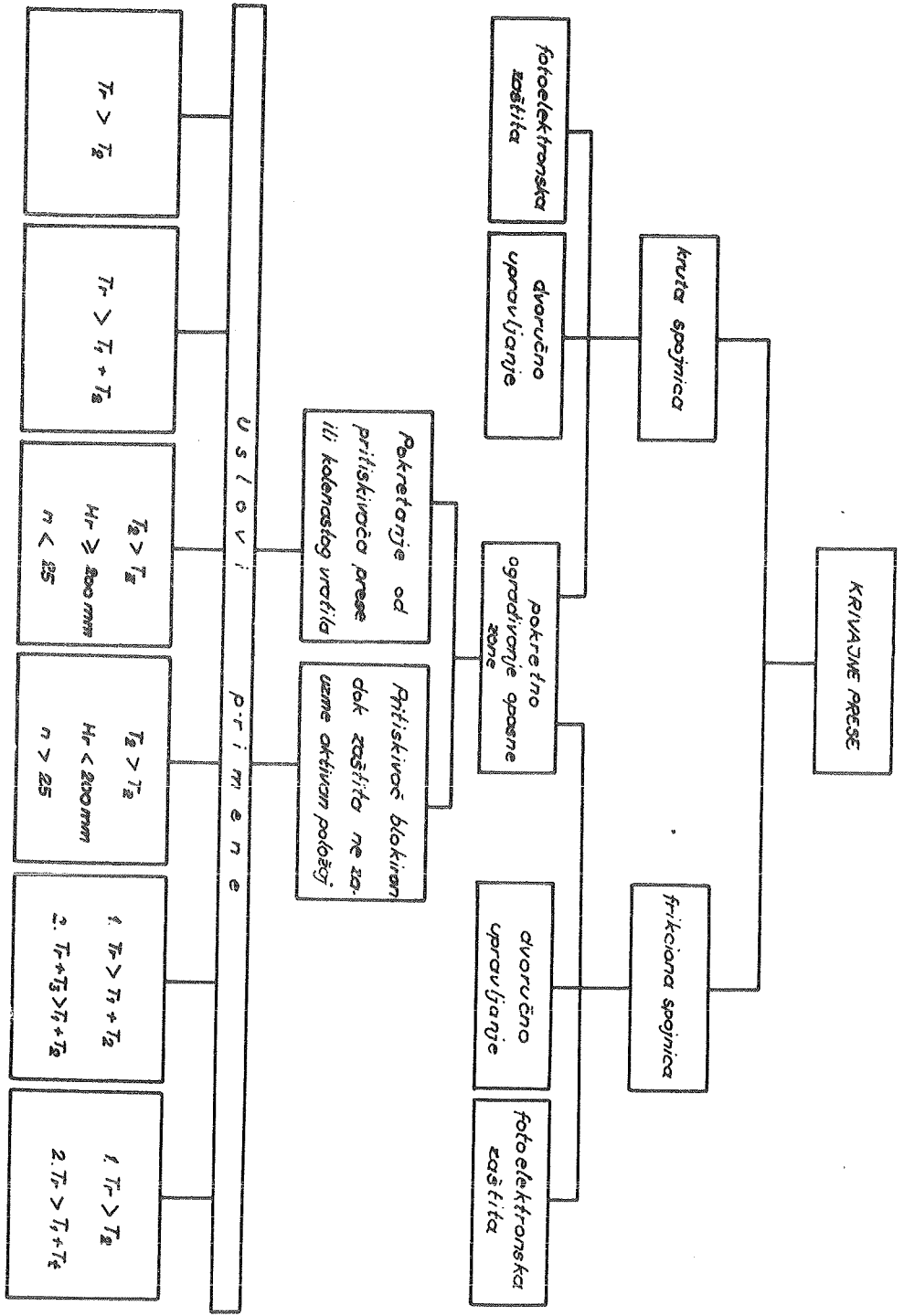
Povremene opasnosti u zoni ispod pritiskivača prese se javljaju kao rezultat iznenadnog hoda pritiskivača, usled kvara, loma, samokočenja u elementima za vodjenje, preopterećenja i sličnih razloga. Zaštita od ove vrste opasnosti u principu se rešava na isti način kako je izloženo u poglavlju 3.2.2., odnosno preko uređaja sigurnosti, pneumatskih uravnoteživača pritiskivača i sličnih uređaja.

Medjutim, daleko složeniji problemi se javljaju kod izbora sistema zaštite od upada ruke ispod pritiskivača prese. Osnovna sistematska rešenja koja se na presama mogu da koriste su sledeća:

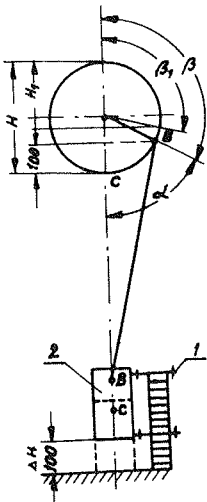
- (i) uključivanje pritiskivača prese posredstvom dvoručnog komandovanja,
- (ii) nepokretni i pokretni sistemi zaštitnog ogradjivanja zone obrade oko pritiskivača prese,
- (iii) fotoelektronski zaštitni sistemi, koji stvaraju svetlosnu zavesu oko opasne zone ispod pritiskivača prese, i
- (iv) mehanizovan dovod materijala i odvod gotovih komada kao sistem kompleksne zaštite na presama.

Orijentacioni uslovi za primenu pojedinih sistema zaštite na krivajnim presama dati su šematski na slici 5 gde je:

- T_1 - vreme potrebno za uključivanje prese posle aktiviranja komandi za rad,
- T_2 - vreme potrebno za spuštanje pritiskivača prese iz gornjeg položaja do zazora opasnosti $dH = 100$ mm (slika 6),
- T_3 - dopunsko vreme za aktiviranje komandi kako bi se duže zadržale ruke radnika van opasne zone,
- T_r - vreme potrebno za pomeranje ruke radnika od mesta gde se nalaze komande za uključivanje pritiskivača do prostora opasne zone,
- T_t - vreme kočionog puta pritiskivača prese, i



Slika 5



Slika 6

T_z - vreme potrebno da zaštitna rešetka, pozicija 1 na slici 6, zauzme svoj zaštitni položaj.

4. Prateće opasnosti koje proističu iz procesa obrade na mašinama za obradu rezanjem i odgovarajući sistemi zaštite

Prateće opasnosti su specifične prirode za svaku mašinu i rezultat su fizičko-hemijskih pojava koje se manifestuju u procesu obrade. U ovom radu se tretiraju samo karakteristične pojave koje prate obradu metala rezanjem, odnosno opasnosti od razletanja strugotine, od pojava metalne prašine, buke i vibracija. Specifičnosti ovih opasnosti su što mogu da izazovu ne samo povrede mehaničke prirode već i niz profesionalnih oboljenja kod radnika.

Posebno razletanje strugotine kao pojava je izvor brojnih opasnosti ukoliko je radnik izložen njenom dejstvu. Ove opasnosti se manifestuju različito zavisno od vrste strugotine. Iz teorije rezanja poznate su tri vrste strugotine, trakasta, rezana i kidana. Pri rešavanju problema zaštite na pojedinim mašinama neophodno je da se jasnije razgraniče područja između pojedinih vrsta strugotine.

Zapreminski koeficijent strugotine dat kao odnos

$$K_V = \frac{V_{str}}{V_{mat}},$$

gde je: V_{str} - zapremina određene težine skinute strugotine,

V_{mat} - zapremina materijala predviđena za skidanje rezanjem,

može da posluži kao pogodan pokazatelj za procenu stepena krupnoće strugotine i bude projektantu jedan od polaznih podataka pri izboru sistema zaštite od razletanja strugotine. U tom pogledu može da posluži i tabela 1, koja je sastavljena na osnovu podataka Vulfa [5] i sopstvenih rezultata pri merenju strugotine od čeličnih materijala.

4.1. Opasnosti od trakaste strugotine i sistemi za njeno lomljenje

Poznato je da se kao prateća pojava procesa rezanja, obrazuje trakasta strugotina u slučajevima kada se na strugu obrađuju žilavi materijali pri velikim brzinama rezanja i odgovarajućim grudnim uglom no-

Tabela 1.

Oblici strugotine	K_V
Prava trakasta strugotina	300 - 400
Zamršena trakasta strugotina	100 - 300
Komadići rezane strugotine u obliku:	
cilindrične spirale	60 - 100
konične spirale	40 - 60
Kratki trakasti komadići	20 - 40
Pljosnati komadići	10 - 20
Elementi kidane strugotine:	
medjusobno vezani	5 - 10
medjusobno iskidani	1 - 5

ža. Trakasta strugotina se u vidu beskonačne spirale obmotava oko alata i predmeta obrade i na taj način predstavlja direktnu opasnost za radnika, ometa normalno vršenje operacija obrade te zahteva zaustavljanje mašine radi njenog odstranjivanja i konačno ovakva strugotina nije pogodna i za transportovanje.

Efikasan način zaštite od trakaste strugotine pretpostavlja stvaranje uslova za njeno automatsko lomljenje u toku procesa obrade. Postoje više sistema za lomljenje trakaste strugotine neposredno posle njenog obrazovanja, međjutim, svi oni baziraju na tri osnovna principa dejstva:

- (i) Kinematički princip lomljenja trakaste strugotine koristi efekte promene pravca kretanja, odnosno skretanje strugotine u onom pravcu koji izaziva njeno lomljenje na manje komadiće. Jednostavna rešenja obično su u vidu umetanja ispupčenja ili izrada udubljenja na grudnoj površini noža. Efikasno dejstvo ovih sistema ostvaruje se samo pod izvesnim uslovima, odnosno sa određenim režimima rezanja. Ovi uslovi utvrđuju se laboratorijskim istraživanjima, a u literaturi postoje podaci za konstrukcijska rešenja koja daju dobre rezultate [6].
- (ii) Dinamički princip lomljenja trakaste strugotine zasniva se na dejstvu inercijalnih sila pri udaru strugotine na pregradni element, koji se postavlja u vidu barijere ispred strugotine. Ovaj sistem je efikasniji od prethodnog, a njegova primena manje

zavisi od geometrije alata i režima rezanja.

- (iii) Vibracioni princip podrazumeva korišćenje izazvanih vibracija za lomljenje trakaste strugotine, posredstvom specijalnog uređaja.

4.2. Opasnosti i sistemi zaštite od razletanja rezane strugotine

Jedan od najčešćih oblika povreda na radu na mašinama za obradu metala rezanjem su povrede ruke, lica i oči radnika, od delova rezane strugotine, koja se sa priličnom kinetičkom energijom razleće u zoni obrade. Ova vrsta povreda čini 35% svih povreda u radionicama mehaničke obrade, a kod nekih vrsta mašina, kao što su strugovi, ovaj procenat je i veći.

Za zaštitu radnika od razletanja rezane strugotine, koriste se kako parcijalni tako i kompleksni sistemi zaštite. Parcijalni sistemi zaštitnog ogradjivanja obuhvataju samo zonu rezanja, dok kompleksni sistemi zaštitnog ogradjivanja se prostiru na čitavu zonu obrade i postavljaju zaštitu od svih pratećih opasnosti koje proističu iz procesa rezanja. Opšta klasifikacija ovih sistema zaštite podrobno je obrazložena u radovima [2] i [3].

Nagomilavanje velike količine rezane strugotine u zoni obrade predstavlja takodje poseban problem i veliku opasnost za radnika ukoliko se njeno čišćenje vrši ručno za vreme rada mašine. Zbog toga u ovu grupaciju problema spada i projektovanje sistema za mehanizovano odvođenje strugotine i njeno transportovanje iz zone obrade do mesta skladištenja. Kod poluautomatskih i automatskih mašina je opravdana primena za ove svrhe zavojnih, vibracionih i impulsnih transportera.

4.3. Opasnosti i sistemi zaštite od razletanja kidane strugotine i metalne prašine

Ukoliko na mašinama za obradu metala rezanjem preovladava obrada krutih materijala, u sklopu procesa rezanja prisutne su opasnosti od razletanja kidane strugotine i pojave metalne prašine. Zavisno od vrste materijala prašina može da ima kako škodljivo tako i toksično dejstvo na disajne organe radnika. U uslovima suvog brušenja ili poliranja naročito je akutan problem pojava metalne, abrazivne i tekstilne prašine.

U svim ovim nabrojanim slučajevima kao efikasan sistem zaštite koris-

ti se pneumatsko isisavanje, odnosno automatsko odvodjenje kidane strugotine i industrijske prašine iz zone obrade posredstvom parcijalnih i centralnih instalacija.

Uspešno oblikovanje usisnih i odvodnih elemenata ovih sistema pretpostavlja poznavanje mehanizma razletanja kidane strugotine odnosno strujanje metalnih čestica. Treba napomenuti da ovi problemi teorijski i praktično nisu dovoljno izučeni.

4.4. Opasnosti od buke pri obradi materijala

Nastajanje buke kod alatnih mašina vezano je za rad prenosnih mehanizama mašine ili pak proističe iz samog procesa obrade. U ovom slučaju se posebno insistira na pojavu buke usled rada radnih organa mašine, odnosno iz procesa rezanja. Pri ovome je posebno akutan problem pojave buke u odelenjima u kojima rade revolverski automati sa šipkastim materijalom. Štetne posledice buke po zdravlje radnika i njegovu radnu sposobnost su danas potpuno evidentne [7].

Dosadašnja iskustva sa ovog područja ukazuju, da se problem buke treba paralelno da rešava kako preko sistema za eliminisanje nastajanja buke u samoj mašini, tako i preko sistema da se spreči širenje buke u sklopu proizvodnog prostora u celini. Prema tome, za uspešno rešavanje ovog problema pretpostavlja se primena kompleksnih sistema zaštite.

4.5. Opasnosti od potresa i vibracija pri obradi materijala

Potresi i vibracije su prateća pojava nekih procesa obrade materijala. Ova pojava se štetno odražava na ljudski organizam, a posebno je akutna u kovačnicama, gde su kod radnika ove delatnosti evidentirana mnoga profesionalna oboljenja. U ovakvim pogonima potrebna su svestrana izučavanja problema i primena kompleksnih sistema zaštite.

Pojava vibracija, analiza materijala i konstrukcijskih oblika podmetača u cilju izolacije uticaja vibracija na rad alatne mašine podrobno je razradjena u radu [8]. Medjutim, kako se ovaj problem sagledava samo sa stanovišta tačnosti rada mašine i kvaliteta obrade, neophodno je da se ukaže da se isti tretira i sa aspekta zaštite pri projektovanju alatne mašine, kako bi se postigla optimalna rešenja.

5. Opasnosti vezane za energetska napajanje alatnih mašina

Energetski izvori i instalacije za napajanje predstavljaju posebnu kategoriju opasnosti za radnike koji obslužuju mašine. Poznato je da energetska napajanja alatnih mašina može da bude preko električne struje, pare, komprimiranog vazduha i tečnosti visokog pritiska. Najčešći vid opasnosti koje se na ovom području javljaju su udar od električne struje, mogućnost eksplozije kod instalacija pod pritiskom i slično.

Osnovni zadaci konstruktora pri projektovanju instalacija za energetska napajanja mašina su: da koriste kompleksne sisteme zaštite, da njihovo izvodjenje uskladi sa važećim propisima; da pored korišćenja uređaja sigurnosti budu predviđena i sredstva za upozorenje radnika na opasnost u vidu vizuelne ili zvučne signalizacije, odnosno da se odredi mesto za oznake i simbole koji propisuju bezbedan način rada.

6. Literatura

- [1] B.Mitić, Opasne zone na alatnim mašinama kao izvor opasnosti pri obradi materijala, Mašinstvo 1968 br. 6, Beograd
- [2] B.Mitić, Jedan predlog za određivanje koeficijenta izolacije opasnosti pri obradi materijala, Zbornik IV savetovanja 1968, 10-1, Sarajevo
- [3] B.Mitić, Koeficijent izolacije opasnosti kao pokazatelj uslova rada pri obradi materijala na alatnim mašinama, Mašinstvo 1968, br. 11, Beograd
- [4] N.S.Ačerkan i dr., Metalorezušćie stanki, tom 2 str. 181 do 199, Mašinostroenie 1965, Moskva
- [5] A.M.Vulf, Rezanje metalov, str. 83, Mašgiz 1963, Moskva
- [6] I.I.Semenčenko i dr., Proektirovanie metalorezušćih instrumentov, str. 159 do 167, Mašgiz 1963, Moskva
- [7] D.Henich, O problemima mjerenja i ocenjivanja alatnih strojeva sa stanovišta proizvedene buke, Zbornik II savetovanja 1966, 13-1, Zagreb
- [8] B.Gligorić, Neki problemi utemeljenja alatnih mašina, Zbornik II savetovanja 1966, 12-1, Zagreb
- [9] Z.Smolčić-Žerdik, Neki noviji plastični materijali i njihova primjena u strojarstvu, Zbornik II savetovanja 1966, 24-1, Zagreb

B. M i t t i ć

Die Problemen beim Schutzsystemprojektierung von Werkzeugmaschinen

Die Anwesenheit von Schutzsystem bei Werkzeugmaschinen beeinflusst in Regel negativ auf einige Effekte, bzw. vermindert den Arbeitsbereich und Leistung von Werkzeugmaschinen, Deswegen in dieser Arbeit wird die Meinung vertreten, dass die Schutzsysteme der Werkzeugmaschine gleichzeitig bei der Konstruktion der Maschine behandelt wird, das heisst im Zeitlaufe der Konstruktion und Prototypherstellung von Werkzeugmaschinen. Die folgende Voraussetzung ist, dass die kritische Gebiete von Schutzsystem festgestellt werden müssen, bei denen Konstrukteur sich unentberlich beteiligen muss, damit das Schutzsystem organische Einheit mit allgemeiner Disposition von Werkzeugmaschinen wird. In dieser Arbeit wird durch Gefahrkategorisation und Schutzsystemklassifikation auf die Möglichkeit der besten Lösung des Schutzsystems von Werkzeugmaschinen hingewiesen.

V. Šolaja, B. Gligorić x)

ISTRAŽIVANJE NERAVNOMERNOSTI SPORE TRANSLACIJE xx)

1. Uvod

Ranije je zapaženo da pri sporim translatorskim kretanjima frikcijskih parova može da nastupi neravnomerno-prekidno kretanje u vidu vibracija i podrhtavanja elastičnih elemenata. Radni uslovi otežavaju formiranje nosećeg filma maziva, te je trenje na kontaktnim površinama suvo ili polusuvo. Ovo omogućuje pretpostavku da je podrhtavanje klizača uslovljeno pojavama na tarnim površinama, pri elastičnom pogonskom mehanizmu.

Kretni sklopovi alatnih mašina (klizači, stolovi) pri kliženju po vodjicama nalaze se, usled veoma sporih brzina reda 1 - 1000 mm/min, a bez dovodjenja maziva pri povišenom pritisku (hidrostatičke vodjice), pod režimom suvog i graničnog trenja. Sem toga je prisutno prljanje tarnih površina abrazivnim sredstvima i tečnošću za hladjenje, što udruženo sa prekidanjem rada i promenom smera kretanja dovodi do izvanredno otežanih mogućnosti za tečno podmazivanje.

Pri prelazu od mirovanja u kretanje naglo pada koeficijent trenja, a u zavisnosti od trajanja zastoja znatno se menja i statički koeficijent trenja. Kao neposredna posledica ovih uticaja kretanje klizača je neravnomerno, sa prekidima, usled čega se smanjuje tačnost pomeranja i pozicioniranja radnih organa mašine, pogoršava kvalitet obrade i povećava dinamička nestabilnost obradnog sistema. Pritom je periodično

x) Vladimir B. Šolaja, dipl.ing., vanr.profesor Mašinskog fakulteta, direktor Instituta za alatne mašine i alate, Beograd
Branko L. Gligorić, mgr.ing., asistent Mašinskog fakulteta, saradnik Instituta za alatne mašine i alate, Beograd

xx) U napisu se iznosi sažet kritički pregled problema i prikaz stanja u istraživanju neravnomernosti sporih kretanja, sa ukazivanjem na doprinos ostvaren u Institutu za alatne mašine i alate, Beograd, u višegodišnjem istraživačkom programu u čijem su finansiranju učestvovali Savezni i Republički fond za finansiranje naučnih delatnosti i Fabrika "Ivo-Lola Ribar", Železnik

prekiđno kretanje karakterisano sa dva perioda - zastojeom i skokom (stick-slip, Haften-Gleiten, skačkoobraznoe dviženie).

Tekuće pooštravanje zahteva na kvalitet obrade uslovljava povišenje učina svih respektivnih faktora, uključujući i tačnost pomeranja. Ovo, međjutim, postaje kritično pri uvodjenju automatizacije i programskog upravljanja, pošto nije moguće veštinom operatora eliminisati štetno dejstvo podrhtavanja. Potiskivanje ili eliminacija neravnomernosti kretanja zahteva pritom dublje poznavanje uzroka i prirode fenomena, što je dovelo do niza istraživanja za poslednjih dvadesetak godina.

U sledećem odeljku se daje sažet pregled dosadašnjih istraživanja uključujući i doprinos Instituta za alatne mašine i alate, dok se u naredna dva odeljka iznosi kratak prikaz nekih specifičnih dostignuća teorijske analize, kao i eksperimentalne tehnike i verifikacije u Institutu. U zaključcima se, pored ostalog, ukazuje na potrebu dalje praktične eksploatacije ostvarenog domaćeg znanja i iskustva u ovoj oblasti.

2. Dosadašnja istraživanja

Pojava frikcijskih samopobudnih vibracija privlači pažnju niza istraživača, pretežno fizičara, i u njihovim se radovima [1]-[4] teorijski analizira suština fenomena, uzroci nastajanja, problem nestabilnosti, veličina granične (kritične) brzine i na eksperimentalnim se modelima verifikuju rezultati. Objavljen je, ipak, samo manji broj informacija o primeni predloženih i eksperimentalno proverenih teorija na rešavanje praktičnih problema mašinstva.

El'yasberg [5] je sa osnovom na mnogobrojnim izvedenim opitima pri kretanju klizača po vodjicama alatnih mašina prvi razvio proračun kritične brzine. Predloženi izraz respektuje prigušenje u sistemu, ali ne obuhvata uticaj vremena zastoja klizača na statičku silu trenja, već samo linearno iskazanu zavisnost kinetičke sile trenja od brzine pogona; sem toga sadrži velik broj empirijskih konstanti koje valja utvrditi eksperimentalno, što bitno sužava njegovu praktičnu primenljivost.

Dalji doprinos predstavljaju istraživanja koja su izveli Puš i drugi [6], [7], zatim Ehrlenspiel [8] i Schmidt [9]: u neravnomernosti kretanja klizača bitna je uloga statičkih i kinetičkih frikcijskih karakteristika, iskazana zavisnošću statičke sile trenja od vremena zasto-

ja i kinetičke od brzine klizanja, kao i od elastičnosti pogonskog prenosnika. Pri proračunu kritične brzine, a za razliku od Ehrlen-spiel-a, Puš i Schmidt uzimaju u obzir prigušenje pogona. Statičke i kinetičke funkcijske karakteristike zavise, inače, od niza uticajnih faktora: od vrste materijala frikcijskog para, načina i kvaliteta površinske obrade, normalnog pritiska, vrste maziva, obrazovanja sloja maziva, oksida i adsorbovanih filmova, temperature, od dimenzije kontakta i sl. Delovanjem na neke moguće je da se utiče na režim podrhtavanja.

Varirajući vrstu maziva i tarne parove (materijal i kvalitet obrade), Schmidt [9] tvrdi da kritična brzina V_k linearno zavisi od specifičnog pritiska. Pritom je način određivanja tzv. srednjeg koeficijenta trenja iz oscilograma elastične sile pri podrhtavanju principski pogrešan, jer je u elastičnoj sili sadržana pored sile trenja i inercijska sila. Ovaj oscilogram omogućuje, međutim, određivanje potencijalne energije, što je ranije ustanovio i Lomakin [2].

Bell i Burdekin [10] ocenjuju neke dotadašnje radove i koriste ispitnu instalaciju pri istovremenom merenju brzine, ubrzanja i vučne sile (sile trenja). Pri varijaciji opterećenja, vrste obrade i maziva (obična mineralna i s polarizovanim aditivima) ispitivan je kinetički koeficijent trenja u funkciji brzine kliženja. Teorijska je analiza, međutim, na nivou opšte poznatih relacija Mehanike, a nije očigledna povezanost izvedenih i izmerenih veličina.

Na osnovu eksperimentalnog programa ispitivanja uticaja materijala taranih parova i vrste maziva na podrhtavanje klizača pri malim brzinama (0,8 - 1200 mm/min), Lurie i Ošer [11], [12] su predložili specijalno mazivo VNII NP-401 koje obezbeđuje ravnomernost kretanja u širokom opsegu brzina.

Radovi u Institutu za alatne mašine i alate inicirani su potrebom da se reši konkretan zadatak u pogledu smanjenja ili eliminisanja podrhtavanja radnih stolova teških horizontalnih bušilica proizvodnje "Ivo-Lola Ribar" (ILR) - Železnik. Iako su ispitivanja, izvedena na samim mašinama pri variranju vrste maziva, specifičnog pritiska, kvaliteta površina i drugih faktora dala pozitivne praktične rezultate, intervencija društvenih fondova je omogućila kompletnije familijarizovanje sa problematikom, dublju teorijsku analizu i razvoj eksperimentalne modelske tehnike. Četverogodišnja istraživanja su kao glavni rezultat dovela do postupka za određivanje kritične brzine pogona V_k [13],

[14], pri čemu je u funkciji brzine bila linearizovana kinetička sila trenja. Pritom je u cilju određivanja razvoja uticaja pojedinih parametara sistema (masa klizača, krutost pogona, degradijent kinetičkog trenja, koeficijent prigušenja) bila primenjena teorija osetljivosti formiranjem tzv. anvelopa osetljivosti. Redosledno su pritom istraživanja dovela do parcijalnih rezultata prema narednom izlaganju.

Povezujući problem habanja kliznih vodjica sa neravnomernošću kretanja, predložena je [15] analogna blok šema za rešenje nelinearnog problema na elektronskom računaru i dati su karakteristični dijagrami pri $V \cong V_k$.

Prvi rezultati modelskog ispitivanja na opisanom probnom stolu sopsstvene konstrukcije su dati pri teorijski uprošćenom problemu, i uz zanemarenje prigušenja pogona [16], dok su u prvom internom dokumentu Instituta [17] razradjene teorijske osnove, uglavnom prema [6] i [7]. Potom je obradjeno [18]: (i) pojava relaksacijskih frikcijskih vibracija sa određivanjem kritične brzine i simulacijom na analognom računaru, (ii) studija relevantnih karakteristika horizontalnih bušilica proizvodnje ILR, (iii) primena dimenzijske analize na ispitivanje prenosnika za pomoćno kretanje bušilica ILR, i (iv) rezultati ispitivanja nejednolikosti uzdužnog i poprečnog kretanja radnih stolova bušilica ILR.

Uz posvećivanje posebne pažnje baždarenju mernog instrumentarijuma za određivanje sile trenja i zakona puta, i uz iznošenje odgovarajuće teorije, detaljno su interpretirani rezultati izvedenog eksperimentalnog (modelskog) programa ispitivanja neravnomernosti kretanja klizača na probnom stolu [19].

Kompleks pojava na kliznim površinama obradjen je u narednom internom dokumentu Instituta [20]: (i) simulacija fizičkog modela probnog stola na analognom računaru, pri čemu je matematski model bio povezan sa realnim parametrima sistema (krutost, masa klizača, karakteristike kinetičkog trenja i prigušenje), (ii) uopštavanje ispitivanja frikcijskih vibracija klizača na beskrajnoj traci sa gledišta stabilnosti (tretiranje u tzv. faznoj ravni), (iii) rezultati eksperimentalnih ispitivanja koeficijenta trenja pri kliženju u zavisnosti od trajanja zastoja, brzine, parova trenja, vrste maziva i dr., pri čemu su korišćenjem metode najmanjih kvadrata dobijene empirijske formule za $\mu_0(t_2)$ i $\mu(V)$, (iv) analiza stvarne primenljivosti malih brzina pomoćnog kretanja u horizontalnim bušilicama, i (v) metodologija određivanja

redukovane krutosti pogonskog mehanizma za ostvarenje pomoćnog kretanja stolova horizontalnih bušilica ILR.

U poslednjem internom dokumentu Instituta [21] su u zaokruženom vidu prikazane metode i neki karakteristični rezultati ispitivanja neravnomernosti spore translacije.

Iako je problematika neravnomernosti spornih kretanja predmet tekućeg izučavanja (samo primera radi, [22], [23]), čini se da izloženo omogućuje kvalitativnu uporednu ocenu značaja originalnog novog znanja kreiranog u Institutu. U cilju bliže ilustracije dosada ostvarenog, u naredna dva odeljka se daje kondenzovan selekcionisani prikaz teorijske analize (predloženi matematski model, elektromehanička analogija relaksacijskih vibracija i odredjivanje kritične brzine pogona) i eksperimentalnih zahvata.

3. Teorijska analiza

Kretanje klizača po vodjicama [20] se može predstaviti sa

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + b_1 \left[\frac{dx}{dt} - (V + V) \right] + k \left[x - (s_0 + Vt) \right] + F_k = 0, \quad (1)$$

gde je prvi član inercijalna sila, drugi sila viskozno prigušenja pogona, treći elastična sila pogona i četvrti sila kinetičkog trenja.

Pre početka kretanja deformacija elastičnog sistema odgovara veličini prethodnog pomeranja pogona ($s_0 = Vt_0$), čemu odgovara statička ravnoteža u početku skoka

$$b_1 V + ks_0 = F_s(t_2), \quad (2)$$

gde je $F_s(t_2)$ = statička sila trenja zavisna od prethodnog zastoja t_2 koji je uslovljen vrstom i stanjem frikcijskog kontakta.

Za svaki frikcijski par se eksperimentalno odredjuju sile $F_s(t_2)$ i F_k , pri čemu je u opštem slučaju kinetička sila trenja neka nelinearna funkcija brzine $F_k(\dot{x})$. Za praktične potrebe i male brzine pogona može se, međjutim, izvršiti linearizacija kinetičke sile,

$$F_k = F_0 - b_2 \dot{x}, \quad (3)$$

gde je F_0 = statička sila trenja pri $\dot{x} \rightarrow 0$ i $t_2 \rightarrow 0$, b_2 = gradijent promene kinetičke sile sa brzinom.

Trenutna brzina klizača je prema tome

$$\dot{x}(t) = v + e^{-\delta t} \left[-v \cos \omega t + \left(-\frac{v\delta}{\omega} + \Delta F \frac{1}{m\omega} \right) \sin \omega t \right], \quad (4)$$

gde je

$$\Delta F(t_2) = F_s(t_2) - F_0, \quad (5)$$

pri čemu su za određeni skup parametara i brzinu v , t_2 i ΔF stalni.

Za određeni skup parametara sistema uvedene su, koristeći izraz (4) za $\dot{x}(t)$, tzv. funkcije osetljivosti [13], [14], [19], što omogućuje da se menjanjem parametara koji imaju najizraženije funkcije osetljivosti ostvare željene performanse nove mašine u fazi njenog konstruisanja, uz istovremeno isticanje parametara kojima u eksploataciji valja posvetiti veću pažnju.

Na osnovu analogije mehaničkih i električnih veličina koja je mogućna u slučaju frikcijskih vibracija s prekidima, sastavljena je prema podacima iz Tablice 1 ekvivalentna električna šema (slika 1), i to za

Tablica 1 Elektromehanička analogija

Mehaničke veličine		Električne veličine	
$v = \text{const.}$	Brzina pogona	$I = \text{const.}$	Struja punjena
$\dot{x}(t)$	Brzina klizača	$i(t)$	Struja pražnjenja
$F_s(t_2)$	Statička sila trenja	$U_s(t_2)$	Napon generatora
$\Delta F(t_2)$	Pad statičke sile trenja u početku kretanja	$\Delta U(t_2)$	Pad napona u početku pražnjenja
b_1	Koeficijent vizkoznog prigušivača	R_1	Omovski elektrokinetički otpor
b_2	Degradijent kinetičke sile trenja	R_2	Omovski elektrokinetički otpor
k	Krutost pogona	$1/c$	Recipročni kapacitet kondenzat,
m	Masa klizača	L	Koeficijent samoindukcije
$s_0 = vt_0$	Početna deformacija opruge	$q_0 = It_0$	Početna količina elektriciteta

dve faze kretanja: (i) položaj prekidača, prema slici 1a, odgovara akumulisanju potencijalne energije u opruzi pre pokretanja klizača, i (ii) položaj, prema slici 1b, odgovara skoku klizača i odavanju prethodno akumulisane potencijalne energije.

Dinamičke jednačine ravnoteže električnog i mehaničkog sistema su (prva faza)

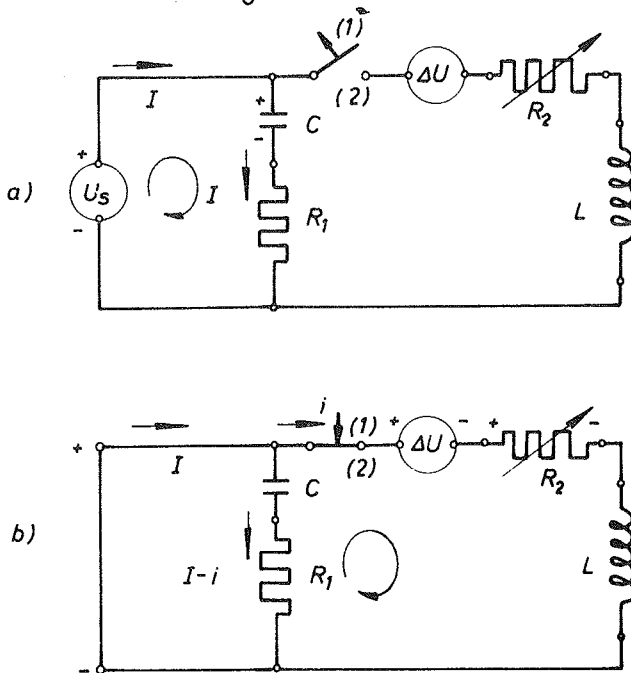
$$\frac{1}{c} \int_0^{t_0} I dt + R_1 I = U_s, \quad (6)$$

$$k \int_0^{t_0} V dt + b_1 V = F_B, \quad (7)$$

dok se po isteku vremena t_0 , kada elastična sila u opruzi dostigne vrednost neophodnu za savladjivanje sile trenja, prekidač zatvara, te su jednačine druge faze

$$L \frac{di}{dt} - R_1(I - i) - \frac{1}{c} \int_0^{t_1} (I - i) dt - (\Delta U_x + R_2 i) = 0, \quad (8)$$

$$m \frac{d\dot{x}}{dt} - b_1(V - \dot{x}) - k \int_0^{t_1} (V - \dot{x}) dt - (\Delta F_x + b_2 \dot{x}) = 0. \quad (9)$$



Sl. 1. Ekvivalentna električna šema prekidnog neravnomernog kretanja klizača
 a) I faza punjenje kondenzatora (akumulacija potencijalne energije)
 b) II faza pražnjenje kondenzatora (odavanje potencijalne energije)

Prema tome su električne jednačine (6) i (8) u potpunosti ekvivalentne mehaničkim (7) i (9), dok su, opet, (7) i (9) identične sa (2) i (1), što znači da na osnovi ekvivalencije matematskih izraza mehanič-

ki modeli mogu biti zamenjeni električnim.

Određjivanje kritične brzine V_k kao kriterija granične stabilnosti sistema moguće je teorijsko-analitički [14], [18] i simulacijom na analognom računaru [15].

V_k se na prvi način utvrđuje po sledećem redosledu:

- određuju se osnovni parametri sistema, masa m , krutost k , koeficijenti b_1 i b_2 ,

- izračunavaju se izvedene veličine: $\omega_0^2 = \frac{k}{m}$, $\delta = \frac{b_1 - b_2}{2m}$,
 $\omega^2 = \omega_0^2 - \delta^2$, $\frac{\delta}{\omega}$,

- formiraju se pomoćne funkcije

$$\exp \delta t_1 \left[\cos \omega t_1 - \frac{\delta t_1}{\omega} \sin \omega t_1 \right] = 1, \quad (10)$$

$$\phi\left(\frac{\delta}{\omega}\right) = - \exp \delta t \sin \omega t. \quad (11)$$

Jednačina (10) se rešava grafo-analitički, te je pomoću dobijenog grafikona moguće formirati funkciju (11) koja ima opšti karakter i ne zavisi od parametara sistema. Prema tome, za dato prigušenje $\frac{\delta}{\omega}$ dobija se funkcija ϕ , te se izračunava $t_2 = \frac{b_1}{k} + \frac{\phi}{\omega}$, a potom $\Delta F(t_2)$. Naposletku se kritična brzina dobija prema obrascu

$$V_k = \frac{\omega \Delta F}{k \phi}. \quad (12)$$

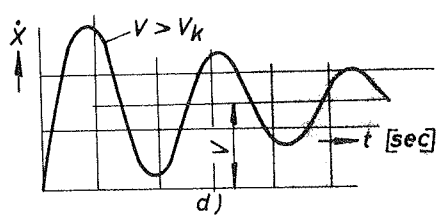
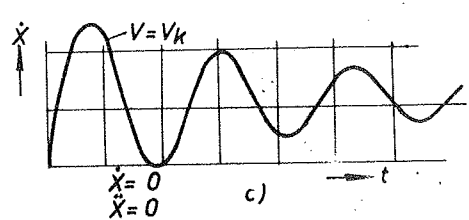
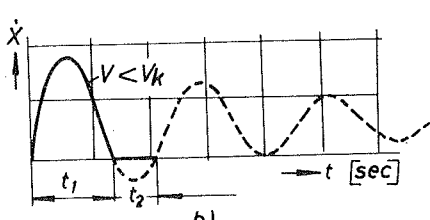
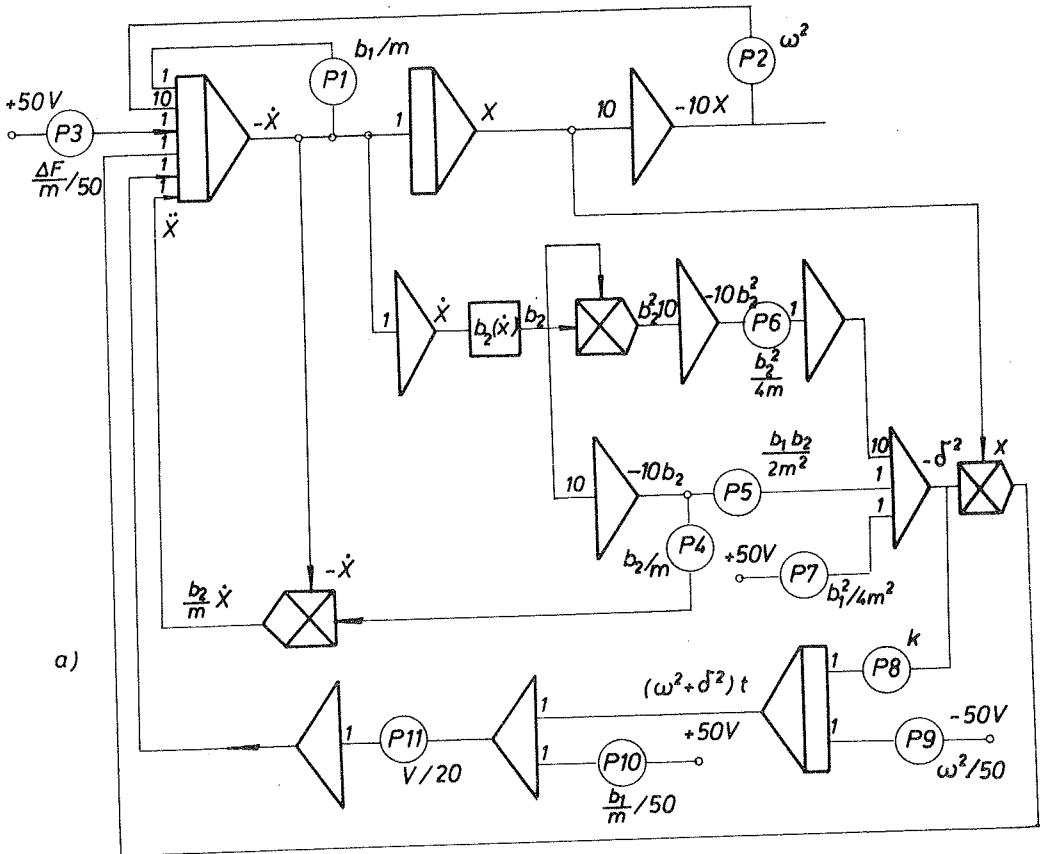
Pri određivanju V_k primenom analognog računara polazi se od matematskog modela u vidu nelinearne diferencijalne jednačine

$$\ddot{x} + 2\delta \dot{x} + (\omega^2 + \delta^2)x = V(\omega^2 + \delta^2)t + \frac{b_1 V}{m} + \frac{\Delta F}{m}, \quad (13)$$

gde je $b_2 = b_2(\dot{x})$ u članu $\delta = \frac{b_1 - b_2}{2m}$ nelinearna funkcija trenutne brzine.

Na osnovu matematskog modela (13) sastavljen je analogni model prikazan na slici 2a, dok su na slikama 2b, c i d data tri karakteristična rešenja za $\dot{x}(t)$ pri $V \cong V_k$.

Valja istaći da su najveće teškoće u određivanju kritične brzine uslovljene neodređjenošću koeficijenta δ koji zavisi od koeficijenata b_1 i b_2 ; pored toga, pre rešavanja nije poznata funkcija $\Delta F(t_2)$, koja kao pobuda zavisi od jednog parametra rešenja.



- $k = 18 \text{ kp/mm}$
- $m = 6 \text{ kps}^2/\text{m}$
- $\Delta F = 12 \text{ kp}$
- $b_2 = 0,156 \text{ [kps/mm]}$
- $b_1 = 0,208 \text{ [kps/mm]}$
- $\delta = 4,36 \text{ 1/sec}$
- $\omega = 54 \text{ 1/sec}$

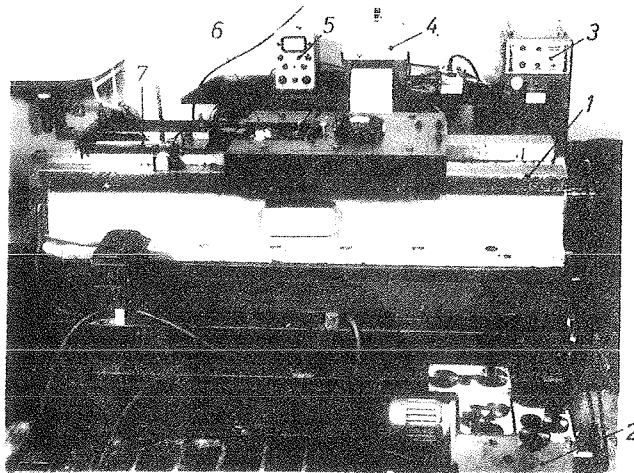
Sl. 2. Analogni šema za rešavanje nelinearnog matematičkog modela (13) na analognom računaru (a); grafik brzine $\dot{x}(t)$, b), c), d).

4. Eksperimentalna istraživanja

Neravnomerno kretanje pri malim brzinama pogona karakterisano je sledećim kinematskim parametrima: trajanje skoka t_1 i zastoja t_2 , period ciklusa $T = t_1 + t_2$, linearna veličina skoka Δx i maksimalna brzina pri skoku t_{max} .

Glavni uticajni faktori sistema od kojih suštinski zavisi ravnomernost kretanja klizača su: parovi trenja (vrsta materijala, mehanička i termička obrada), vrsta maziva (sastav, viskozitet, aditivi), krutost pogonskog prenosnika za kretanje klizača i površinski pritisak (masa klizača). Sa cijem da se ustanovi uticaj pojedinih faktora na ravnomernost kretanja potrebno je da probni sto omogući njihovo variranje i potpuno simuliranje.

Kao merne veličine u konstrukciji probnog stola razvijenog u Institutu (slika 3) su uzete: koeficijent statičkog trenja u zavisnosti od



Sl.3. Opšti izgled probnog stola za modelsko ispitivanje IAMA: 1 - jedinica vodjica s vodećim i vodjenim klizačem, 2 - pogonski prenosnik s elektromotorom, 3 - stabilizator napona, 4 - oscillograf Visicorder (Honeywell), 5 - merni most Hottinger KWS/T-5, 6 - tenzometrijski dinamometar IAMA, 7 - induktivni davač puta Hottinger W 50.

vremena zastoja $\mu_0(t)$, koeficijent kinetičkog trenja u zavisnosti od brzine $\mu(v)$ i veličina skoka Δx , a u izvedenom programu ispitivanja varirani su, pri različitim brzinama, sledeći faktori:

- | | |
|---|---------------|
| A - parovi trenja (A_1, A_2, \dots, A_{21}) | - 21 vrsta , |
| B - vrsta maziva (B_1, B_2, \dots, B_6) | - 6 vrsta , |
| C - krutost pogona (C_0, C_1, C_2, C_3) | - 4 vrste , i |
| D - površinski pritisak (D_1, D_2, D_3) | - 3 vrste . |

Glavne karakteristike probnog stola i mernog instrumentarijuma prema slici 3 su:

- pogonski asinhroni motor, $P_n = 0,25$ kW , $n = 1400$ o/min ,
- prenosnik zupčasto-lančani sa stupnjevitom promenom broja obrtaja,
- opseg brzina klizača 1 - 810 mm/min ,
- masa klizača $m = 20, 40, 80$ kg ,
- tenzometrijski dinamometri krutosti $k = 18, 58, 106$ i 210 kp/mm ,
- merne trake "Borac" - Beograd, $R = 120 \pm 0,5\%$,
- induktivni davač puta Hottinger W 50 sa hodom ± 50 mm ,
- merni most Hottinger KWS/T-5 , i
- oscilograf Visicorder (Honeywell), Mod.1406 5-7 LOJ, 220 V, 50 Hz.

Na postolje probnog stopa postavljena je tipska jedinica posmaka JVm 160 proizvodnje ILR (2), a na nju vodeći i vodjeni klizač.

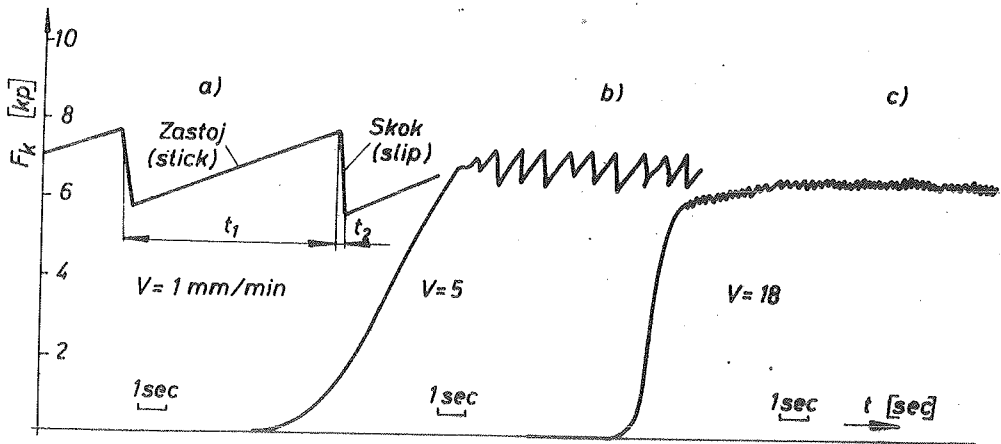
Preko lančanog prenosnika i zavojnog vretena ide pogon od reduktora na vodeći klizač, dok je pogon vodjenog (ispitivanog) klizača ostvaren posredstvom promenljivih tenzometrijskih dinamometara (6) na koje su zalepljene po četiri merne trake (merenje vučne sile, odnosno sile trenja).

U ispitivanju se koriste četiri izmenljiva gornja probna uzorka pravougaonog oblika (površina 5 cm^2) vezana za ispitivani klizač koji klize po dva donja podužna uzorka vezana za vodjice probnog stola. Za simuliranje opterećenja se na vodjeni klizač stavlja,ju promenljivi tegovi.

Za utvrđivanje zakona pomeranja klizača $x(t)$ služi induktivni davač puta (7), koji je priključen na merni most-pojačivač (5) i oscilograf (4); isti merni most služi i za merenje sile trenja.

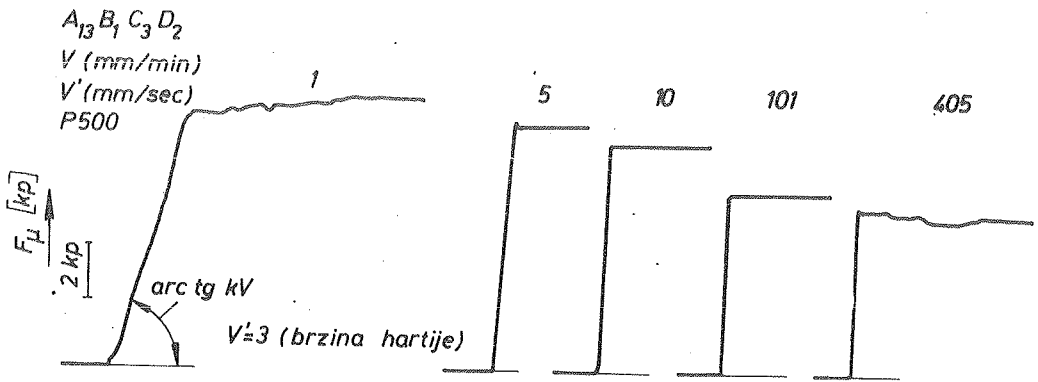
Ne ulazeći u kompletan repertoar izvedenih opita i u čitav niz napomena značajnih za njihovo besprekorno sprovođenje i za pouzdanu interpretaciju dobijenih zapisa i rezultata, prikazuju se na slici 4 oscilogrami promene elastične sile dinamometra $F_k(t)$ za tri brzine pogona V , pri jednom skupu parametara A, B, C i D. Kod malih brzina (1 i 5 mm/min) uočava se tipično prekidno (stick-slip) kretanje;

koje pri daljem povećanju brzine pogona prelazi u ravnomerno. U slučaju odviše male krutosti pogona ovo, međutim, obično dalje prelazi u harmonijsko kretanje.



Sl. 4. Oscilogrami elastične sile dinamometra $F_k(t)$ za različite vrednosti brzine pogona V i za skup parametara $A_4 B_6 C_0 D_2$.

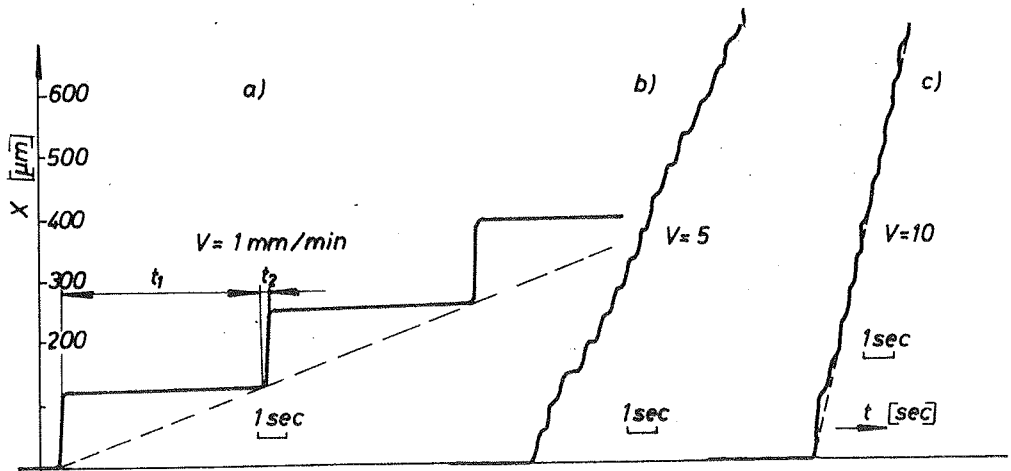
Pri povećanju samo krutosti (na primer, sa C_0 na C_3) pri svim ostalim nepromenjenim uslovima može da neravnomerno kretanje predje u ravnomerno. U tom slučaju, prema slici 5, oscilogram elastične sile pre-



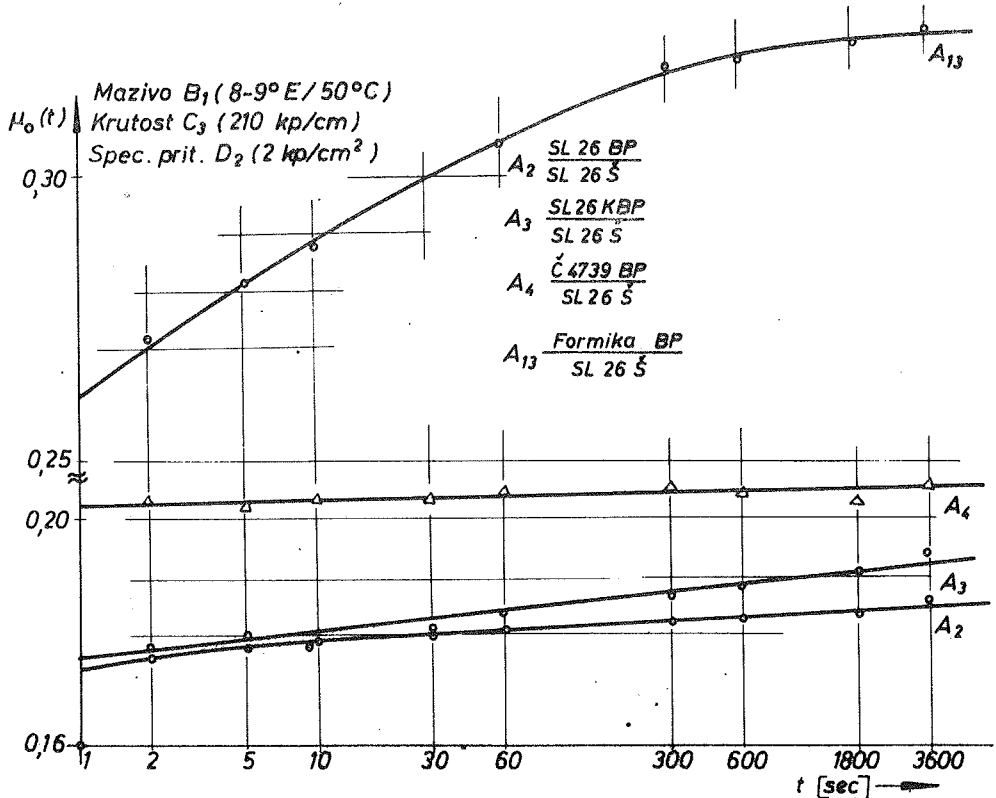
Sl. 5. Oscilogrami sile trenja za skup parametara $A_{13} B_1 C_3 D_2$.

dstavlja silu trenja F_{μ} , čime se izdvaja inercijska sila iz elastične sile $F_k(t)$.

Na slici 6 su izneti oscilogrami puta klizača $x(t)$ sa tri brzine pogona, te je očigledno da se sa brzinom V smanjuje veličina skokova Δx , a povećava njihova učestanost.



Sl. 6. Oscillogrami promene zakona puta klizača $x(t)$ na različite vrednosti brzine pogona V i za skup parametara $A_3 B_6 C_0 D_2$.



Sl. 7. Uticaj vremena zastoja na koeficijent statičkog trenja za četiri para materijala (A_2, A_3, A_4, A_{13}).

Na kraju je od interesa izneti neke uočene tendencije u pogledu promene statičke sile trenja, odnosno koeficijenta statičkog trenja sa trajanjem zastoja klizača. Do porasta dolazi usled povećanja realne površine dodira sa vremenom, i on zavisi od svojstava i stanja frikcijskog kontakta (elastičnost, plastičnost, vrsta maziva, hrapavost i dr.). Za četiri para materijala ova je zavisnost prikazana na slici 7 [21], pri čemu su ispitivanja izvršena pri najmanjoj brzini pogona ($V = 1 \text{ mm/min}$) i pri variranju trajanja zastoja na probnom stolu u intervalu $1 - 3600 \text{ sec}$. Pritom je karakteristična kriva $M_0(t)$ za par A_{13} koja se uklapa u analitički izraz

$$M_0(t) = M_0(\infty) - [M_0(\infty) - M_0(0)] e^{-at} \quad (14)$$

5. Zaključci

U zaključku izvedenog preseka kroz aktuelno stanje problematike neravnomernosti kretanja pri sporoj translaciji moguće je konstatovati sledeće:

- (1) Sopstveni istraživački naponi izvodjeni u Institutu za alatne mašine i alate kao deo svetskih kretanja ukazuju na aktuelnost naših radova i na konkretne doprinose opštem fondu znanja vezanog za definisanje osnovnih zakonitosti, posebno pri određivanju kritične brzine i približavanju znanja mogućnosti predikcije performansi još nerealizovanih konstrukcija.
- (2) Razvijena eksperimentalna tehnika i sredstva, uključujući primenu elektroanalogiju i matematsko modeliranje, predstavlja solidnu osnovu za dalja istraživanja kompleksnog fenomena u Institutu. Iako zasada nedovoljna za jednu kompletniju verifikaciju, uspešna praktična rešenja ukazuju na prihvatljiv nivo pouzdanosti u aplikaciji na konkretne slučajeve.
- (3) Dosada ostvareni nivo i postignuti rezultati zahtevaju, pored nužnosti nastavljanja produbljavanja i proširivanja znanja, smišljene akcije usmerene ka praktičnoj eksploataciji dosada stvorenog.

6. Literatura

- [1] N.L. Kajdanovski, Priroda mehaničkih avtokolebanja, voznikajućih pri suhom trenju, Žurnal tehn. fiziki, 19 (1949) No 9

- [2] G.D. Lomakin, Suho^e vnešnee trenie s kolebaniami trušćegosja tela v celom, Žurnal tehn. fiziki (1956) No 4
- [3] E. Rabinovicz, The Intrinsic Variables Affecting the Stick-Slip Process, Proc. of the Phys. Soc., 71 (1958)
- [4] Ju. I. Kosterin, Mehaničeskie avtokolebanija pri suhom trenii, Izd. A.N. SSSR, Moskva (1960)
- [5] M.E. El'asberg, Rasč^et mehanizmov podač metallorežušćih stankov na plavnost i čuvstvitel'nost peremešćenija, Stanki i instr., 23 (1961) No 11, 12
- [6] B.V. Derjagin, V.E. Puš, D.M. Tolstoj, Teorija skolženija, tver-^dih tel s periodičeskim ostanovkami, Žurnal tehn. fiziki, 26 (1956) No 6
- [7] V.E. Puš, Malye peremešćenija v stankah, Mažgiz, Moskva (1961)
- [8] G. Niemann, K. Ehrlenspiel, Anlaufreibung und Stick-Slip bei Gleitpaarungen, VDI-Z, 105 (1963) 221
- [9] H.J. Schmidt, Beitrag zur Ermittlung der Grenzgeschwindigkeit bei Stick-Slip-Schwingungen, Wiss. Zeit. der T. H. Karl-Marx-Stadt, 9 (1967) 201
- [10] R. Bell, M. Burdekin, Dynamic Behaviour of Plain Slideways, Proc. Inst. Mech. Engs. 181 (1966-67) Part 1, P8/67
- [11] B.G. Lurye, Koeficienty trenija materialov dlja napravljajušćih stankov, Stanki i instr. 31 (1959) No 3
- [12] B.G. Lurye, R.H. Ošer, Masla obespečivajušćie ravnomernost podač stolov stankov, Stanki i instr. 32 (1960) No 7
- [13] M. Vukobratović, B. Gligorić, Application of Sensitivity Theory to the Study of Relaxation Oscillations of the Movable Parts of Machine Tools, ZAMM, 47 (1967) 545
- [14] B. Gligorić, M. Vukobratović, Prilog problemu neravnomernosti translatorsnog kretanja klizača pri malim brzinama, Mašinstvo (u štampi)
- [15] M. Nedeljković, B. Gligorić, Neki problemi pravolinijskih vodjica alatnih mašina, Zbornik saopštenja I Savetovanja proizvodnog mašinstva, Beograd (1965) 5.1
- [16] B. Gligorić, M. Lopičić, Prilog ispitivanju translatorsnog kretanja klizača alatnih mašina pri malim brzinama, Saopštenja IAMA, 2 (1966) 129
- [17] B. Gligorić, Problem nejednolikosti kretanja klizača alatnih mašina pri malim brzinama translacije I, Teorijski deo, Elaborat 21/65, Institut za alatne mašine i alate (1965)
- [18] B. Gligorić, B. Vukobratović i dr., Problem nejednolikosti kretanja klizača pri malim brzinama II, Elaborat 34/66, Institut za alatne mašine i alate (1966)
- [19] B. Gligorić, Problem nejednolikosti kretanja klizača alatnih mašina pri malim brzinama, Magistarska disertacija, Mašinski fakultet, Beograd (1967)
- [20] B. Gligorić i dr., Ispitivanje kompleksa pojava na kliznim površinama, Elaborat 62/67, Institut za alatne mašine i alate (1967)

- [21] Kolektiv autora, Istraživanje i razvoj metoda za ispitivanje alatnih mašina, Odeljak IV: B. Gligorić, Problemi neravnomernosti translatornog kretanja klizača alatnih mašina pri malim brzinama. Elaborat 92/68, Institut za alatne mašine i alate (1968)
- [22] D. Domrös, Über das Verschleiss- und Reibungsverhalten von Werkzeugmaschinen-Gleitführungen, Dissertation, T.H.Aachen (1966)
- [23] K. Drews, Über Untersuchungen der Reibungs- und Bewegungsverhältnisse an Werkzeugmaschinen-Flachführungen im Grenzreibungsgebiet, Dissertation, T. H. Darmstadt (1967)

V. Šolaja, B. Gligorić

The Investigation of Unstable Slow Translation

It has been known for considerable time that in slow translation of sliding pairs and under some specific circumstances an unstable motion may occur, known as stick-slip. Some time ago the urgent request to decrease or eliminate the existence of stick-slip in boring and milling mills produced by the Factory "Ivo-Lola Ribar" - Železnik, a Yugoslav machine-tool builder faced the Institute for Machine Tools and Tooling in Beograd. In addition to the solution of this practical assignment, the inclusion of the project into the research programme of the Institute led to a familiarization with the field and to deeper theoretical and experimental studies. This made possible to develop an improved approach to the mathematical interpretation of the process /Eqs. (1) - (5)/, an electrical analogy /Fig. 1, Eqs. (6) - (9)/ and a method for determination of critical sliding speed V_k /Eqs. (10) - (13), Fig. 2/. An experimental rig was erected (Fig. 3), on which were measured the coefficient of static friction in function of the duration of the period of stick $\mu_0(t)$, the coefficient of kinetic friction in dependance of speed $\mu(V)$ and the magnitude of slip Δx , under varying conditions of speed of translation, mating pairs, lubrication, stiffness of driving mechanism and of normal load. Fig. 4 - 7 reproduce some results obtained so far in experimental studies. A critical comparative evaluation of selected bibliography [1] - [12], [22], [23] appear to show that Yugoslav research efforts in this field are of current interest, both from fundamental and practical standpoint.

V. Damić, R. Uzunović x)

RAZVOJ ELEKTROHIDRAULIČNOG POBUDJIVAČA^{xx)}

1. Uvod

Dinamička ispitivanja teških mašinskih konstrukcija zahtevaju primenu pobudjivača koji imaju srazmerno velike dinamičke sile u odredjenom frekventnom opsegu. Mehanički i elektrodinamički pobudjivači, koji se kod nas obično primenjuju, ne mogu zadovoljiti zahteve u pogledu veličine dinamičke sile koju razvijaju. Potreba ispitivanja teških alatnih mašina, kod kojih se u procesu rezanja javljaju promenljive dinamičke sile reda veličine nekoliko stotina kiloponda, nametnula je ideju da se izgradi jedan elektrohidraulični pobudjivač koji će razvijati veliku promenljivu silu u dovoljnom frekventnom opsegu (do 200 Hz). Kombinacija hidraulike i elektrike omogućuje da se primenom jednog servoventila koji je kruto vezan za pobudjivač proizvedu i regulišu dovoljno velike dinamičke sile.

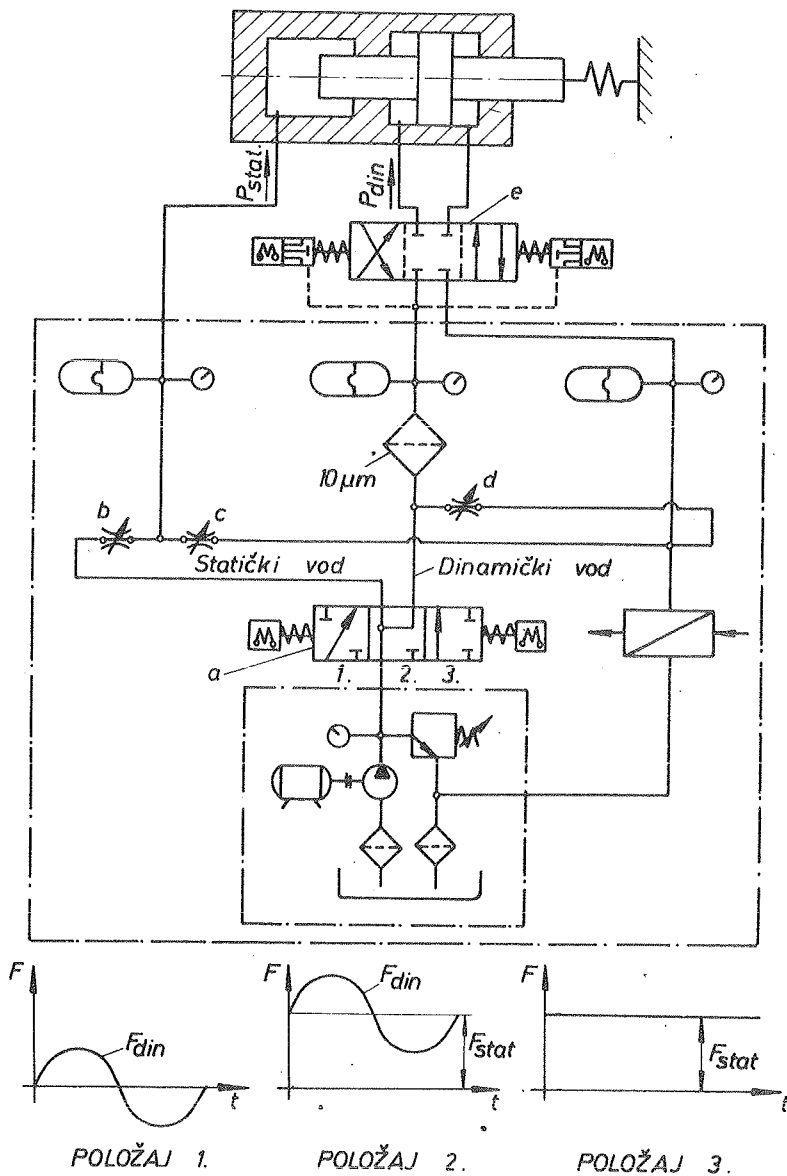
Sam pobudjivač koji se vezuje za mašinu sastoji se iz dva nezavisna dela, od kojih jedan razvija statičku, a drugi posredstvom servoventila promenljivu dinamičku silu. Na slici 1 prikazana je hidraulična šema pobudjivača i način ostvarivanja statičke i dinamičke sile.

Hidraulični uredjaj se sastoji od jednog kompletnog hidroagregata koji ulje pod pritiskom šalje u razvodnik (a) sa tri položaja. U položaju 1. ulje pod pritiskom ide samo u dinamički vod, u položaju 2. - i u dinamički i u statički, dok i položaju 3. razvodnik propušta ulje samo u statički vod. Regulisanje statičke sile ostvaruje se regulisa-

x) Vjekoslav Damić, dipl.ing., spoljni saradnik Instituta za alatne mašine i alate, asistent Tehničkog fakulteta u Sarajevu, Ratko Uzunović, dipl.ing., saradnik Instituta za alatne mašine i alate, Beograd

xx) Saopštenje iz Instituta za alatne mašine i alate, predstavlja deo naučnoistraživačkog projekta "Istraživanje i razvoj metoda za ispitivanje alatnih mašina", koji finansiraju Savezni i Republički fond za naučni rad.

njem pritiska u statičkom vodu prigušivača (b) i (c), a regulisanje pritiska u dinamičkom vodu se izvodi prigušivačem (d). U dinamičkom vodu pre servoventila postavljen je filtar finoće 8 - 10[μm] radi zaštite samog servoventila.

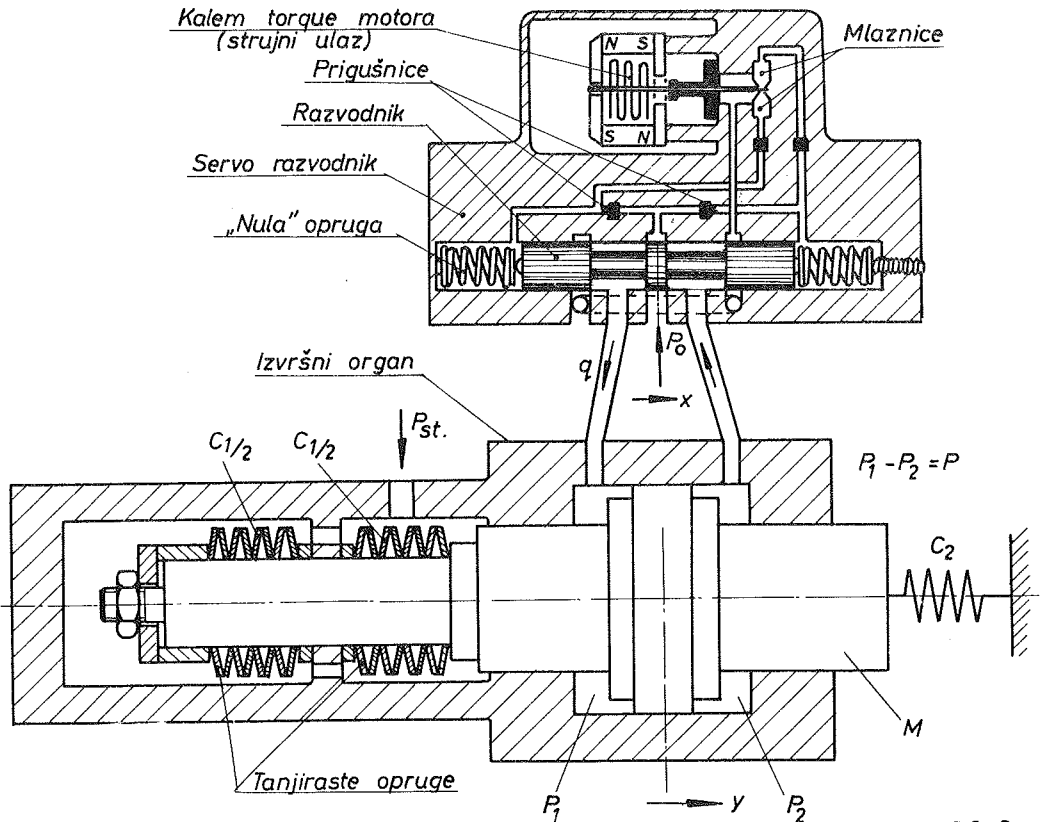


Slika 1

Upravljanje servoventila (e) izvodi se preko jednog dvostepenog D.C. pojačivača sinusnim ulaznim signalom izabrane učestanosti u frekventnom opsegu pobudjivača. Sa istom učestanošću servoventil (e) razvodi odredjenu količinu ulja pod pritiskom sa jedne ili druge strane klipa u dinamičkom delu pobudjivača i na taj način ostvaruje dinamičku silu izabrane frekvencije. Veličina dinamičke sile, međjutim, koju razvija pobudjivač neće biti konstantna sa promenom frekvencije i zavisice od pritiska ulja, veličine ulaznog signala kojim se napaja servoventil i krutosti sistema.

2. Frekventna karakteristika pobudjivača

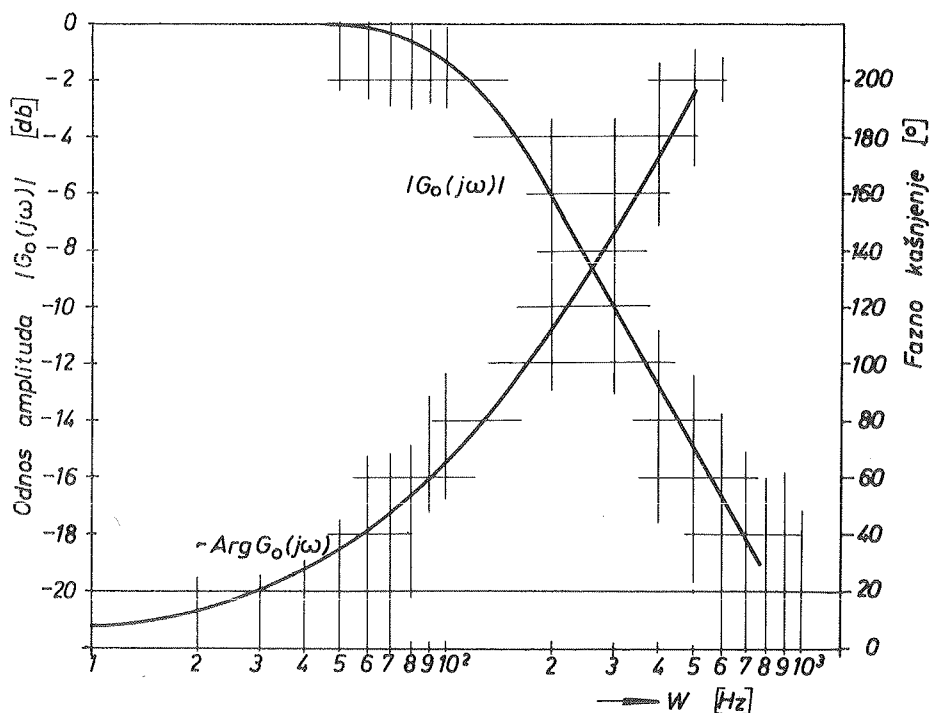
Analizira se ponašanje sistema u ustaljenom stanju na strujni ulaz koji se menja po zakonu sinusa sa konstantnom amplitudom, pri čemu se varira frekvencija. Koristi se fizički model prema slici 2, koji odgovara vezi pobudjivača i objekta koji ima karakteristiku opruge, što je slučaj kod baždarenja pobudjivača pomoću dinamometra. Tanjiraste opruge u statičkom delu pobudjivača drže klip u neutralnom položaju.



Slika 2

Prilikom analize rastavlja se čitav sistem na pojedine elemente i vrši analiza svakog elementa posebno, a zatim se nalazi frekventna prenosna funkcija čitavog sistema.

Servo razvodnik. - Prema podacima proizvođača [5], normalizovana frekventna karakteristika servo razvodnika je data na slici 3. Karakteristika je data u veličinama odnos amplituda i faza, pri čemu je odnos amplituda definisan kao odnos amplituda protoka Q kod proizvoljne i referentne frekvencije (5 Hz). Karakteristika je data za neopterećen razvodnik ($p = 0$).



Slika 3

Ako se zanemari uticaj veličine amplitude na normalizovanu frekventnu karakteristiku, frekventna prenosna funkcija servo razvodnika data je izrazom

$$\frac{Q(j\omega)}{I(j\omega)} = K_1 G_0(j\omega) \quad , \quad (1)$$

pri čemu je K_1 statičko pojačanje protoka po struji, a $G_0(j\omega)$ je dato na slici 3.

Posmatra se sada samo razvodnik koji predstavlja drugi stepen pojača-

nja servo razvodnika, slika 2. Razvodnik je tipa kritičnog centra, koji ima prilično nelinearnu protočnu karakteristiku. Prema [2], [3] karakteristika razvodnika se može dati izrazom

$$q = C_d w x \sqrt{\frac{P_0}{\rho}} \sqrt{1 - \frac{x}{|x|} \frac{p}{P_0}} \quad (2)$$

gde je C_d = koeficijent protoka fluida kroz prigušne ivice razvodnika, w = širina prigušne ivice, x = otvaranje razvodnika, P_0 = pritisak napajanja razvodnika, ρ = specifična gustoća fluida, i $p = P_1 - P_2$. Ako razvodnik nije opterećen, tj. $p = 0$, tada se izraz (2) svodi na

$$q = K_{q_0} x, \quad (3)$$

pri čemu je

$$K_{q_0} = C_d w \sqrt{\frac{P_0}{\rho}}. \quad (4)$$

Pošto parametri razvodnika nisu poznati, ovaj koeficijent treba odrediti eksperimentalno.

Ako se iz jednačine (1) i (3) eliminiše protok, dobija se

$$\frac{x}{I} = \frac{K_i}{K_{q_0}} G_0(j\omega). \quad (5)$$

Jednačina (5) daje relacije između strujnog ulaza i pomeranja razvodnika u frekventnom području.

Treba se sada vratiti na izraz (2). Određuje se linearna ekvivalentna jednačina metodom harmonijske linearizacije [4]. Pretpostavlja se da se p i x menjaju sinusoidalno

$$\begin{aligned} x &= X \sin \omega t, \\ p &= P \sin(\omega t + \theta_p) \end{aligned} \quad (6)$$

U tom se slučaju osnovna komponenta protoka q može izraziti u obliku

$$q = Q \sin(\omega t + \theta_q). \quad (7)$$

Prema [4], na slici 4 dat je dijagram zavisnosti g , θ_q od θ_p i odnosa $\frac{P}{P_0}$, pri čemu je g normalizovano pojačanje dato izrazom

$$g = \frac{Q}{w C_d \sqrt{\frac{P_0}{\rho}} X}. \quad (8)$$

Izvršni organ. - Prilikom postavljanja jednačina koje opisuju izvršni organ, zanemaruju se gubici ulja na klipu kao i trenje, pošto je malo u odnosu na ostale veličine.

Ako se primeni jednačina kontinuiteta na obe strane klipa i Newton-ov zakon, dolazi se do sledeće dve jednačine

$$q = A \frac{dy}{dt} + \frac{V_t}{4\beta} \frac{dp}{dt} , \quad (9)$$

$$Ap = M \frac{d^2y}{dt^2} + cy , \quad (10)$$

gde je c = ukupna krutost sistema, A = aktivna površina cilindra, β = koeficijent koji uzima u obzir stišljivost fluida i elastičnost zidova cilindra, i V_t = ukupna aktivna zapremina cilindra.

Pošto je u rasmatranom slučaju

$$\sqrt{\frac{c}{M}} > 200 \text{ Hz}$$

radi velike krutosti sistema, to se za radne frekvencije pobudjivača izraz (10) može pisati u obliku

$$Ap = cy . \quad (11)$$

Eliminisanjem promenljive y iz relacija (9) i (11) dobija se

$$q = \left(\frac{A^2}{c} + \frac{V_t}{4\beta} \right) \frac{dp}{dt} . \quad (12)$$

Ako se uvrste relacije (7) i (8) u (12), dolazi se do frekventnih relacija izvršnog organa

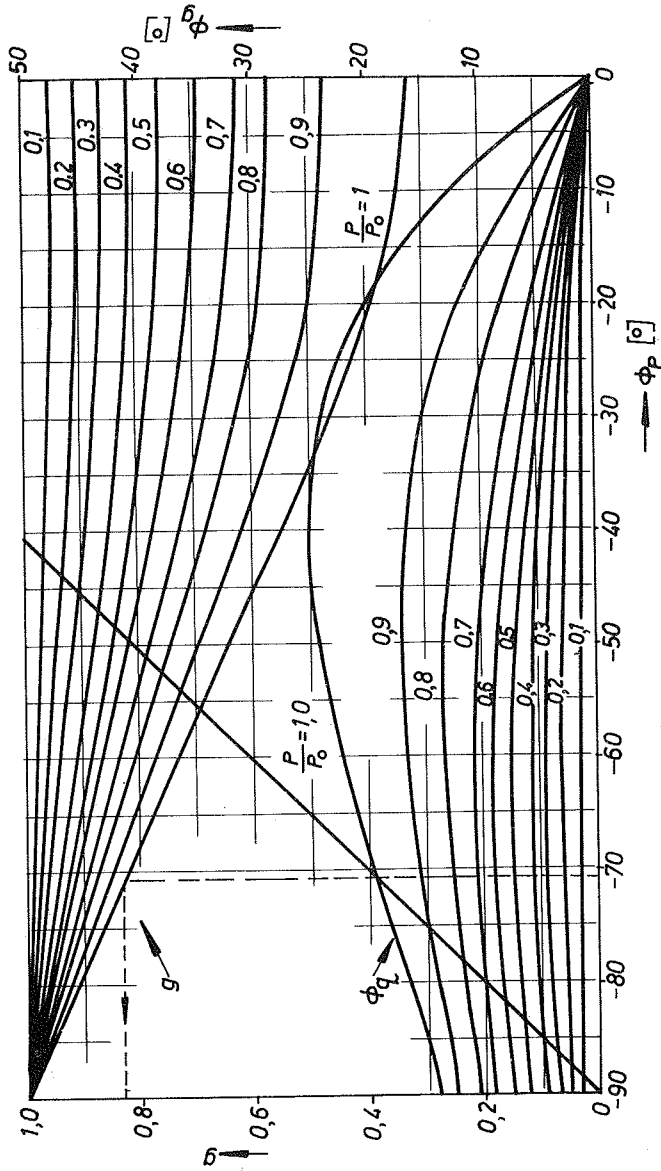
$$Q = \left(\frac{A^2}{c} + \frac{V_t}{4\beta} \right) P \omega , \quad (13)$$

$$\phi_q = \phi_p + 90^\circ . \quad (14)$$

Frekventna karakteristika sistema. - Posmatra se frekventna karakteristika razvodnika, koja je data na slici 3, u svetlu izraza (13) i (14). Ako se na navedeni dijagram ucrtava pravac dat jednačinom (14), slika 4, vidi se da se normalizovano pojačanje menja od 1,00 do 0,83 u zavisnosti od odnosa $\frac{P}{P_0}$. Usvajajući da je pojačanje g konstantno i jednako 0,92, pravi se greška manja od 10%.

Na osnovu jednačina (4), (8) i (13) dobija se

$$\frac{P}{X} = \frac{K_{q_0} g}{\left(\frac{A^2}{c} + \frac{V_t}{4\beta}\right) c\omega} \quad (15)$$



Slika 4

Sila koju razvija pobudjivač jednaka je

$$F = pA ,$$

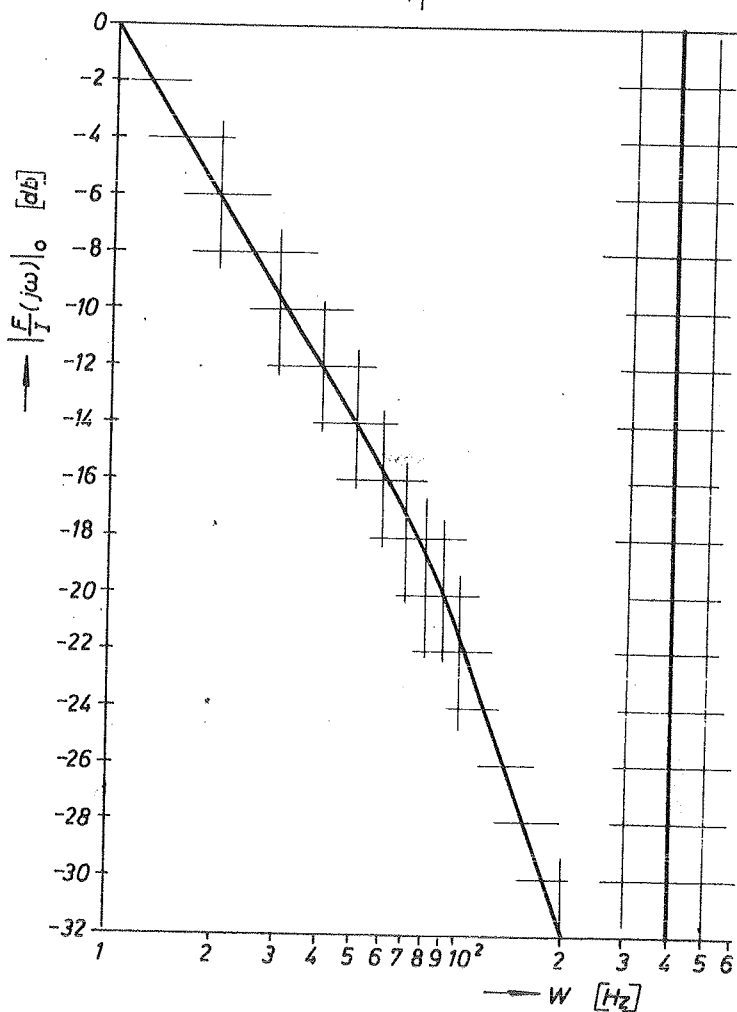
odnosno prema (15)

$$\frac{F}{X} = \frac{AK_{q_0} g}{\frac{A^2}{c} + \frac{V_t}{4\beta}} \frac{1}{\omega} . \quad (16)$$

Uvode se sledeće oznake

$$\omega_0 = \frac{K_{q_0}}{A} , \quad i \quad (17)$$

$$K_t = \frac{1}{\frac{1}{c} + \frac{V}{4\beta A^2}} \quad (18)$$



Sada se izraz (16) može pisati u jednostavnijem obliku

$$\frac{F}{X} = K_t \frac{\omega_0}{\omega} \quad (19)$$

S obzirom na uobičajene vrednosti pojačanja K_{q_0} i veličinu površine A , frekvencija ω_0 je vrlo mala.

Na slici 5 data je ukupna frekventna karakteristika pobudjivača za jedan specijalan slučaj dobijena na osnovu relacija (5) i (19), za $\omega_0 = 10 \text{ Hz}$.

Prema slici 5, amplituda sile vrlo brzo opada sa frekvencijom. Ako se uzme da amplituda sile pri frekvenciji od 20 Hz iznosi F , tada pri frekvenciji od 50 Hz iznosi $0,40 F$, pri 100 Hz iznosi $0,16 F$, a pri frekvenciji od 200 Hz iznosi $0,05 F$.

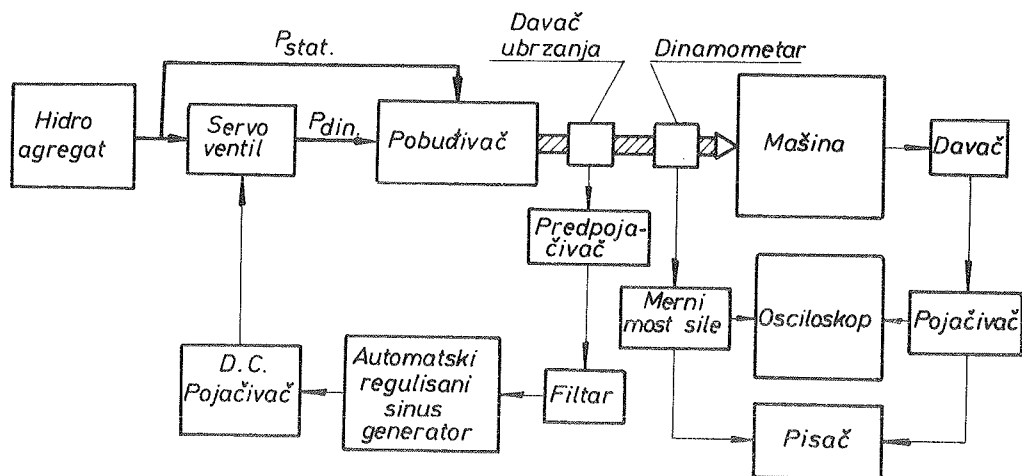
3. Način održavanja konstantne sile

Za dinamička ispitivanja alatnih mašina potrebno je održavati konstantnu dinamičku promenljivu silu. Da bi sa porastom frekvencije dinamička sila ostala konstantna, potrebno je ili povećavati pritisak napajanja pobudjivača, ili povećavati ulazni strujni signal za napajanje servoventila. U najgorem slučaju mogu se povećavati i pritisak napajanja i strujni signal servoventila.

Najpovoljnije rešenje je da se pri porastu frekvencije, na osnovu pada amplitude sile, preko povratne sprege automatski povećava strujni signal za napajanje servoventila.

Na slici 6 je data blok-šema opitne instalacije elektrohidrauličnog pobudjivača sa uređajima za merenje i održavanje konstantne sile. Sila koju razvija pobudjivač prenosi se na mašinu preko jedne osovinice koja je kruto vezana za klip pobudjivača. Na ovoj osovinici su nalepljene merne trake, tako da ona ima ulogu dinamometra koji istovremeno meri tačnu vrednost statičke ili dinamičke sile. Ukoliko se mašina opterećuje samo statičkom silom, njena vrednost se može direktno pročitati na pokaznom instrumentu mernog mosta. Promenljiva dinamička vrednost sile može se, međjutim, videti na osciloskopu ili zapisivati, direktno na pisaču u čitavom frekventnom području pobudjivača. Na isti način se može videti na osciloskopu ili zapisati na pisaču i neka druga fizička veličina koju na odredjenom mestu mašine registruje davač. Ovaj sistem sa dinamometrom i mernim mostom sile je dovoljan da se za

svaku frekvenciju zna tačna vrednost sile (sa pisača) i na osnovu toga, na D.C. pojačivaču preko određenog potenciometra izvrši ručno povećanje ulaznog strujnog signala za napajanje servoventila.



Slika 6

Automatska regulacija dinamičke sile može se ostvariti mereći veličinu ubrzanja koga prouzrokuje promenljiva dinamička sila delujući na neku svedenu masu mašine. Za istu osovinicu preko koje se prenosi sila, na određenom mestu je kruto zalepljen davač ubrzanja koji registruje promenu ubrzanja u pravcu delovanja sile (u pravcu ose osovinice). Pošto je sila upravo proporcionalna sa ubrzanjem za određenu vrednost mase koja ostaje konstantna, promena ubrzanja pri porastu frekvencije biće istovremeno proporcionalna promeni dinamičke sile. Signal sa davača ubrzanja preko jednog predpojačivača i filtra dovodi se u automatski regulisani sinus generator, u kome se upoređuje sa jednom referentnom vrednošću. Pri pojavi određene razlike između ova dva signala vrši se automatska regulacija izlaznog sinusnog signala, koji se dovodi na D.C. pojačivač za napajanje servoventila. Na taj način se u sistemu ostvaruje povratna sprema između ulazne vrednosti, koju predstavlja strujni signal za napajanje servoventila, i izlazne veličine, koju registruje davač ubrzanja, a koje je proporcionalno sili.

4. Zaključak

Elektrohidraulički pobudjivač može naći široku primenu kod dinamičkih ispitivanja mašinskih konstrukcija, kao što su teške alatne mašine, mostovi, vagonke konstrukcije itd. Statička i dinamička sila pobudjivača zavise u prvom redu od pritiska ulja u hidroinstalaciji i aktivne površine klipa.

Pobudjivač koji je izveden u Institutu za alatne mašine i alate razvija statičku silu $F_{st} \approx 4500$ [kp], a dinamičku pri najmanjim učestanostima $F_{din} \approx \pm 900$ [kp]. Frekventni opseg pobudjivača je 0 - 200 [Hz]. Tačne vrednosti karakteristika pobudjivača dobiće se nakon njegovog eksperimentalnog ispitivanja.

Masa pobudjivača, s obzirom na mase teških konstrukcija na kojima će se pobudjivač koristiti pri dinamičkim ispitivanjima, je mala, tako da neće uticati na dinamičke karakteristike ispitivanog sistema.

Primena servoventila omogućuje da se dinamička sila u odredjenom frekventnom opsegu može regulisati ručno ili automatski.

5. Literatura

- [1] E.Rehling, Entwicklung und Anwendung eines elektro-hydraulischen Wechselkrafterregers, Industrie-Anzeiger, Nr. 98 (1964)
- [2] H.E.Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley, New York (1967)
- [3] J.H.Blackburn, G.Reethof, J.L.Shaerer, Fluid Power Control, The Technology Press of M. I. T. and John Wiley, New York (1960)
- [4] E.I.Reeves, Analysis of Effects of Nonlinearity in a Valve-Controlled Hydraulic Drive, Diamond Jubilee Spring Meeting, Baltimore, April 18-21, (1955)
- [5] Prospekt, Servo-valve Series 22, Dowty Rotol Limited, England

V. Damić, R. Uzunović

The Development of an Electrohydraulic Shaker

The paper reproduces the hydraulic scheme and the design of a electrohydraulic shaker which is to be applied in dynamic testing of heavy machine tools and other mechanical equipment in the Institute for Machine Tools and Tooling in Beograd. The use of an adequate servo-valve makes it possible to control the dynamic force by hand or automatically within the frequency range of the shaker.

M. Milojević, Lj. Ristić, N. Mirjanić x)

NUMERIČKI UPRAVLJANE ALATNE MAŠINE SA OSVRTOM NA REŠENJA
U FABRICI "IVO LOLA RIBAR" ŽELEZNIK

1. Opšte postavke

Radni proces se sastoji iz većeg broja operacija, koje se odvijaju jednim logičnim redosledom. Ako se proces odvija bez neposrednog čovekovog upravljanja operacijama i procesom, kažemo da se proces odvija automatski, tj. takav proces je automatski upravljani. Poznato je više vrsta automatskih upravljanja, među kojima je programsko upravljanje savremeniji vid automatizacije tehnoloških procesa. Pod programskim upravljanjem se podrazumeva automatizacija procesa, gde se rad mašine odvija po unapred utvrđenom programu, koji je nedvosmisleno definisan upravljačkim informacijama ubeleženim na nosiocu programa.

Na primer, u procesu rada mašine, jedan kontaktni davač (prekidač) koji daje električne impulse od +1V uključuje elektromotor, a drugi impuls od -1V isključuje motor. Ti impulsi +1V i -1V predstavljaju signale koji vrše automatsko uključivanje i isključivanje elektromotora. Signal +1V može se obeležiti sa rečju "UKLJUČENO" a -1V sa "ISKLJUČENO". Sadržaj ovih reči nazivamo informacije.

Za rad jedne programske alatne mašine potreban je veliki broj informacija. Pre svega potrebni su podaci - informacije o obliku radnog predmeta i podaci o režimima obrade, tj. tehnološki podaci. Ove informacije su potrebne u procesu obrade i nazivaju se RADNE INFORMACIJE. One se dele na: (i) INFORMACIJE KOORDINATE, i (ii) INFORMACIJE UKLJUČIVANJA.

Informacijama koordinata odredjuju se pravci i veličine kretanja klizača i drugih radnih organa mašina, odnosno njima se odredjuje geometrijska forma obradjenog radnog komada.

x) Mihailo Milojević, Ljubinko Ristić i Nikola Mirjanić, dipl. inženjeri u Razvojnog sektoru F.M. "IVO LOLA RIBAR" - Železnik

Informacije uključivanja jednim logičnim redom uključivanja neposredno utiču na tok tehnološkog procesa, odnosno one definišu tehnološke zadatke mašine. Njima se određuju brojevi obrtaja, veličine pomaka, promena alata, brzina i pozicionirajuća kretanja i dr.

Radne informacije se zadaju mašini preko NOSIOCA INFORMACIJA (nosilac programa), koji je osnovno obeležje automatizacije. Mašine koje za nosioce informacija koordinata imaju graničnike i granične prekidne nazivaju se KONTAKTNO UPRAVLJANJE alatne mašine, a mašine koje za nosioce informacija imaju PERFORIRANU TRAKU nazivaju se NUMERIČKI UPRAVLJANE ALATNE MAŠINE (NU alatne mašine), jer se njima veličine koordinata zadaju u brojnim veličinama, u ciframa. Dakle, NU alatnim mašinama se koordinate ne zadaju preko fizičkih veličina nego pomoću brojeva.

Osnovna razlika između kontaktnog i numeričkog upravljanja, sa gledišta eksploatacije alatnih mašina, sadržana je u sledećem poredjenju:

PROGRAMSKO UPRAVLJANJE

Kontaktno upravljanje

Nosilac informacija priprema - podešava poslužilac za vreme obrade prvog radnog komada

Obrada prvog radnog komada obavlja se kao na ne programskim mašinama.

Automatska obrada počinje sa drugim radnim komadom.

Poslužilac je odgovoran za kvalitet pripreme - podešavanja programa.

Numeričko upravljanje

Nosilac informacija se izrađuje u pripremi proizvodnje.

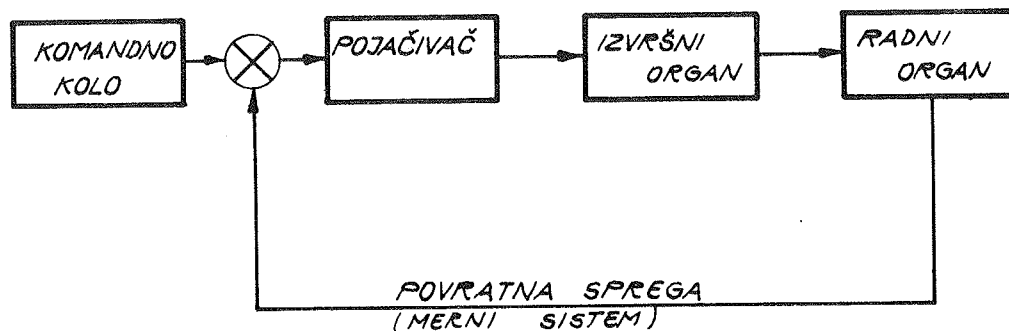
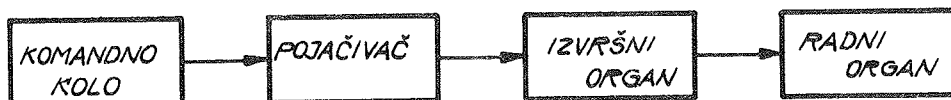
Automatski rad mašine počinje sa prvim radnim predmetom.

Poslužilac mašine nije odgovoran za kvalitet programa.

2. Sistemi numeričkog upravljanja sa otvorenim i zatvorenim kolom

Svaki sistem upravljanja je skup mehaničkih, električnih, hidrauličnih i pneumatskih elemenata i sklopova. Prema međusobnoj vezi ovih elemenata odnosno sklopova, sistemi upravljanja se dele na: (i) SISTEME SA OTVORENIM KOLOM, i (ii) SISTEME SA ZATVORENIM KOLOM.

Sistemi sa otvorenim kolom (sistemi bez povratne sprege) sadrže elemente i sklopove povezane na red bez povratnog dejstva, a to znači bez mogućnosti za poredjenje zadatog i ostvarenog kretanja. Usled ovoga, ovi sistemi za sada se ne primenjuju na mašinama od kojih se traži tačan rad.



Sl. 1. Sistemi NU sa otvorenim i zatvorenim kolom

Na slici 1 je pored sistema sa otvorenim kolom prikazan i sistem sa zatvorenim kolom (sistem sa povratnom spregom). Ovaj sistem sadrži elemente i sklopove povezane na red u glavnoj i povratnoj grani kojom se ostvaruje povratno dejstvo. Ovakva veza omogućava poredjenje zadatih i ostvarenih veličina, što ima za posledicu postizanje dovoljno visokih tačnosti.

3. Podela numeričkog upravljanja prema vrstama kretanja

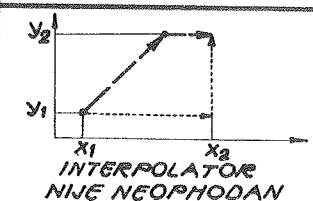
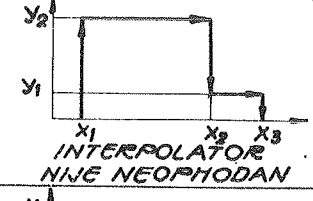
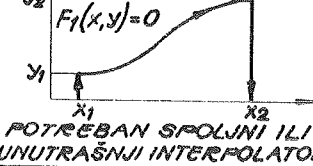
S obzirom na karakter kretanja radnih organa mašine, a zavisno od toga da li proces obrade zahteva međusobno zavisna kretanja radnih organa ili ne, razlikuju se dva sistema upravljanja: (i) UPRAVLJANJE SA FUNKCIONALNOM ZAVISNOŠĆU, i (ii) UPRAVLJANJE BEZ FUNKCIONALNE ZAVISNOSTI, izmedju kretanja u pojedinim koordinatnim pravcima.

Upravljanje sa funkcionalnom zavisnošću ima tu osobinu da se kretanja radnih organa u svojim pravcima mogu odvijati u međusobnoj funkcionalnoj zavisnosti, tj. linija koja se opisuje dodirom alata i radnog predmeta je funkcija oblika $F_1(X,Y) = 0$ ili $F_2(X,Y,Z) = 0$.

Ovakvo upravljanje se primenjuje na mašinama namenjenim za obradu krivih površina, kontura, zbog čega je i dobilo naziv KONTURNO UPRAVLJANJE.

Upravljanje bez funkcionalne zavisnosti izmedju kretanja radnih organa u pojedinim koordinatnim pravcima (poziciono upravljanje), može se analitički izraziti sa

$$X = \text{const.}, \quad \text{odnosno} \quad Y = \text{const.}$$

SISTEM UPRAVLJANJA	SIMBOLIČKO PREDSTAVLJANJE KRETANJA	ALATI I RADNI PREDMET	PRIMENA
KOORDINATNO UPRAVLJANJE	 <p>INTERPOLATOR NIJE NEOPHODAN</p>	PRI KRETANJU NISU U ZAHVATU	BUŠENJE, TAČKASTO ZAVARIVANJE
LINIJSKO UPRAVLJANJE	 <p>INTERPOLATOR NIJE NEOPHODAN</p>	PRI KRETANJU SU U ZAHVATU	STRUGANJE CILINDRA, GLODANJE PARALELNO OSAMA
KONTURNO UPRAVLJANJE	 <p>POTREBAN SPOLJNI ILI UNUTRAŠNJI INTERPOLATOR</p>	PRI KRETANJU SU U ZAHVATU	STRUGANJE, GLODANJE, SEĆENJE FLAMENOM RAZNIH KONTURA

Sl. 2. Podela numeričkog upravljanja prema vrstama kretanja

Zavisno od relativnih kretanja izmedju alata i radnog predmeta, odnosno od toga da li alat i radni predmet pri kretanju nisu ili jesu u zahvatu, ovo upravljanje se deli na: (i) KOORDINATNO UPRAVLJANJE, i (ii) LINIJSKO UPRAVLJANJE.

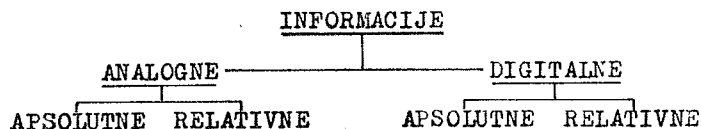
Karakteristike ova dva kretanja i konturnog upravljanja date su na slici 2.

Karakteristično je da su određene analize^{x)} pokazale da od ukupnog broja radnih predmeta koji se mašinski obradjuju, 22% dolazi u obzir za obradu na numerički upravljanim alatnim mašinama. Od ovih 22% na mašine sa koordinatnim i linijskim upravljanjem ide 85%, a na mašine sa konturnim upravljanjem 15% .

4. Merni sistemi

Sistemi numeričkog upravljanja koriste analogne i digitalne informacije u upravljačkom delu kola i u povratnoj sprezi (merni sistem). U slučaju kada se u upravljačkom kolu koriste digitalne, a u mernom sistemu analogne ili obratno, potreban je odgovarajući pretvarač (najčešće D/A pretvarač).

Digitalne i analogne informacije mogu biti apsolutne i relativne (inkrementalne), tako da sistemi s obzirom na vrstu informacija imaju sledeću podelu:



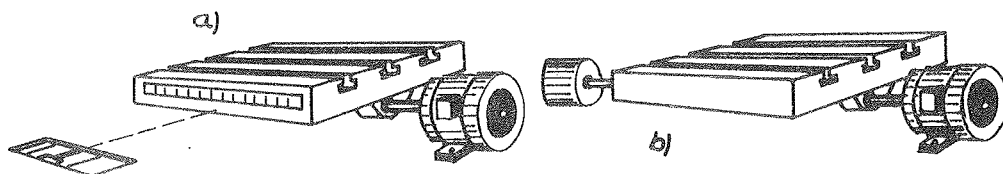
Merni sistem (povratna sprega) ima vrlo važnu ulogu u sistemu numeričkog upravljanja. On povezuje radne organe i upravljačko kolo, a ima za zadatak da ostvareno kretanje registruje, pretvori ga u električne veličine koje se odvođe u uporedjivač (diskriminator). Netačnost mernog sistema prouzrokuje grešku položaja izmedju alata i radnog predmeta . Zbog toga merni sistemi (davači položaja) moraju biti tako izvedeni da je tačnost rada obezbeđena.

Mesto i način merenja imaju značajnu ulogu, pa se u vezi s tim primeњуju dva izvodjenja: (i) DIREKTNO MERENJE pomoću MERNIH LENJIRA

x) 12. Aschener Werkzeugmaschinen - Kolloquium.

(slika 3a), i (ii) **INDIREKTNO MERENJE** pomoću **MERNOG VRETENA I NAVRTKE** (slika 3b).

Treba napomenuti da je za konturno upravljanje potrebno postojanje nezavisnih pogona za svaku numerički upravljačku osu, pri čemu je potrebno da se brzine kretanja kontinualno regulišu.

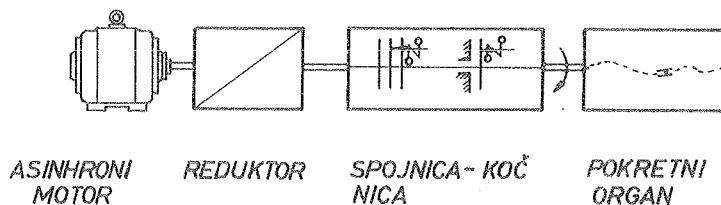


Sl. 3. Direktni (a) i indirektni (b) sistem

Kod konturnog upravljanja neophodno je stalno poredjenje zadatih i ostvarenih vrednosti, što zahtevaju krive površine koje se obradjuju. Kod koordinatnog i linijskog upravljanja ovakav zahtev ne postoji, jer je cilj dovesti radne organe u tačno odredjenu poziciju, odnosno izvršiti tačno pozicioniranje. Za tačno pozicioniranje potrebno je razdvajanje kinematske veze izmedju pogona i zavojno-vučnog vretena, i potrebno je postojanje kočnice na zavojnom vretenu.

5. Zaustavljanje pokretnog organa prekidanjem kinematskog lanca pomoću elektromagnetne spojnice i kočenjem

Visoka tačnost pozicioniranja sa stepenastim svodjenjem brzine ostvaruje se zaustavljanje pokretnog organa pomoću prekidanja kinematskog lanca i dodatnim kočenjem. Na slici 4 prikazana je šema sistema za zaustavljanje.

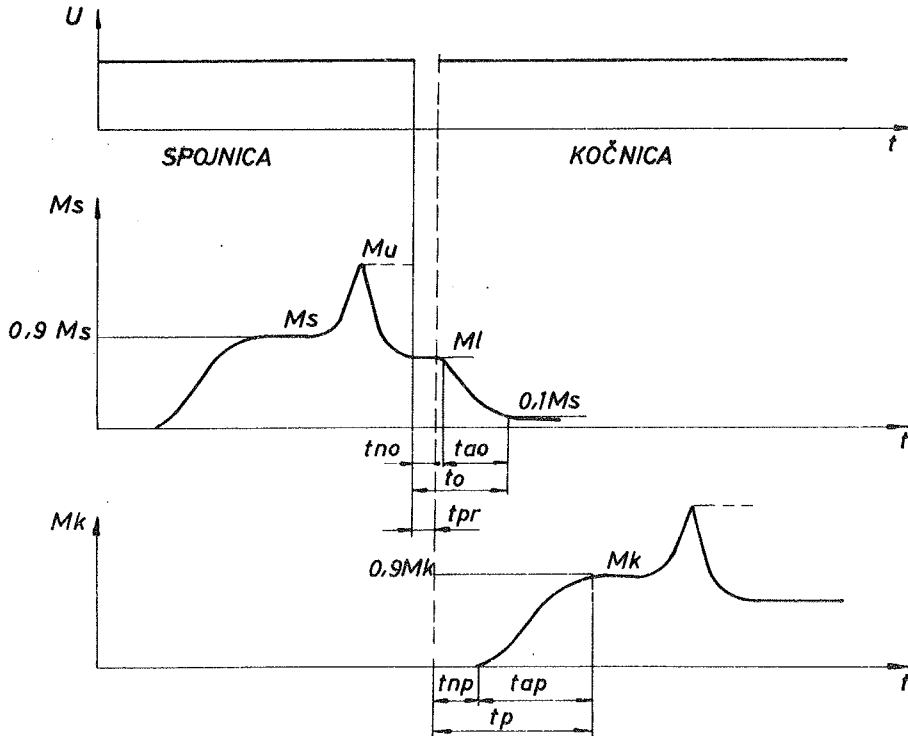


Sl. 4. Sistem za zaustavljanje prekidanjem kinematskog lanca i kočenjem

Zaustavljanje pokretnog organa vrši se na komandu za isključenje spojnice i uključenje kočnice. Isključenjem spojnice prekida se kinematski lanac izmedju pogonskog motora i pokretnog organa (npr. stola ili

kućišta mašine). Uključenjem kočnice deluje se dodatnim momentom kočenja M_k za brže zaustavljanje.

Uglavnom postoje dva moguća slučaja zaustavljanja, koja se razlikuju po faznom pomeranju početka privlačenja kočnice u odnosu na početak otpuštanja spojnice. Na slici 5 prikazan je dijagram vremenske zavisnosti obrtnog momenta spojnice, odnosno kočnice.



Sl. 5. Vremenska zavisnost momenta spojnice i kočnice

Oznake na dijagramu imaju sledeća značenja:

t_{np} = vreme neaktivnog privlačenja,

t_{ap} = vreme aktivnog privlačenja; vreme od početka prenošenja obrtnog momenta do $0,9 M_s$,

$T_p = t_p + t_{ap}$ - vreme privlačenja,

t_{no} = vreme neaktivnog otpuštanja,

t_{ao} = vreme aktivnog otpuštanja; vreme od proklizavanja lamela do smanjenja obrtnog momenta na $0,1 M_s$,

$t_o = t_{no} + t_{ao}$ - vreme otpuštanja,

M_B = moment uključenja (dinamički),
 M_U = moment prenošenja (statički), i
 M_J = moment opterećenja.

U prvom slučaju zaustavljanja, kočeći moment se dodaje pre početka proklizavanja lamela spojnice, čime se ostvaruje nejednakost

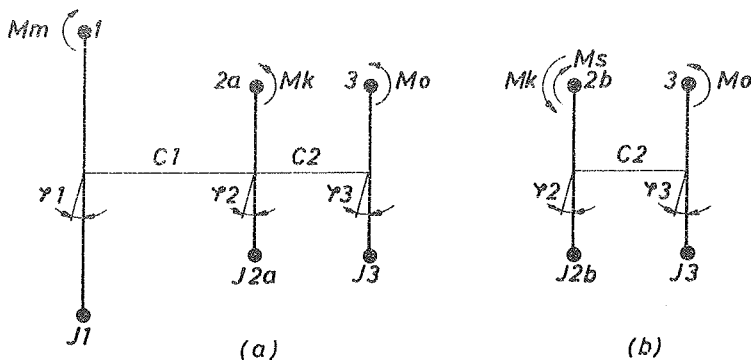
$$t_{pr} + t_{np} < t_{no} \quad (1)$$

gde je t_{pr} - vreme prebacivanja okidnog elementa koje teče od zadanja komande za isključenje spojnice do komande za uključenje kočnice. Ovim se povećava ukupni moment otpornih - reaktivnih sila, ali se istovremeno povećava i deformacija na kinematskom delu od kočnice do motora. U vremenu od $(t_{pr} + t_{np})$ pa sve do isteka vremena t_{no} deluje obrtni moment motora M_m , moment otpornih sila M_o i moment kočenja M_k . Posle isteka vremena t_{no} pa do samog zaustavljanja pokretnog organa deluju momenti M_o , M_B i M_k .

U drugom slučaju zaustavljanja, kočeći moment M_k se dodaje posle početka proklizavanja lamela spojnice, čime se ostvaruje nejednakost

$$t_{pr} + t_{np} > t_{no} \quad (2)$$

Za ovaj slučaj, kretanje se neizmenjeno produžuje do isteka vremena t_{no} . Od vremena t_{no} do t_{np} na sistem deluje moment spojnice M_B i moment otpornih sila M_o , a posle isteka vremena $(t_{pr} + t_{np})$ pomenutim momentima se dodaje i kočni moment M_k . Ekvivalentne šeme delovanja momenta date su na slici 6.



Sl. 6. Šematski prikaz delovanja momenta

Sistem na slici 6a predstavlja sistem čije su pokretne mase svedene na osovinu spojnice i sadrže: masu rotora motora 1, masu spojnice i

kočnice 2a i masu pokretnog organa 3. Šema se koristi za vreme do početka proklizavanja lamela spojnice.

Sistem na slici 6b predstavlja sistem koji je ostvaren proklizavanjem lamela spojnice, tako da je predstavljen masom vodjenog dela spojnice i kočnice 2b i masom pokretnog organa 3.

Ugao obrtanja mase 3 počinje u momentu predaje komande za otpuštanje elektro-magnetne spojnice i uzima se da je linearno proporcionalan dužini zaustavljanja, pa se može napisati

$$i = \frac{h}{2\pi} \sum \varphi_3, \quad (3)$$

gde su h = korak vučnog vretena, i $\sum \varphi_3 = \varphi_A + \varphi_B + \varphi_C$ = zbir ugao-nih obrtanja masa pokretnog organa koja se ostvaruju respektivno za vremena: normalnog kretanja, od početka kočenja do proklizavanja lamela spojnice i od početka proklizavanja do zaustavljanja.

Za slučaj da je kočeći moment počeo da deluje pre predaje komande za otpuštanje spojnice, ostvarena je relacija

$$\varphi_A = 0$$

za $t_{pr} + t_{np} < t_{no}$

$$\varphi_A = \omega_0 (t_{pr} + t_{np}) \quad (4)$$

za $t_{pr} - t_{np} \geq t_{no}$

$$\varphi_A = \omega_0 t_{no}$$

gde je ω_0 = ugaona brzina odgovarajućeg organa.

Za slučaj da je ostvareno $t_{pr} + t_{np} < t_{no}$, prelazni proces sistema na slici 6a se može predstaviti sledećim sistemom diferencijalnih jednačina

$$\begin{aligned} J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + C_1 (\varphi_1 - \varphi_2) &= M_m \\ J_{2a} \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + C_1 (\varphi_2 - \varphi_1) + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) &= -M_k, \quad (5) \\ J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} + C_2 (\varphi_3 - \varphi_2) &= -M_0, \end{aligned}$$

gde su J_1, J_{2a}, J_3 = momenti inercije masa 1, 2a i 3, C_1, C_2 = konstantne krutosti odgovarajućih delova pogona.

Od početka proklizavanja lamela, tj. posle isteka vremena t_{no} , pa do zaustavljanja pokretnog organa, prelazni proces pokazan na slici 6b se može predstaviti sistemom diferencijalnih jednačina

$$J_{2b} \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = M_s - M_k, \quad (6)$$

$$J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} + C_2 (\varphi_3 - \varphi_2) = -M_0.$$

Radi pravilnog korišćenja jednačina (5) ili (6) za odgovarajući proces zaustavljanja, potrebno je prethodno pronaći vreme t_{no} koristeći se izrazom

$$M_s(t_{no}) = M_0, \quad (7)$$

sa pretpostavkom da je $t_{pr} + t_{np} > t_{no}$, odnosno da se kočeći moment dodaje posle početka proklizavanja lamela spojnice (isto je i za sistem bez kočenja). Ako se pokaže da je $t_{pr} + t_{np} < t_{no}$

$$M_s(t_{no}) = M_0 + M_k(t_{no}). \quad (8)$$

Za slučaj zaustavljanja pokretnog organa pomoću isključenja spojnice i uključenja kočnice, pri uslovu da je $t_{pr} + t_{np} \cong t_{no}$, kao i da je karakteristika asinhronog motora data izrazom

$$M_m = A + B \frac{d\varphi_1}{dt} \quad (9)$$

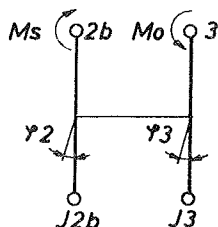
gde su A i B = određeni parametri motora, dužina zaustavljanja od momenta predaje komande za isključenje spojnice je data izrazom

$$l = \frac{h\omega_0}{2\pi} \left(\sqrt{\frac{J\omega_0 T_e}{M_0 + kM_k^n}} + \frac{T_e}{2} l_n \frac{M_s^n}{M_0} \right), \quad (10)$$

gde su J = privedeni moment inercije od pokretnog organa do spojnice, T_e - ekvivalentno vreme proklizavanja lamela spojnice pri otpuštanju ($\cong t_{ao}$), M_k^n , M_s^n - nominalni moment kočnice, odnosno spojnice, i - konstanta koja je u funkciji od brzine delovanja kočnice, vremena zaustavljanja, ugaone brzine, momenta otpornih sila M_0 i momenta inercije J . Sa dosta velikom tačnošću se može uzeti da je $k = 0,5-0,6$ za suve kočnice i normalno uključivanje, i $k = 0,8 - 0,9$ za brzohodne kočnice.

6. Zaustavljanje pokretnog organa prekidanjem kinematskog lanca pomoću elektromagnetne spojnice

Prelazni proces koji se odvija pri zaustavljanju pokretnog organa prekidanjem kinematskog lanca, bez kočnja, šematski je prikazan na slici 7.



Isti se može predstaviti sledećim sistemom diferencijalnih jednačina

$$J_{2b} \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + C_2 (\varphi_2 - \varphi_3) = M_B, \quad (11)$$

S1.7. Šematski prikaz delovanja momenta bez kočnja

$$J_3 \frac{d^2 \varphi_3}{dt^2} + C_2 (\varphi_3 - \varphi_2) = -M_0.$$

Uz iste pretpostavke kao za (10), rešenjem sistema diferencijalnih jednačina (11) dobija se sledeći izraz za dužinu zaustavljanja pokretnog organa, uzeto od momenta predaje komande za isključenje spojnice

$$l = \frac{h \omega_0}{2\pi} \left(\sqrt{\frac{J \omega_0 T_e}{M_0}} + \frac{T_e}{2} \ln \frac{M_B^n}{M_0} \right). \quad (12)$$

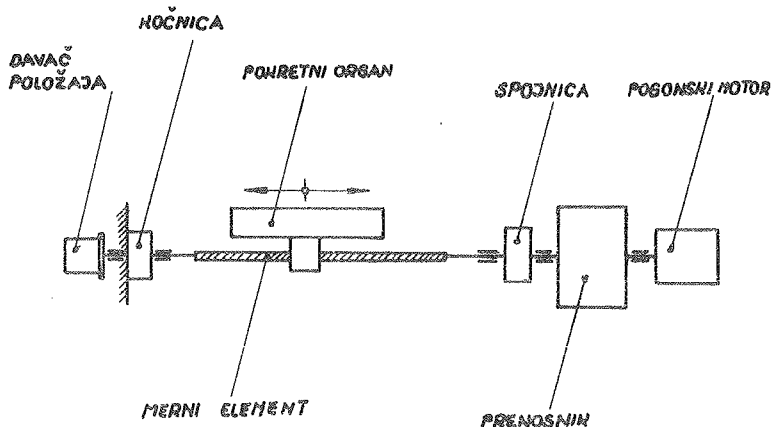
7. Očekivane tačnosti pozicioniranja za različite vrste zaustavljanja

Da bi se uočile prednosti pojedinih vrsta prekidanja kinematskog lanca, kao i da bi se moglo izabrati najoptimalnije konstruktivno rešenje, u sledećoj tablici daju se očekivane tačnosti pozicioniranja za određeni broj vrsta zaustavljanja, koje se odnose na pogon sa asinhronim motorom, a za brzine pozicioniranja od 2 i 6 mm/min. Ovo su podaci koji su dobijeni na Katedri za alatne mašine Mašinskog instituta Rostovskogo, na Donu, SSSR.

Vrsta zaustavljanja	Dužina zaustavljanja za brzine	
	2 [mm/min]	6 [mm/min]
Kočenje motorom:		
- elektrodinamičko	0,020	0,110
- suprotnim smerom	0,014	0,080
- generatorsko	0,015	0,100
Prekidanje kinematskog lanca:		
- lamelasta el. magnetna spojnica	0,012	0,045
- lam.el.magnetna spojnica i kočnica	0,007	0,026
- zupčasta el.magnetna spojnica i kočnica	0,005	0,015

Iz ovog tabličkog prikaza jasno se vidi da je najoptimalnije rešenje (najveća tačnost pozicioniranja) dobijena upotrebom trenutno raskidajuće kinematske veze putem zupčaste elektromagnetne spojnice sa kočenjem.

Dakle, šematski prikazano najoptimalnije konstruktivno rešenje kod indirektnog sistema merenja bilo bi kao na slici 8.



Sl. 8. Merni sistem na BG 80/100 - BEMATIC

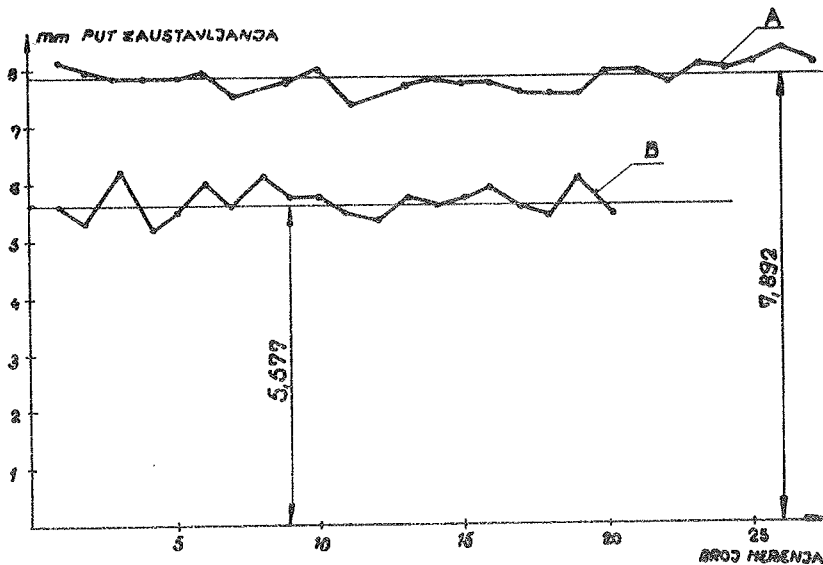
8. Ostvareni rezultati merenja na numerički upravljanoj mašini BG 80/100 Bematic

Na numerički upravljanim osama ispitivane mašine BG 80/100 Bematic ugrađen je indirektni sistem merenja. Konstruktivno rešenje je kao na slici 8, gde je merni element vretena sa recirkulacionom kugličnom navrtkom.

Na ovoj mašini je izvršen veći broj merenja od kojih se ovde daju rezultati merenja karakterističnih za tačnost pozicioniranja.

- 8.1. Ispitivanje zaustavljanja pokretnog organa rastavljanjem kinematskog lanca bez kočenja, sa brzinom pokretnog organa 2000 mm/min.
- brzi hod

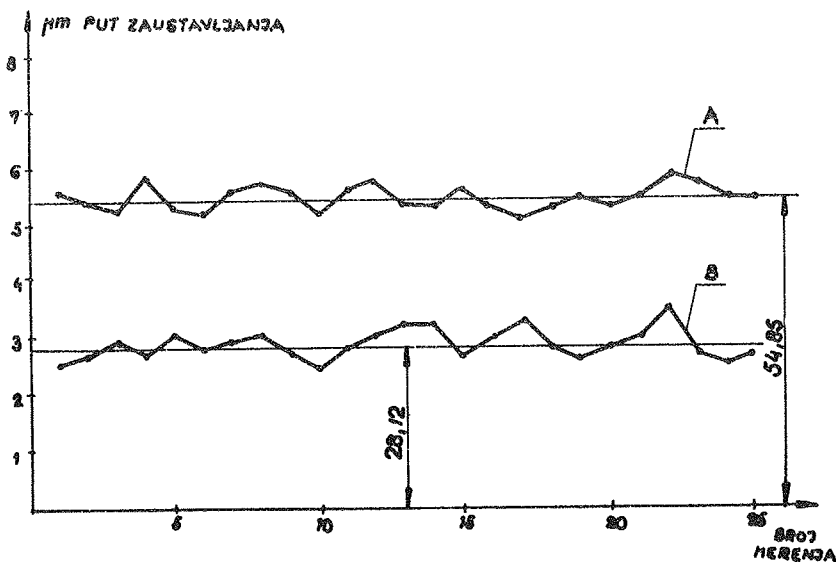
Na dijagramu 9 prikazani su rezultati ovog ispitivanja, gde se izlomljena linija "A" odnosi na ispitivanje gde se kinematski lanac prekida sa lamelastom elektromagnetnom spojnicom, a izlomljena linija "B" na ispitivanje sa prekidanjem kinematskog lanca pomoću zupčaste elektromagnetne spojnice.



Sl. 9. Rezultati merenja sa brzinom 2000 mm/min

8.2. Ispitivanje zaustavljanja pokretnog organa rastavljanjem kinematskog lanca sa kočenjem sa brzinom pokretnog organa od 60 mm/min - predpozicionirajući hod.

Na dijagramu 10 dati su rezultati ispitivanja, a izlomljene linije "A" odnosno "B" odnose se na varijante prekidanja kinematskog lanca kao na slici 9.

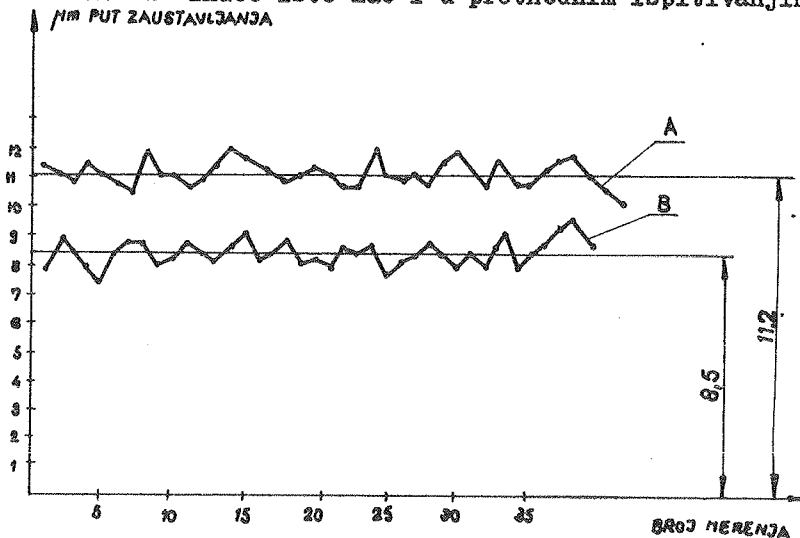


Sl. 10. Rezultati merenja sa brzinom 60 mm/min

AU.1.13

8.3. Ispitivanje zaustavljanja pokretnog organa rastavljanjem kinematskog lanca sa kočenjem, sa brzinom pokretnog organa od 60 mm/min - pozicionirajući hod.

Na dijagramu 11 dati su rezultati ovih ispitivanja, a izlomljene linije "A" odnosno "B" znače isto kao i u prethodnim ispitivanjima.



Sl. 11. Rezultati merenja sa brzinom 60 mm/min

9. Literatura

- [1] W. Simon, Die numerische Steuerung von Werkzeugmaschinen, Hanser Verlag, München (1963)
- [2] G. Kohring, Grundlagen und Praxis numerisch gesteuerter Werkzeugmaschinen, Hanser Verlag, München (1966)
- [3] H. Opitz, Automatisierung der Werkzeugmaschine für die spanabhebende Bearbeitung, Westdeutsche Verl., Köln
- [4] S. Zarić, Automatizacija proizvodnje, Zavod za izdavanje udžbenika, Beograd (1968)
- [5] M. Milojević, Osnovi automatizacije proizvodnje, Zavod za izdavanje udžbenika, Beograd (1969)
- [6] A.K. Tugengold, Točnost automatičeskoj ostanovki pri pomošći elektromagnitih muft i tormozov, Stanki i instrument, (1966) No 7

M. Milojević, Lj. Ristić, M. Mirjanić

Numerisch gesteuerte Werkzeugmaschinen mit Hienblick an Lösungen in Werkzeugmaschinenfabrik "Ivo Lola Ribar"

Dieser Beitrag spricht über Grundlagen und Praxis numerisch gesteuerten Werkzeugmaschinen, der in drei Teile geteilet ist. In ersten Teile handelt sich über allgemeine Betrachtung, Zweiter Teil spricht über Positionierungsgenauigkeit, wo mann die Abhängigkeit zwischen Abschaltkuplungen und Bremsen an Gewindespindeln sehen kann. Dritter Teil behandelt die Positionierungsgenauigkeit einer numerisch gesteuerte Horizontal. Bohr - und - Fräsmaschine Typ BG 80/100 Bematic.

AU.1.14

V. Z r n i ć ^{x)}

MEMORIJSKI PNEUMATSKI RAZVODNICI I NJIHOVA PRIMENA U RADNIM
JEDINICAMA ^{xx)}

1. Opšte

Funkcija svakog razvodnika se ostvaruje konstruktivnim rešenjem, koje može biti složenijeg ili prostijeg oblika. Medjutim, po načinu rada razvodnik može biti:

- u neaktiviranom stanju propušta vazduh,
- u aktiviranom stanju propušta vazduh, i
- i memorijski.

Swako od ovih rešenja nalazi svoje mesto u okviru funkcije celog sistema koga čine pneumatski razvodnici i druge komponente.

Razvodni klip prve dve grupe razvodnika prema konstruktivnom rešenju, zauzima uvek jedan odredjeni položaj pomoću opruge ili preko sile proizvedene razlikom površina uz prisustvo komprimiranog vazduha. Tako, u prvom slučaju postoji veza napojnog voda preko razvodnika sa cilindrom.

U drugom slučaju veza između napojnog voda i cilindra preko razvodnika se ostvaruje kada je razvodnik aktiviran. U oba slučaja stanje u razvodniku se vraća čim prestane dejstvo spoljnog impulsa.

Najčešće nalaze primenu memorijski razvodnici kod kojih prolaz komprimiranog vazduha kroz razvodnik nastupa kada razvodni klip zauzme jedan položaj pod dejstvom kratkotrajnog pneumatskog impulsa sa jedne strane. Za razliku od drugih tipova ovo stanje razvodnika ostaje nepromenjeno i posle prestanka dejstva zadanog impulsa. Zato se kaže da

^{x)} Vladimir Zrnić, dipl. ing., vodeći istraživač Instituta "Mihailo Pupin", Beograd, Volgina 15.

^{xx)} Saopštenje iz Instituta "Mihailo Pupin" sadrži neke rezultate razvoja pneumatskih komponenta za potrebe industrije.

ovaj razvodnik "pamti" zadano stanje, pa je i dobio odgovarajuće ime - memorijski. Tok strujanja vazduha kroz memorijski razvodnik ostaje sve dok se razvodni klip pod dejstvom impulsa sa suprotne strane ne premesti u drugi položaj.

Bitna razlika izmedju memorijskih razvodnika i drugih tipova je u tome, što je za promenu stanja kod memorijskih razvodnika dovoljan kratkotrajan impuls da bi promenio stanje i "zapamtio" zapovest. Kod svih drugih tipova za promenu stanja je potreban takodje neki impuls (pneumatski, električni, mehanički ili dr.), ali zadano stanje ostaje samo dotle dok traje dejstvo impulsa. Posle prestanka impulsa automatski se postiže ranije stanje u razvodniku koje je definisano konstruktivnim rešenjem.

Često se pred jednu pneumatsku instalaciju, kojom treba obezbediti automatski rad mašine ili uređaja, postavljaju vrlo složeni zadaci. Zbog toga se primenjuju razvodnici različitih konstruktivnih izvedenja kojima se ostvaruju različite funkcije. Otuda je razvijena familija razvodnika kako po veličini i protoku tako i u funkcionalnom smislu. Pored toga, zahtevi primene uslovljavaju vrlo različite načine aktiviranja razvodnika, različitih i istih funkcionalnosti. Tako postoje razvodnici:

- pneumatski,
- elektromagnetski,
- ručno,
- mehanički, i
- nožno aktivirani.

Današnje stanje pneumatskih komponenata, a posebno razvodnika, dostigle su takav stepen razvoja da se mogu izvesti sve osnovne i kombinovane funkcije kojima se uspešno rešavaju zadaci u praksi kod upravljanja i automatizacije odnosno mehanizacije mašina i uređaja.

2. Memorijski razvodnici i njihov zadatak u pneumatskim instalacijama

Ovde će biti reči samo o konstrukciji, odnosno funkciji memorijskih razvodnika kao i njihovoj primeni. Funkcije i konstruktivna izvedenja ostalih tipova razvodnika biće samo pomenuta ako su potrebna za objašnjenje rada jednog sistema.

Bilo bi vrlo opširno ako bi se analizirala sva konstruktivna rešenja

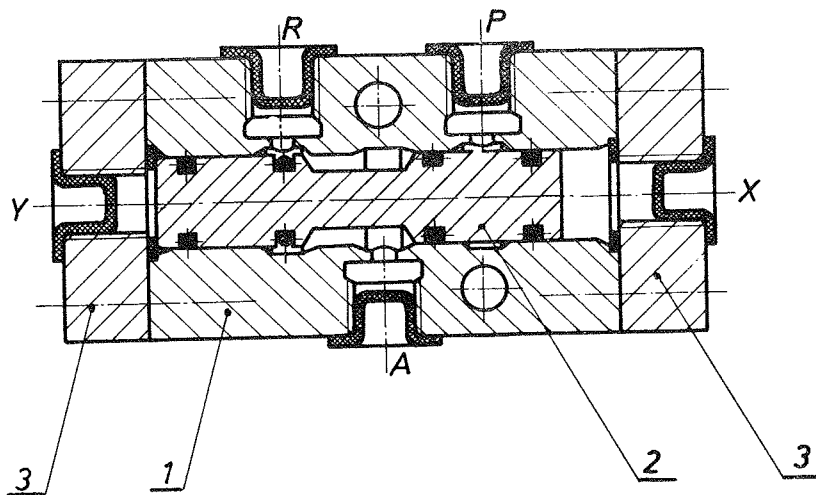
memorijskih razvodnika. Zbog toga će pažnja biti zadržana samo na konstrukciji i funkciji memorijskih razvodnika koji su za potrebe industrije razvijeni i osvojeni u institutu "Mihailo Pupin" - Beograd.

a) Konstruktivno rešenje memorijskih razvodnika

Kod svakog konstruktivnog rešenja mora biti ostvarena osnovna funkcija. Treba napomenuti da funkcija "memorija" može da bude izvedena sa razvodnikom koji se koristi za:

- cilindar jednosmernog dejstva,
- cilindar dvosmernog dejstva, i
- kao protočni ventil.

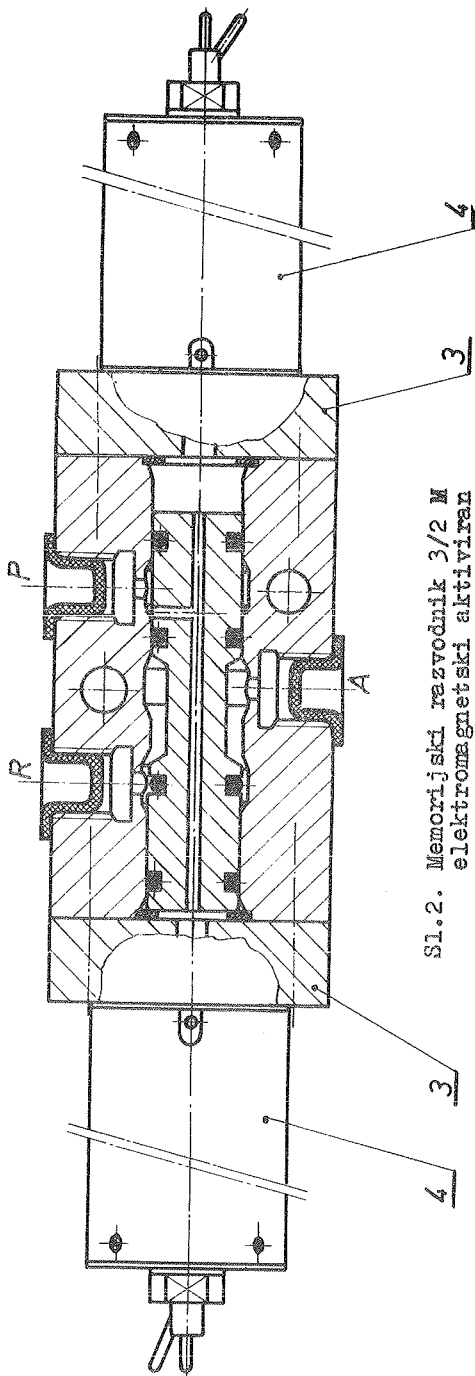
Na slici 1 je dat presek memorijskog razvodnika 3/2 M koji radi pomoću pneumatskih impulsa. Razvodnik se sastoji iz tela 1, razvodnog



Sl.1. Memorijski razvodnik 3/2 M pneumatski aktiviran

klipa 2 i ploča 3 preko kojih dolaze pneumatski impulsi X ili Y. Dovod komprimiranog vazduha se vezuje na otvor P, veza sa cilindrom jednosmernog dejstva se ostvaruje preko otvora A, dok se pražnjenje omogućuje kroz otvor R. Na slici 1 prikazana veza ostvarena je već ranijim dejstvom pneumatskog impulsa X na čelo klipa. Dok je u ovom slučaju dovod vazduha preko P prekinut, pražnjenje cilindra je omogućeno kroz razvodnik smerom $A \rightarrow R$.

Razvodni klip zadržava zauzeti položaj i posle prestanka impulsa, sve



Sl.2. Memorijski razvodnik 3/2 M elektromagnetski aktiviran

dok ne počne delovanje pneumatskog impulsa Y .

Impuls Y prebacuje klip u drugi krajnji položaj, a kroz razvodnik se uspostavlja veza $P \rightarrow A$. U ovom slučaju razvodnik takodje "pamti" zadano stanje, iako je impuls Y prestao. Tako je ostvarena funkcija memorija za razvodnik 3/2 M ^{x)} .

Isti razvodnik ostvaruje memorijsku funkciju ako se za aktiviranje koristi elektromagnet kako prikazuje slika 2.

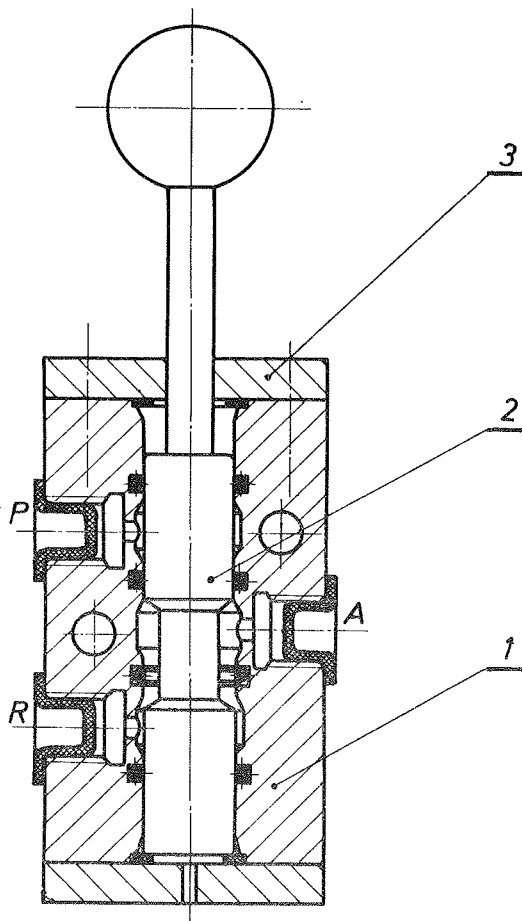
Na pločama 3 uvrnu se elektromagneti 4 (sa obe strane po jedan). Kroz sredinu razvodnog klipa izbušena je rupa $\varnothing 2$ mm i spojena sa dovodom P (kako se vidi na slici). Na taj način, obe su strane klipa pod pritiskom vazduha.

Jedanput zauzeti položaj klipa ostaje sve dotle dok sa jedne strane klipa ne dodje do pada pritiska. U ovom slučaju impuls kojim se menja položaj klipa se ostvaruje kada se sa jedne strane ispusti vazduh u atmosferu. Ispuštanje vazduha se obezbedjuje kada se aktivira elektromagnet. Tada vazduh izlazi u atmosferu, pa se zbog razlike pritiska stvara sila za prelaz klipa iz jednog u drugi položaj.

Memorijski razvodnik za cilindar jednosmernog dejstva može se dobiti ako se položaj klipa ostvaruje direktno preko poluge koja se povlači ručno u jedan ili drugi položaj. Na

x) 3 otvora i 2 položaja sa oznakom Memorijske.

slici 3 je prikazan razvodnik 3/2 M ručno aktiviran. Da se razvodni



Sl.3. Memorijski razvodnik 3/2 M ručno aktiviran

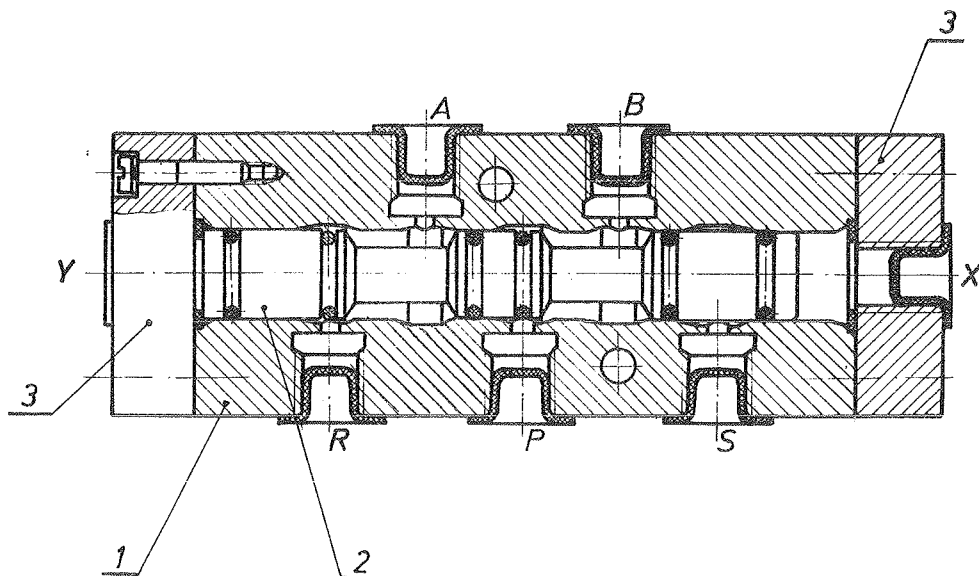
klip prebaci iz jednog u drugi položaj, treba ručno, hvatajući za kuglu, potisnuti klip u jedan od dva položaja. Na slici se vidi da ovaj razvodnik ima zaptivke u telu za razliku od prethodna dva rešenja (slike 1 i 2). To svakako nema uticaja na funkciju, već predstavlja samo jedno od mogućih konstruktivnih rešenja.

Razvodnik 5/2 M služi za upravljanje cilindrom dvosmernog dejstva. Na slici 4 je prikazan razvodnik koji funkcioniše delovanjem pneumatskih impulsa X ili Y na čelo klipa 2.

Dovod komprimiranog vazduha preko otvora P povezuje se zavisno od dva krajnja položaja klipa 2 sa otvorima A i B. Kada je zbog dejstva impulsa X razvodni klip 2 zauzeo krajnji položaj (kao na slici)omogućen je prolaz $P \rightarrow B$ i ostvarena veza $A \rightarrow R$. Ovakav položaj razvodnog klipa snabdeva jednu stranu cilindra dvosmernog dejstva komprimiranu vazduhom (veza $P \rightarrow B$), dok je druga strana cilindra vezana za atmosferu (veza $A \rightarrow R$). Pneumatski impuls X može da prestane, pošto razvodni klip zadržava zauzeti položaj sve dok ne počne da deluje impuls Y. Kada impuls Y prebaci klip 2 u drugi krajnji položaj, kroz razvodnik je ostvarena veza $P \rightarrow A$ i $B \rightarrow S$. Zadato stanje u memorijskom razvodniku ostaje sve dok pod dejstvom impulsa X ne dodje ponovo do promene.

Ovaj isti razvodnik može biti aktiviran elektromagnetskim impulsima ili ručno, slično rešenju koje se vidi na slikama 2 i 3. Kroz sredinu klipa izbuši se rupa $\varnothing 2$ mm preko kojih se vazduhom snabdevaju oba če-

la razvodnog klipa. Aktiviranjem elektromagneta ispušta se vazduh iz jedne, odnosno iz druge strane razvodnog klipa, i zahvaljujući razlici pritiska klip prelazi iz jednog u drugi krajnji položaj.



Sl. 4. Memorijski razvodnik 5/2 M pneumatski aktiviran

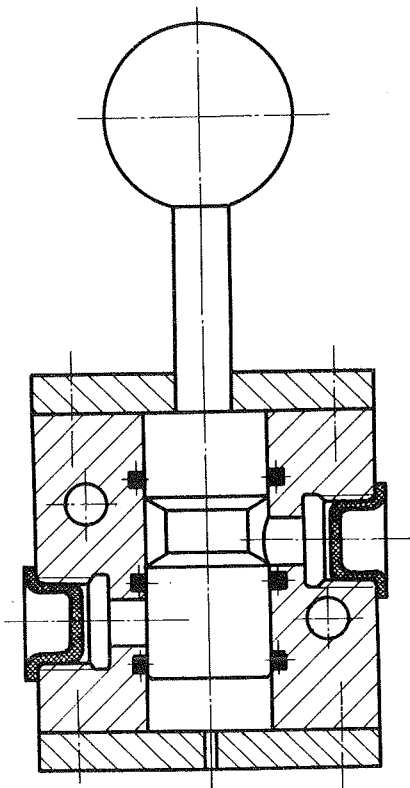
Ista funkcija se može postići ako se direktno klip premešta u jedan od željenih položaja, ručno preko poluge.

Na slici 5 je prikazan memorijski razvodnik 2/2 ručno aktiviran. Ovaj razvodnik treba da propusti komprimirani vazduh ili da prekine vezu. Zbog toga razvodni klip zauzima jedan od dva moguća položaja ručnim delovanjem preko poluge koja je jednim krajem uvrnuta u čelo razvodnog klipa, a na drugom kraju ima kuglu kao rukohvat za držanje. Kod ovog rešenja zaptivka se nalazi u telu razvodnika, zbog čega je razvodni klip jednostavnije konstrukcije.

Funkcija memorije u ovom slučaju je postignuta, jer ne postoji nikakva unutrašnja sila koja bi klip pomerila iz jedanput zauzetog položaja.

b. Funkcija memorijskih razvodnika u sistemu

Potrebno je izvršiti zavarivanje dva ili više komada u jednu celinu. Za držanje su potrebna tri cilindra. Omogućiti da se svaki cilindar



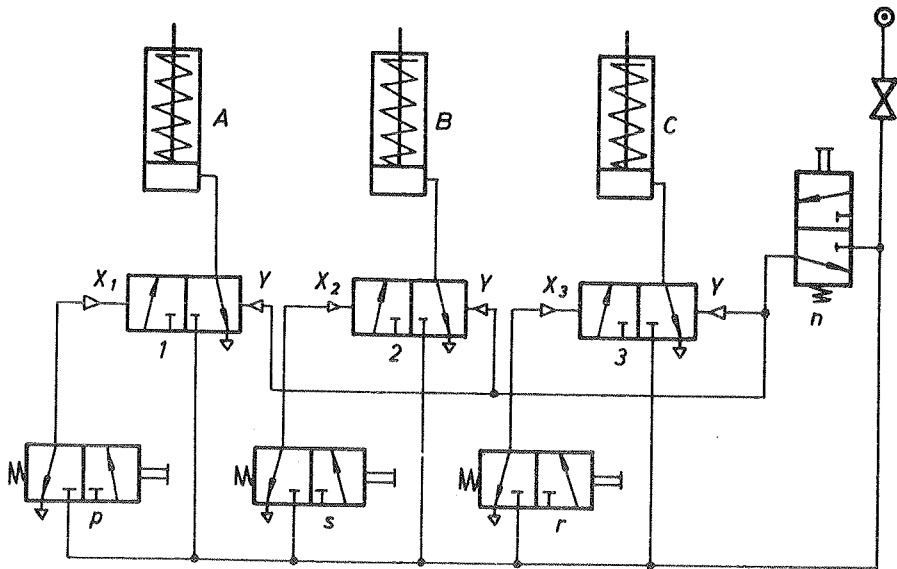
Sl.5. Memorijski razvodnik
2/2 ručno aktiviran

može biti primenjena i u drugim sistemima koji za rešenje kompleksnog zadatka zahtevaju takvu funkciju.

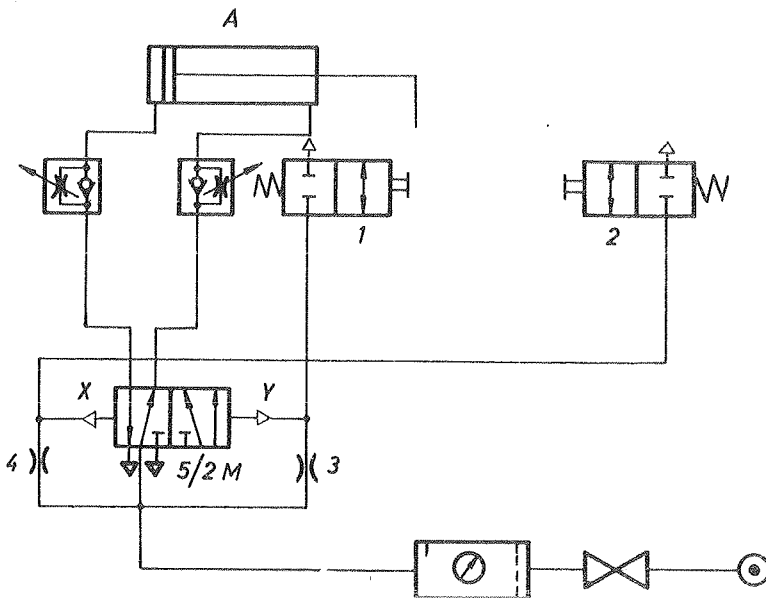
Funkcija "memorija" kod razvodnika 5/2 M ima takodje široku primenu. Slika 7 prikazuje jednu jednostavnu šemu koja je primenjena kod automatskog pneumatskog cilindra. Cilindar dvosmernog dejstva A povezan je memorijskim razvodnikom 5/2 M koji se aktivira pneumatskim impulsom X i Y. Za razliku od ranijih rešenja, ovde pneumatski impuls deluje kada opadne pritisak u komandnom vodu. Čeone površine razvodnog klipa su u ovom slučaju pod pritiskom vazduha (kao na slici 2). Kada opadne pritisak u komandnom vodu sa strane X ili Y pod dejstvom komprimiranog vazduha, klip će se kretati u smeru nižeg pritiska, i tako preći iz jednog u drugi krajnji položaj. Kada klip cilindra A zauzme krajnji uvučeni položaj, aktivira se impulsni razvodnik 1. Pritiskom na taster razvodnika 1 vazduh se iz komandnog voda (od Y do 1) isprazni u atmosferu, čime je ostvaren pad pritiska na strani Y,

može posebno aktivirati i da posle završenog zavarivanja svi cilindri istovremeno otpuste komad. Na slici 6 prikazana je funkcionalna šema instalacije koja treba da izvrši postavljeni zadatak. Pritiskom na taster impulsnog razvodnika p, pneumatski impuls X_1 će delovati na memorijski razvodnik 1 (3/2 M), da bi se kroz razvodnik ostvario protok komprimiranog vazduha do cilindra jednosmernog dejstva A. Cilindar A će izvršiti pritezanje komada. Na isti način, od impulsnih razvodnika s i r, dolaze impulsi X_2 i X_3 do memorijskih razvodnika 2 i 3, da bi cilindri B i C izvršili odgovarajuće stezanje. Memorijski razvodnici zadržavaju zadano stanje (stezanje komada) za sve vreme zavarivanja.

Otpuštanje komada nastupa tek kada preko impulsnog razvodnika n impulsi Y promene stanje u memorijskim razvodnicima 3/2 M. Ovakva funkcionalna karakteristika memorijskih razvodnika mo-



Sl. 6. Pneumatska instalacija za stezanje komada



Sl. 7. Pneumatska instalacija automatskog pneumatskog cilindra

a time dolazi i do promene stanja u razvodniku 5/2 M (impuls Y kao pad pritiska. Pošto se prekine veza sa atmosferom, upravljački vod se puni komprimiranim vazduhom preko prigušivača 3. Upravljački vod je stalno u vezi sa dovodom vazduha preko prigušivača. Kod ostvarene veze sa atmosferom dovod vazduha je manji, jer ide preko prigušivača, pa se zbog toga javlja potreban pad pritiska i razvodni klip u razvodniku 5/2 M menja položaj. Kada kraj klipnjače dospe u jedan od izvučenih položaja, aktivira se impulsni razvodnik 2 koji ispusti vazduh iz upravljačkog voda X - 2, što po funkciji predstavlja komandni impuls za memorijski razvodnik 5/2 M, i klip u cilindru se vraća. Tako je ostvareno stalno oscilatorno kretanje klipa cilindra, sve dok u sistemu ima komprimiranog vazduha.

Prema potrebi impulsni razvodnik 2 može biti i van domena kraja klipnjače. Tada impuls Y dolazi od mašine ili uređaja sa kojima je automatski cilindar u sprezi. U tom slučaju vraćanje klipnjače nastupa ne kada klip distigne krajnji izvučeni položaj, već tek onda kada se pojavi impuls Y.

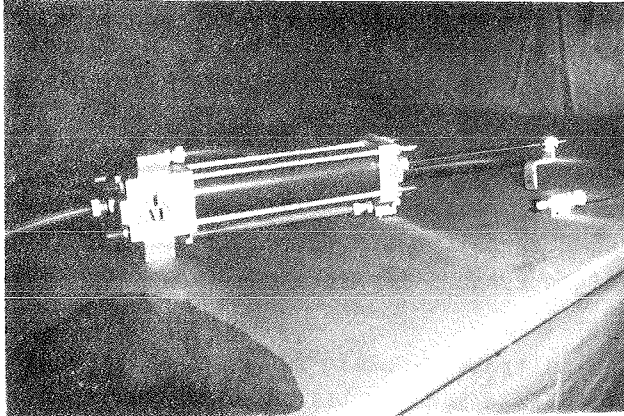
Ovih nekoliko primera treba da ukažu na mesta primene gde bi bez funkcija "memorija" rešenje zadatka bilo vrlo teško ili čak i nemoguće.

3. Automatski pneumatski cilindar

Automatski pneumatski cilindar je cilindar specijalnog izvodenja čiji klip vrši translatorno - oscilatorno kretanje automatski sve dok je cilindar priključen na vod komprimiranog vazduha. To je kompaktna konstruktivna celina, a za funkciju cilindra dovoljno je povezati jedan priključak sa komprimiranim vazduhom. Neprekidno translatorno-oscilatorno kretanje se obezbeđuje sa dva pneumatska mikroprekidača od kojih jedan čini celinu sa cilindrom a drugi se može pomerati prema potrebi, i na taj način se menja hod klipa u cilindru do maksimalno mogućeg. Brzina kretanja klipa se može prema konkretnim zahtevima podesiti. Klip vrši " - " hod (klipnjača ulazi) kada dodje zapovest u vidu pneumatskog impulsa od mašine ili uređaja s kojim se cilindar povezuje. Tako je obezbeđen sinhroni rad cilindra i mašine ili uređaja sa kojima cilindar radi. Klip vrši " + " (klipnjača se izvlači) odmah čim dostigne svoj krajnji položaj u " - " hodu, a zadržava se u krajnjem izvučenom položaju sve dok ne stigne pneumatski impuls od mašine ili uređaja sa kojima je cilindar u sprezi. Prečnik i

hod cilindra uslovljeni su potrebnom silom za savladjivanje otpora, kao i veličinom radnog predmeta odnosno dužinom radne površine. Pritisak vazduha je 5 - 6 kp/cm² iz postojeće mreže.

Prečnici cilindara su standardizovani, imaju sledeći niz: 50, 63, 80, 100, 125 mm. Hodovi se mogu izabrati prema potrebi. Odgovarajuće sile koje cilindar daje pri 5 kp/cm² su: 100, 160, 250, 400, 600 kp. Slika 8 pokazuje spoljni izgled automatskog cilindra kao samostalne radne jedinice.



Sl.8. Automatski cilindar kao radna jedinica

Ovakve tehničke karakteristike omogućuju da automatski pneumatski cilindar može imati vrlo veliku primenu:

- Kod stezanja komada radi izvršenja određene operacije. Završetak operacije može biti signal da komad bude automatski otpušten da bi stezanje sledećeg komada nastupilo po želji.
- Kod ravnanja, poliranja neke ravne ili cilindrične površine primena cilindra ima punog opravdanja.
- Probijanje određenih rupa na limu ili komadu sa tačno definisanim rastojanjem može se izvesti automatski sa ovim cilindrom.
- U transportu komada pomoću ovog cilindra moguće je bez prisustva čoveka prebacivati deo s jedne transportne trake na drugu.
- Povremeno otvaranje i zatvaranje ventila može se obezbediti pomoću ovog cilindra u zavisnosti od promene nekog parametra u procesu koji bi direktno ili posredno poslao signal za početak izvršenja operacije.

štene sve funkcije sem impulsnih ventila. Po glatkoj i ravnoj površini a tela 1 kreće se razvodna ploča 2 koju pokreće klip 3. Komora je stalno u vezi sa dovodom komprimiranog vazduha zbog čega je razvodna ploča 2 stalno pritisnuta uz površinu a . Komora b je u vezi sa dovodom komprimiranog vazduha. Zbog kanala c u klip 3 oba čela klipa su pod pritiskom vazduha, a pošto su černe površine klipa jednake klip zadržava postignuti položaj. Kada je klip u položaju kao na slici 9, razvodna ploča povezuje kanal k sa n . Pošto je kanal k veza sa atmosferom, onda će se strana cilindra koja je povezana sa kanalom n prazniti, dok je suprotna strana cilindra preko kanala m u vezi sa izvorom pritiska. Delovanjem impulsa X klip se kreće u smeru nižeg pritiska, a razvodna ploča obuhvata kanale m i k . Tako se strana cilindra vezana preko kanala m prazni u atmosferu, a suprotna se puni preko kanala n . Memorijska funkcija razvodnika ovakvog konstruktivnog izvodjenja je obezbedjena jer po prestanku impulsa X klip ostaje u dostignutom položaju sve dok ne nastupi delovanje impulsa Y sa druge strane klipa.

Tako je automatski pneumatski cilindar ugradjen u jedinicu za dotur materijala i u obrtni sto jedinice koje su razvijene u institutu "Mihailo Pupin".

4. Zaključak

Tehnički zahtevi za rešenje pojedinih problema iz oblasti automatizacije mašina i procesa su sve složeniji, pa su i instalacije komplikovanije. Za izvršenje odredjenih zahvata, pneumatski razvodnici ispunjavaju upravljačku funkciju u sistemu dok cilindri obavljaju izvršnu funkciju.

Upravljački deo sistema se ne može zamisliti bez svih osnovnih funkcija, medju kojima se funkcija "memorija" najčešće koristi. Ovde nije moguće ukazati na sva ova mesta koja koriste memorijske razvodnike, ali je sa ovih nekoliko primera ukazano kako na način upotrebe, tako i na mesto primene, s obzirom na zahtev koji se traži od jedne instalacije.

A. Š i j a k o v i ć ^{x)}

JEDINICA ZA DOTUR MATERIJALA, TEHNIČKE KARAKTERISTIKE I PRIMENA
U KOLIMA MALE AUTOMATIZACIJE ^{xx)}

1. Opšte

Automatizacija alatnih mašina ima veliku ulogu na današnjem stepenu razvoja proizvodnje. One se mogu raditi ili kao univerzalne ili specijalne. Univerzalne mašine su po konstrukciji složenije pa samim tim i skuplje, a nisu racionalno korišćene. Rukovanje takvom mašinom zahteva dobro obučenog radnika, što sve skupa povećava cenu radnog časa. To predstavlja veliki gubitak u proizvodnji.

Specijalne mašine su konstruktivno jednostavnije i rade se za jednu ili dve operacije. Namenjene su za jedno određeno radno mesto u veliko serijskoj ili masovnoj proizvodnji. Za njihovo rukovanje je dovoljna priučena radna snaga. Takve se mašine rade obično u malom broju, pa obezbeđenje rezervnim delovima ide prilično teško.

U praksi se najčešće zahteva neko srednje rešenje, što najviše odgovara proizvodnji najvećeg broja naših proizvodnih organizacija. Ovo tim pre, kad se zna da proizvodni program nije do detalja definisan, pa tokom vremena trpi bitnije izmene.

Zbog toga univerzalne mašine imaju izvesnu prednost nad specijalnim, samim tim što su pogodnije za preorijentaciju na neku drugu vrstu proizvodnje. Pri ovome treba pronaći optimum ekonomičnosti između cene koštanja i radnih operacija koje ista može da obavi.

Na današnjem stepenu razvoja tehnike, sve češće se javlja problem zastarelosti mašine. Merilo zastarelosti je sve manje njihova tehnička

x) Aleksandar Šijaković, dipl.ing., viši razvojni saradnik Instituta "Mihailo Pupin", Beograd, Volgina 15

xx) Saopštenje iz Instituta "Mihailo Pupin", sadrži neke rezultate iz konstrukcije radnih jedinica i njihove primene u maloj automatizaciji.

dotrajalost već sve više ekonomska opravdanost. Novije mašine su uvek produktivnije i tačnije u radu.

Činjenica da nabavka nove automatizovane mašine zahteva velika sredstva, nametnula je jedan nov tehnički problem. To je obezbedjenje veće produktivnosti bez zamene ekonomski zaostale mašine, pod uslovom da je tehnički ispravna. Znači produžiti vek mašine i da ona bude i dalje rentabilna. Sve ovo što je navedeno, zastarelost mašina, preorijentacija proizvodnje, racionalno korišćenje mašina i drugi problemi uslovlili su traženje novih rešenja i našli ga u primeni radnih jedinica u kolima male automatizacije.

Radne jedinice su tako konstruisane da svaka za sebe predstavlja posebnu celinu i može se za najkraće vreme postaviti na mašinu gde treba automatizovati radne i pomoćne operacije. Dosadašnje iskustvo u tome pokazalo je ekonomsku opravdanost radnih jedinica na postojećem mašinskom parku. Zbog svega toga, radne jedinice su našle vrlo široku primenu skoro kod svih alatnih mašina. Za sada su najviše primenjene sledeće radne jedinice: (i) automatski pneumatski cilindar, (ii) jedinica za dotur materijala, (iii) obrtni radni sto, i (iv) radna jedinica za posmak.

U Institutu "Mihailo Pupin", Beograd, Laboratorija za fluidnu tehniku, su konstruisane i realizovane prve tri radne jedinice. Automatski pneumatski cilindar može raditi ili kao samostalna radna jedinica ili u sastavu drugih jedinica, gde je iskorišćen njegov automatski rad. Za ovo Savetovanje pripremili smo radnu jedinicu za dotur materijala.

2. Jedinica za dotur materijala

Jedinica za dotur materijala primenjuje se tamo gde je potrebno radni predmet pomeriti pravolinijski uvek u istom smeru, a u odredjenim jednakinim taktovima. Dužina posmaka se reguliše prema potrebi, a njihov broj u jedinici vremena se odredjuje prema kapacitetu mašine na kojoj je postavljena radna jedinica. Najčešće je ova jedinica našla primenu za probijanje i odsecanje. Funkcionalnu povezanost rada prese i jedinice za dotur obezbeduju posebni organi za sinhronizaciju.

Ovaj prigušno-nepovratni ventil obezbeđuje da membrana pokretne stegge (7) čvrsto stegne radni predmet, pre nego što će nešto kasnije početi kretanje zajedno sa njim i klipom cilindra u drugi (-) položaj. Kada klip dodje u krajnji (-) položaj, pokretna stega (7) aktivira drugi impulsni ventil (6). Tada opada pritisak sa strane Y razvodnika 5/2 M, pa se razvodni klip pomera na stranu Y. Razvodni klip sada stvara prolaz vazduha u desnu stranu cilindra, a levu povezuje sa atmosferom. Vazduh opet u cilindar ide preko prigušno-nepovratnog ventila, dok pod membranu nepokretne stegge (8) ulazi direktno. To znači da će membrana opet prethodno stegnuti radni predmet, pre nego što će klip i pokretna stega, čija je membrana u međuvremenu otpustila radni predmet, početi kretanje u (+), izvučeni, položaj klipnjače. U ovom položaju će ostati sve dotle, dok se ponovo ne aktivira impulsni razvodnik (2), kada će se ceo ciklus ponoviti.

2.2. Konstruktivno izvodjenje

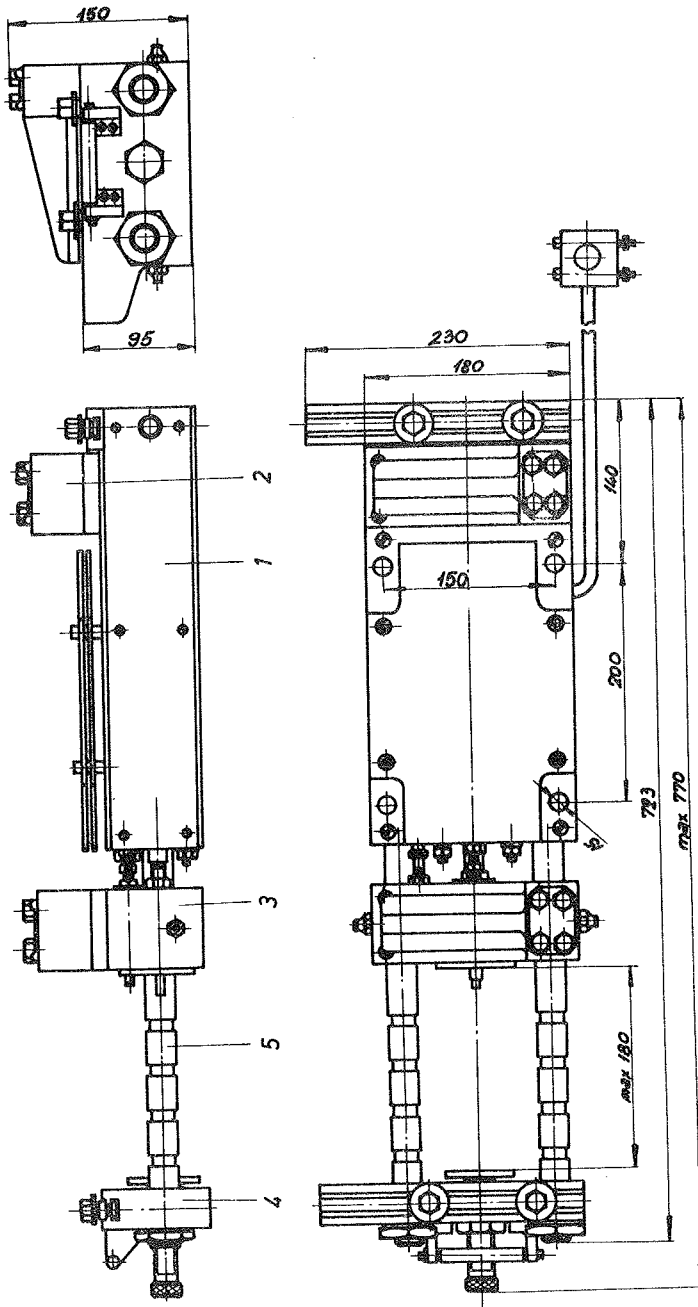
Pneumatska šema jasno pokazuje način rada radne jedinice.

Osnovni element jedinice za dotur materijala je automatski pneumatski cilindar (1) na slici 2.

Automatski pneumatski cilindar, kao radna jedinica je detaljno objašnjen u trećem poglavlju saopštenja V. Zrnića, dipl. ing., iznetom na ovom Savetovanju. Da bi bio primenjen na jedinici za dotur, automatski pneumatski cilindar je delimično modificiran. Modifikacija se odnosi samo na specijalni memorijski razvodnik 5/2 M i klipnjaču cilindra. I kod jednog i kod drugog se ne radi o nekim velikim doradama, već se samo na postojećim stvaraju kanali kojim se odgovarajuće strane cilindra povezuju sa odgovarajućim stegama (2) i (3). Za prvu nepokretnu stegu (2), kanal se buši u zadnjoj ploči cilindra. Za stezanje pokretne stegge izbušena je klipnjača na celoj dužini, tako da je taj otvor jednom stranom povezan sa odgovarajućom stranom cilindra, a a drugom sa komorom (C) ispod membrane pokretne stegge (slika 3).

Na ovaj način, pokretna stega je povezana sa odgovarajućom stranom cilindra.

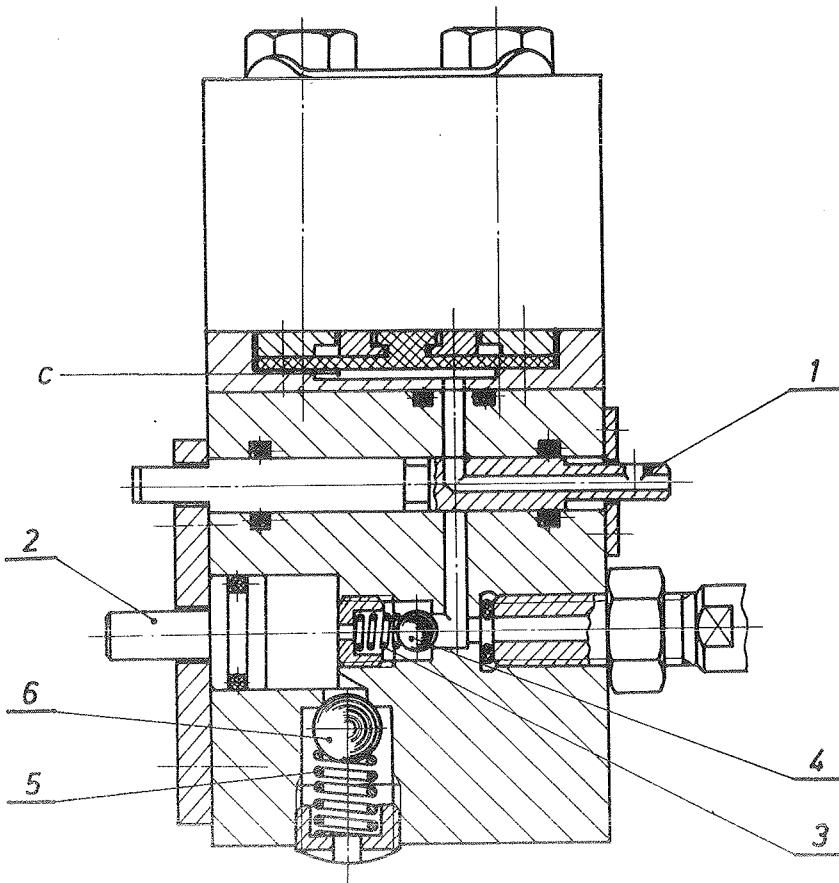
Na funkcionalnoj šemi se vidi da imamo 2 prigušno-nepovrtana ventila (4) koji još sa 2 impulsna ventila 2/2, (2) i (6), specijalnim memorijskim razvodnikom 5/2 M (3) i cilindrom (5) čine automatski pneumat-



Sl. 2. Ugradni crtež jedinice za dotur materijala

ski cilindar. Pri konstrukciji je bilo nemoguće staviti prigušno-nepovratni ventil na vodu potrebnom za kretanje klipa u (-) uvučeni položaj, dok je na drugoj strani cilindra to moglo da se izvede. Ovo zbog toga, što je vazduh pod pritiskom, da bi došao u komoru stege morao prvo da dodje u cilindar, pa se prigušivanjem na tom vodu ne dobija tražena funkcija. Moramo tražiti drugo rešenje umesto prigušno-nepovratnog ventila na tom vodu, a da se dobije potrebna funkcija.

U telu pokretne stege (slika 3) postavljen je razvodni klip (1) koji u jednom položaju povezuje komoru stege (C) sa cilindrom, odnosno sa vazduhom pod pritiskom, a u drugom istu povezuje sa atmosferom. Pomeranje razvodnog klipa iz jednog položaja u drugi vrši se automatski pri kretanju pokretne stege. Njegova je uloga da u odredjenom trenut-



Sl. 3. Konstruktivno rešenje pokretne stege

ku, kada je pokretna stega izvršila radni hod, klipnjača došla u krajnji (-) položaj, poveže komoru (C) ispod membrane, koja je za to vreme bila pod pritiskom, sa atmosferom. Na taj način se oslobadja radni predmet (traka), pa omogućuje nesmetano vraćanje pokretne stega za novi radni hod. Razvodni klip će ostati u tom položaju za celo vreme povratnog hoda, da bi ga na kraju istog, disk graničnika (4) na (slici 2) ponovo pomerio u prvobitni položaj i time ostvario vezu komore sa cilindrom. Kada se obavlja radni hod, vazduh direktno ulazi u komoru za stezanje i odgovarajuću stranu cilindra. Ali kretanje klipa će početi tek kada dostigne određenu vrednost da savlada trenje. Za to vreme, membrana je dovoljno stegla radni predmet pa neće doći do proklizavanja. Ovo smo pri konstrukciji pretpostavili, a naša ispitivanja na prototipu su tu pretpostavku i potvrdila.

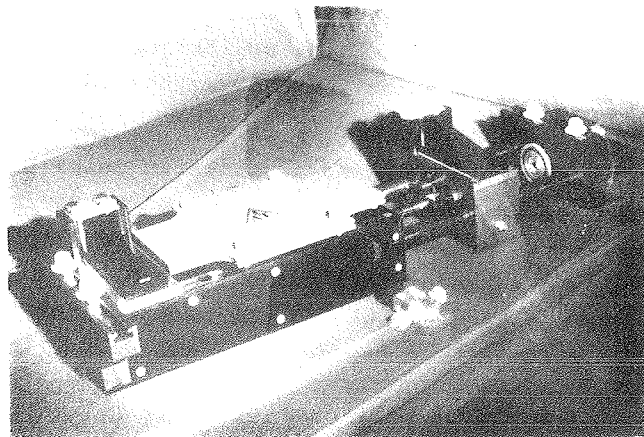
Na ovaj način smo postigli sinhronizovan rad klipnjače i stega. Pre nego što će klipnjača zajedno sa stegom početi radni hod, membrana je stegla radni predmet. Na kraju radnog hoda pošto je radni predmet premešten za jedan korak, biva oslobodjen od membrane pokretne stega. U isto vreme aktivira se impulsni ventil (6) koji menja smer kretanja vazduha iz glavnog voda. Sada vazduh ulazi u drugu stranu cilindra, odnosno u nepokretnu stegu (8), pa je za vreme povratnog hoda nepokretna stega čvrsto stegla radni predmet. U tom položaju alat vrši prosecanje. Kada je izvršena operacija prosecanja i alat polazi u gornji položaj, breg na ekscentru prese (slika 1) aktivira impulsni ventil (2) koji menja položaj klipa u razvodnicima čime se menja tok strujanja vazduha iz glavnog voda. Sve dok alat na mašini vrši oscilatorno translatorno kretanje, a instalacija radne jedinice vezana za glavni vod, obavlja se automatski rad. Da bi se isključio rad jedinice i ako radi mašina, dovoljno je prekinuti doved vazduha iz glavnog voda u radnu jedinicu.

Veoma je važno obezbediti miran rad jedinica za dotur materijala. Zato je neophodno obezbediti prigušenje udarca na krajevima hoda pokretne stega. Kada je hod pokretne stega isti kao hod klipa u cilindru, onda to prigušenje obezbedjuje cilindar. Kako je to vrlo retko i gotovo nikad, to se moralo naći rešenje prigušenja udara pokretne stega, kada je njen hod manji od mogućeg hoda klipa u cilindru. Pošto klipnjača zajedno sa stegom uvek pri radu dolazi u krajnji (-) položaj, to je na toj strani prigušenje već obezbedjeno. Potrebno je obezbediti prigušenje kad klip zajedno sa stegom vrši povratni hod bez obzira na dužinu posmaka radnog predmeta.

Ovo se postiže stavljanjem graničnika (slika 2, poz. 4) na ožljebljene poluge (5) po kojima klizi pokretna stega. Poluge su čvrsto vezane za automatski pneumatski cilindar. Graničnik je tako konstruisan da se hod pokretne stega može regulisati, grubo premeštanjem graničnika u odgovarajuće žljebove vodjica (5) i fino pomoću zavrtnja sa kontra navrtkom. Na drugoj strani u pokretnoj stegi napravljen je vazdušni prostor, čija je zapremina promenljiva u zavisnosti od hoda klipa (slika 3, poz. 2). Kada pokretna stega vrši radni hod (-), vazduh, koji je sad pod pritiskom, savladjuje oprugu (3), odvaja kuglicu (4) od sedišta i ispunjava prostor pomerajući klip (2) u krajnji položaj.

Pritisak u ovom prostoru biće nešto manji od pritiska u cilindru zbog sile opruge koja je pri tom savladana. I posle promenjenog smera kretanja vazduha iz glavnog voda, i ako je ta strana cilindra sada povezana sa atmosferom u vazdušnom prostoru ostaće nadpritisak, ali nešto manji od nadpritiska koji je vladao kada je ta strana bila pod pritiskom. Ovo je omogućio klip sa jedne i kuglica sa oprugom sa druge strane koja u ovom slučaju služi kao nepovratni ventil. Znači pri povratnom hodu pokretne stega, komora je ispunjena vazduhom pod pritiskom. Kada stega dodje do graničnika, u njega se prvo oslanja i ispust klipa. Tada dolazi do sabijanja vazduha u komori. Opruga (5) je tako proračunata da se kuglica (6) odvoji od ležišta tek kada u komori naraste odredjen nadpritisak. Taj nadpritisak se obezbedjuje tek na kraju hoda klipa, pa se pri tom dobija ublaženje udara pokretne stega.

Pri konstrukciji smo se trudili da radna jedinica izgleda što jednostavnije.



Sl. 4. Jedinica za dotur materijala

Njen oblik, kao i gabaritne dimenzije, približno je isti kao kod stranih proizvođača, jer je to i najskladniji oblik. Ono u čemu se razlikuje su neka funkcionalna i konstruktivna rešenja. Ovo je prva jedinica za dotur materijala napravljena u našem Institutu, a možda i u celoj zemlji, pa je logično očekivati izvesne primedbe kada ista bude malo duže radila u proizvodnji. Otklanjanjem i ovih eventualnih primedbi radna jedinica će dobiti još više u svom kvalitetu.

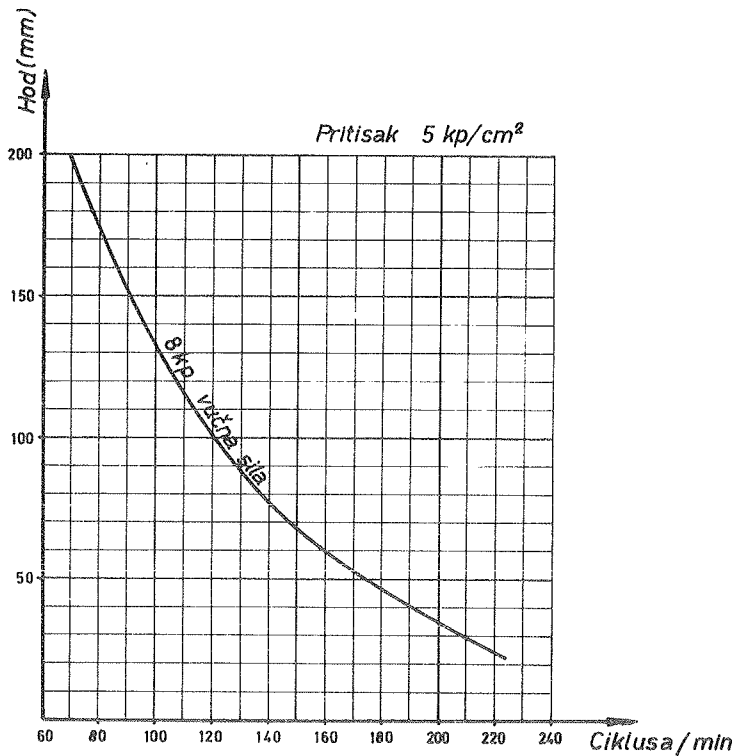
2.3. Tehničke karakteristike

Potreba za širokom primenom radnih jedinica za dotur materijala uslovljava njihovu izradu u više veličina. Konstruisali smo jednu iz te familije sledećih tehničkih karakteristika:

- maksimalna širina trake	100 [mm]
- radni hod	10 - 180 [mm]
- debljina trake	0,1 - 1,6 [mm]
- sila u radnom hodu pri $p = 5$ at	80 [kr]
- sila pritezanja pri $p = 5$ at	170 [kr]
- radni pritisak	2 - 6 [kp/cm ²]
- priključak glavnog voda	M16 x 1,5
- težina	40 [kr]
- automatski pneumatski cilindar	∅ 50 x 200 [mm]
- prigušno-nepovratni ventil P 66 - 622 "Automatik"	
priključak M 14 x 1,5	
- tolerancija hoda	± 0,1 [mm]
- upravljanje	automatsko.

Ispitivanjem se dobila zavisnost broja ciklusa u min. od dužine hoda. Dobijeni rezultati su sredjeni i predstavljeni dijagramo 5.

Važna karakteristika jedinice za dotur materijala je i njena potrošnja vazduha. Ona se dá izračunati i predstavljena je dijagramom 6. Sa njega se direktno očitava potrošnja vazduha za jedan ciklus u zavisnosti od dužine hoda. Dobijena prava ne počinje iz početka koordinatnog sistema. Ovo zbog toga, što se izvesna količina vazduha potroši pre nego što klip počne svoje kretanje. Taj vazduh ispunjava elemente kroz koje prolazi, pre nego što dodje u cilindar. Ta potrošnja je konstantna i pri različitim hodovima.

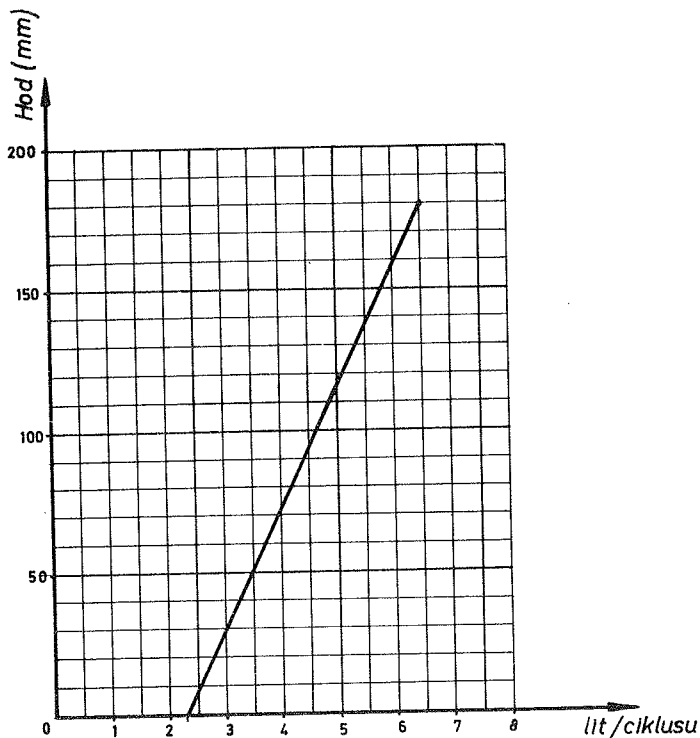


Sl. 5. Broj ciklusa u min. u zavisnosti od dužine hoda

2.4. Primena u kolima male automatizacije

Jedinica za dotur materijala ima primenu svuda gde je potrebno izvršiti iste operacije na radnom predmetu. Konstruisana je tako da predstavlja posebnu celinu pa se može za najkraće vreme postaviti na mašinu gde treba automatizovati radne i pomoćne operacije. Pošto se kao radni fluid koristi vazduh pod pritiskom koga ima skoro u svakom proizvodnom pogonu, to za uvođenje radnih jedinica nije potrebno posebno investirati u kompresorski agregat. Znači jedini izdatak je nabaviti radnu jedinicu.

Pošto se za ugradnju na mašini ne zahteva nikakva rekonstrukcija iste, to se po njenom skidanju mašina može normalno dalje upotrebljavati. Kod primene radne jedinice, ritam rada je ujednačen i ciklički se ponavlja unapred odredjenom brzinom bez ikakvog subjektivnog uticaja



Sl. 6. Potrošnja vazduha u zavisnosti od dužine hoda

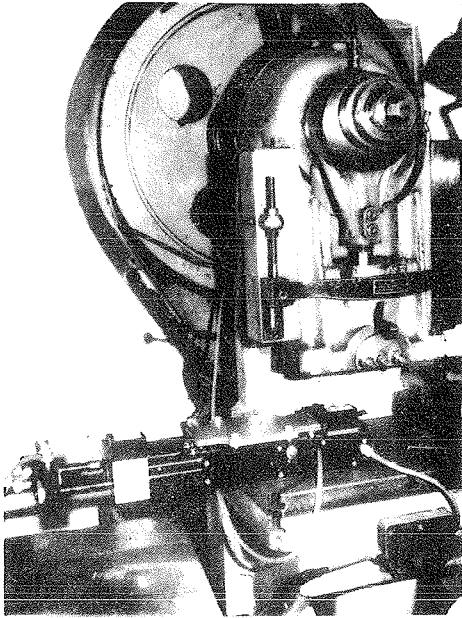
čoveka. Brzina rada mašine se dá regulisati, s obzirom na njene radne karakteristike, kao na karakteristike radne jedinice.

Na slici 7 prikazan je primer priključivanja jedinice za dotur materijala na ekscentar presi. Rad prese i jedinice opisan je uz šemu delovanja (slika 1).

Pre nego što se počne sa radom, potrebno je provući traku kroz radnu jedinicu i alat, pustiti mašinu u rad i otvoriti slavinu za vazduh na glavnom vodu. Sve sledeće operacije se obavljaju automatski prema tome kako je uredjaj podešen. Lice koje opslužuje mašinu treba samo da zameni kutiju u koju upadaju odsečeni komadi, kao i da zameni traku.

Različitim konstruktivnim izvodjenjem papuča na stegama radne jedinice moguće je omogućiti dotur materijala različitog oblika: šipkastog, pljosnatog i dr. (slika 8).

Membrana na stegama ostaje ne promenjena, dok se papuče menjaju prema obliku radnog predmeta.



Sl.7. Jedinica za dotur materijala na ekscentar prese

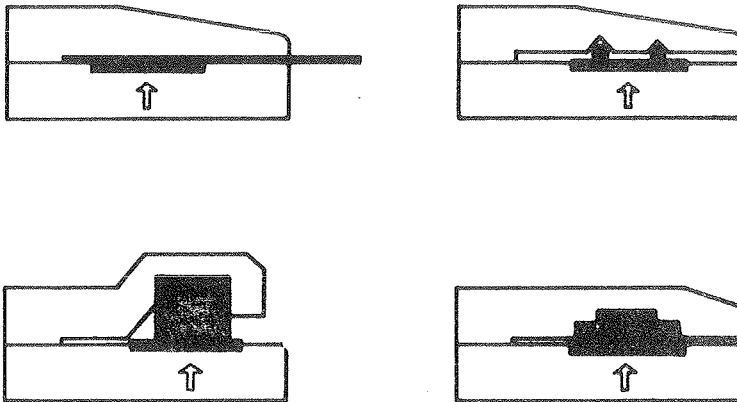
- korišćenje priučene radne snage i dr.

Radna jedinica se može uspešno primeniti svuda gde treba probijati otvore na trakama, vaditi određene oblike iz trake, kao i bušenje rupa na cevima i dr.

Radne jedinice su podešene za primenu na svim automatskim presama, bez obzira na njihov pogonski mehanizam: ekscentar, kolenaste, frikционе itd. s tim što treba podesiti i odgovarajući uređaj za sinhronizaciju.

Primenom radne jedinice dobija se:

- povećana proizvodnja mašine u jedinici vremena,
- niža cena po izradjenom komadu,
- velika tačnost u izradi,
- mali otpadak materijala,
- velika bezbednost osoblja koje opslužuje mašinu,



Sl.8. Konstruktivna izvodjenja papuča za stezanje radnog predmeta
Ovo sve što je rečeno za primenu radne jedinice na automatskim presa-
ma važi uglavnom i za druge mašine, gde se može primeniti jedinica za
dotur materijala.

3. Zaključak

Imajući u vidu sve odlike jedinice za dotur materijala, ekonomska opravdanost primene uvek pokazuje takve finansijske rezultate, koji idu u prilog korišćenja i primene istih.

Svi oni problemi koji se postavljaju pri izboru mašina kao što su raznovrsnost proizvodnje i vremenska zastarelost, primenom radnih jedinica mogu potpuno otpasti. Ako ovu pneumatsku radnu jedinicu za dotur materijala uporedimo sa mehaničkom, videćemo dosta prednosti u korist ove prve. Sve veći obim proizvodnje radnih jedinica u svetu je garancija da su radne jedinice već našle svoje mesto u kolima male automatizacije. Njihovom primenom umanjuje se uticaj variranja proizvodnog programa tokom vremena i utiče na racionalno korišćenje mašina, a finansijski gubitak pri preorijentaciji proizvodnje svodi se na minimum.

4. Literatura

- [1] P. Stanković, Mašine alatke i industrijska proizvodnja mašina, Naučna knjiga, Beograd (1964)
- [2] D. Nikolić, V. Zrnić, Pneumatika u maloj automatizaciji, Savez mašinskih i elektrotehničkih inženjera i tehničara S.R. Srbije, Beograd (1967)
- [3] Prospektni materijal firme Festo Pneumatik, Berkheim - Esslingen, SR Nemačka
- [4] V. Zrnić, Pneumatika, Tehnička knjiga, Beograd (1967)

B. Popović^{x)}

ELEMENTI TAČNOSTI OBRADU U AUTOMATSKOJ KONTROLI^{xx)}

1. Uvod

Za otklanjanje škarta i obezbeđenje kontinualnog procesa obrade koristi se ručno i automatsko regulisanje tehnološkog sistema. Pri tome se kontrolišu karakteristike obradjivanog predmeta rada (ili uzorka), pa se na osnovu dobijenih rezultata i tačnosti, definisane zahtevom specifikacije, vrši ručno regulisanje (ili određuje momenat u kome sistem mora automatski da se koriguje). Tačnost pri ručnom regulisanju vezana je za subjektivne faktore, odnosno ona direktno zavisi od reglera i radnika za mašinom. Izvesno povećanje tačnosti i smanjenje uticaja subjektivnih faktora postiže se i primenom specijalnih vrsta alata sa malim dubinama rezanja (fazonski noževi, razvrtači itd.), elemenata za regulisanje (graničnici) i specijalnih vrsta pomoćnog pribora.

Medjutim razvitak automatizacije omogućio je danas već uveliko poznat sistem automatskog regulisanja tehnološkog sistema - automatsku kontrolu, koja se ostvaruje vezom između kontrolnog instrumenta i signala upravljanja. Automatska kontrola nije vezana sa subjektivnim faktorima i omogućava kontinualni proces obrade, bez škarta.

Projektovanje i ostvarenje sistema automatske kontrole je otuda važan zadatak, naročito pri obradi rezanjem, kojeg treba ostvariti u najskorijem vremenu. Kako je ceo sistem složen i obiman, a u nedovoljnoj mjeri i istražen, to treba razmotriti etape i faze njegovog razvoja. Prethodno treba svakako razlikovati etapu teorijske analize i etapu praktične realizacije i izrade eksperimentalnog modela. Druga etapa je da-

^{x)} Branko Z. Popović, dipl.ing., saradnik Instituta za alatne mašine i alate, Beograd, 27. marta 80.

^{xx)} Saopštenje iz Instituta za alatne mašine i alate sadrži neke rezultate iz projekta ISTRAŽIVANJE I RAZVOJ METODA ZA ISPITIVANJE ALATNIH MAŠINA.

leko složenija i obimnija, vezana je i za znatnija finansijska sredstva, a tematski izlazi iz predviđenih okvira. U etapi teorijskog pristupa treba analizirati faze kontrolisanja stabilnosti tehnološkog procesa obrade, formiranja elemenata tačnosti obrade, analize komponenti sistema i sinteze elektronskog kola sistema automatske kontrole.

Kako su problemi prve faze već ranije razmotreni [4] i detaljnije analizirani [6], u ovom napisu se dalje razradjuju elementi tačnosti pri obradi rezanjem iz druge faze, dok će se ostale faze kasnije razmotriti. Osnovna terminologija, kao što je i red, uskladjena je sa pristupačnim udžbenicima sa Mašinskog [7], [8] i Elektrotehničkog [2] fakulteta u Beogradu, dok su u ostalim slučajevima dati originalni nazivi na bazi sovjetskih radova [1], [9].

2. Automatska kontrola obrade

Automatska kontrola obrade rezanjem zasniva se na principima tehnike regulisanja. U pogledu reagovanja i dejstva kontrole može se vršiti registrovanje momenta u kome se izlazi izvan granica tolerancijskog polja, sa davanjem izvesnog upozorenja (pasivna kontrola) i uočavanje momenta sa direktnom akcijom (aktivna kontrola). Kod aktivne kontrole između operacija kontrolisanja i upravljanja postoji direktna veza koja, zavisno od načina dejstva, omogućava ili obustavljanje procesa obrade (relejna veza) ili automatsku korekciju (funkcionalna veza). Efektivnija je, dakle, aktivna kontrola koja se obavlja pomoću mernog uređaja i povratne sprege, gde se u slučaju narušavanja zahtevane tačnosti obrade daju potrebne instrukcije izvršnom i radnom organu. Pažnju najviše privlači aktivna automatska kontrola sa funkcionalnom vezom u toku i posle procesa obrade, pa će se zato ovaj put samo ona razmotriti.

Kod automatske kontrole posle završene obrade se, po završenoj obradi, obradjeni predmeti mere, a na osnovu ovih podataka se provodi kontrola stabilnosti u toku obrade koja definiše kontrolne granice i valjanost izvršene obrade. Ukoliko je neophodna kontrola povratna sprega putem instrukcija za izvršni organ pomera radni organ sa alatom kako bi obrada na sledećem predmetu bila bolja.

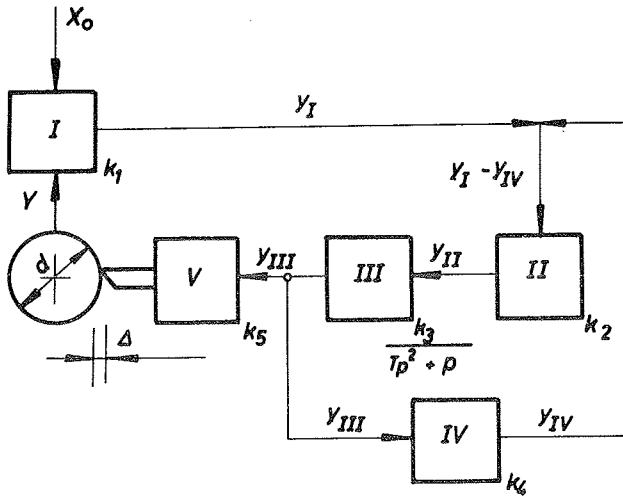
Automatska kontrola u toku obrade, na osnovu proračuna tačnosti i dijagrama grešaka obrade, dolazi do podataka o meri na koju uređaj mora biti podešen. U toku obrade radni organ sa alatom i mernim uređajem se sukcesivno pomera, i u slučaju kada dodje do odstupanja od za-

AU.4.2

date mere reaguje povratna sprega.

Treba istaći da se kontrola stabilnosti u prvom i proračun tačnosti u drugom postupku automatski vrše preko posebnih uređjaja (na primer analognih računara).

Osnovne elemente sistema aktivne automatske kontrole sa funkcionalnom vezom čini merni uređjaj, uređjaj za transformisanje i pojačavanje, radni organ, izvršni organ i povratna sprega. Pri obradi na automatskom strugu može se postaviti blok - shema automatske kontrole u toku obrade prema slici 1. Merni uređjaj I je podešen na veličinu X_0 da-



Slika 1

tog parametra (prečnik d predmeta rada), i u momentu kada stvarna vrednost Y parametra predje dozvoljeno odstupanje uređjaj emituje signal y_I koji se šalje u uređjaj za transformisanje II. Ovaj šalje novi signal y_{II} koji je pogodniji za aktiviranje izvršnog organa III. Izvršni organ šalje signal y_{III} kojim se pomera radni organ (nosač alata) za potrebnu veličinu Δ . Ist-

ovremeno signal y_{III} dolazi i u povratnu spregu (diskriminator) IV koja generiše dalje signal y_{IV} proporcionalno veličini pomeranja. Signal y_{IV} i y_I se konačno upoređuju i u momentu kada se izjednače prestaje dalja cirkulacija signala i pomeranje nosača alata.

Radi odredjivanja dinamičke karakteristike sistema i definisanja njegove diferencijalne jednačine treba dati jednačine svakog elementa ponaosob. Jednačina mernog uređjaja jeste

$$y_I = k_1(X_0 - Y) \quad (1)$$

a jednačina uređjaja za transformisanje ima oblik

$$y_{II} = k_2(y_I - y_{IV}) \quad (2)$$

Jednačina izvršnog organa je

$$T \frac{d^2 y_{III}}{dt^2} + \frac{dy_{III}}{dt} = k_3 y_{II} , \quad (3)$$

jednačina povratne sprege je

$$y_{IV} = k_4 y_{III} , \quad (4)$$

a jednačina radnog organa je

$$\Delta = k_5 y_{III} . \quad (5)$$

Ovde je signal y_{III} izražen uglom obrtanja elektromotora, dok pojačanja k_1, k_2, k_3, k_4 i k_5 imaju dimenzije napona, a T je vremenska konstanta elektromotora. Dalje se može odrediti prenosna funkcija u obliku

$$W(p) = \frac{k_2 k_3}{T^2 p^2 + p + k_2 k_3 k_4} , \quad (6)$$

tako da se na kraju dobija tražena diferencijalna jednačina

$$T \frac{d^2 y}{dt^2} + \frac{dy}{dt} + y k_2 k_3 k_4 = k_2 k_3 x . \quad (7)$$

Rešenje ove jednačine određuje prelszni proces i vreme posle kojeg se uspostavlja stacionarno stanje celog sistema.

U ovom primeru merni uređjaj i alat vrše svoju ulogu u jednom jedinom poprečnom preseku predmeta rada, što može dovesti do skokova u odnosu na celu dužinu. Radi toga je neophodno da se pored izračunavanja veličine regulisanja izvrši i analiza grešaka obrade, kako bi se tokom vremena sistem mogao podešavati na zadatu veličinu.

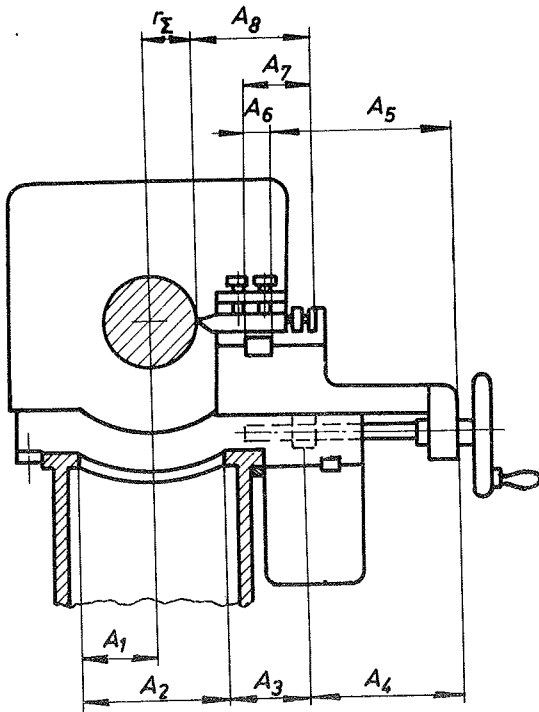
3. Tehnološki sistem

U procesu obrade ostvarenom na izvesnom tehnološkom sistemu (mašina - pomoćni pribor - alat - predmet rada) sudeluje veliki broj radnih faktora, neprestano promenljivih, koji utiču na tačnost obrade reprodukujući se na merama predmeta. Već ranije je dokazano da je rešenje ovog problema vezano za analizu grešaka nekog zatvorenog lanca mera i kinematskog lanca, statičkog i dinamičkog karaktera.

Na slici 2 je dat primer lanca mera na klasičnom univerzalnom strugu. Pomoću lanca mera

$$r_z - A_1 + A_2 + A_3 + A_4 - A_5 - A_6 + A_7 - A_8 = 0 \quad (8)$$

ostvaruje se tačnost mere prečnika obradivanog predmeta.



Slika 2

greške obrade obzirom na dinamičku krutost tehnološkog sistema. Osim toga, pri izabranom tehnološkom sistemu jedini uticaj na tačnost obrade još se može vršiti preko režima rezanja. Pri povećanoj brzini i dubini rezanja rastu i greške obrade, pa, problemu proračuna režima rezanja, obzirom na zadatu tačnost i krutost sistema, treba posvetiti punu pažnju [3].

4. Sistematizacija grešaka obrade

Prema načinu i mestu formiranja pojedinih grešaka obrade može se napraviti sistematizacija grešaka koja omogućava detaljniju analizu. Na slici 3 je prikazana shema prema kojoj se ukupna greška obrade deli na prvobitnu i proizvodnu grešku, kao što je to već ranije definisano [5]. Dalja analiza je pokazala da u prvobitnu grešku pored metode greške i greške baziranja spadaju i greška regulisanja (čiji su elementi uglavnom poznati već unapred), kao i greška postavljanja (koja nastaje i usled stezanja elemenata sistema).

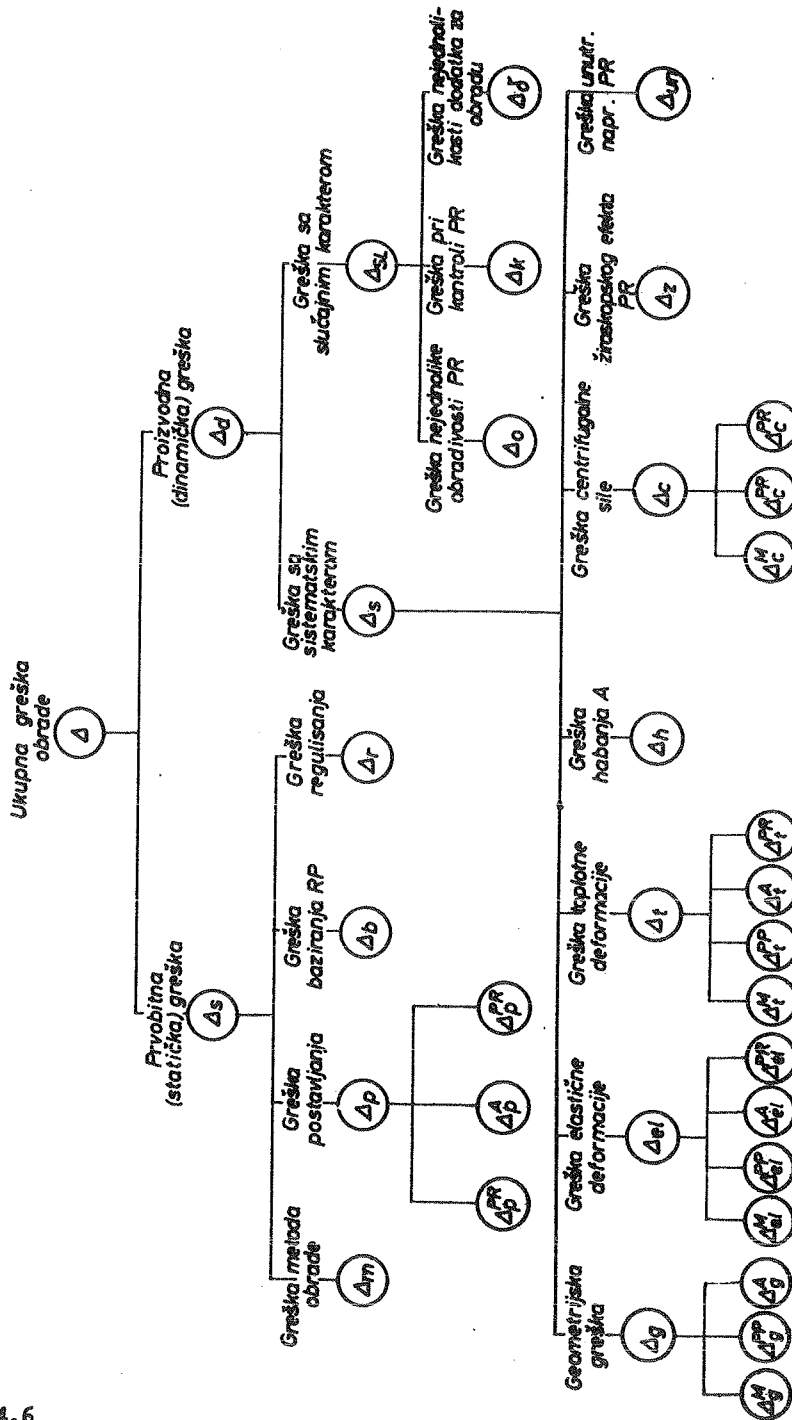
Greška lanca mera ili obradivanog predmeta se određuje kao suma grešaka svih elemenata datog lanca,

$$\omega_{r_{\Sigma}} = \sum_{i=1}^7 \omega_i, \quad (9)$$

a veličina polja rasipanja ili tolerancija zatvarajućeg elementa lanca jeste

$$\omega_{r_{\Sigma}} = \sum_{i=1}^7 \delta_i. \quad (10)$$

Ovde se uočava da je predmet rada takodje element u sklopu lanca mera i kinematskog lanca, i da se greške u tehnološkom sistemu moraju reprodukovati i na predmetu rada. Stoga treba definisati određivanje ukupne



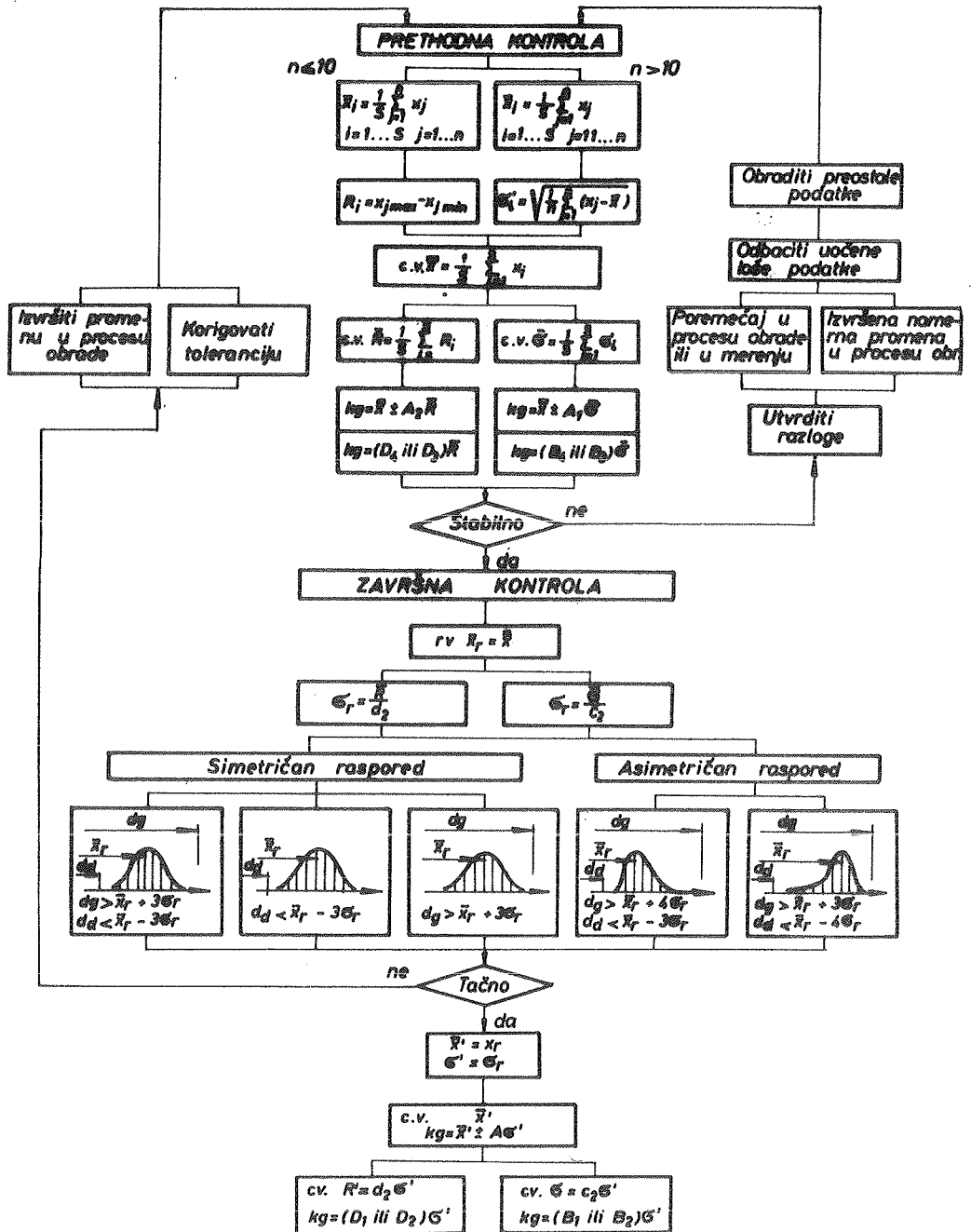
Slika 3

Proizvodna greška formira se na sasvim nov način, zavisno od vrste proizvodnje. U individualnoj i maloserijskoj proizvodnji susreću se većinom greške sa sistematskim, a u velikoserijskoj i masovnoj proizvodnji greške sa slučajnim karakterom. U greške sa sistematskim karakterom, pored ranije uočenih, spadaju greške usled centrifugalne sile i usled žiroskopskog efekta predmeta rada. Prva greška nastaje usled centrifugalne sile stvorene zbog neuravnoteženih masa predmeta rada i zbog promenljivog glavnog otpora rezanja nastalog usled varijacija dubine rezanja. Greška žiroskopskog efekta nastaje usled momenata inercije pri promeni obrtne ose predmeta rada. U greške sa slučajnim karakterom sada se mogu ubrojiti greška nejednolike obradljivosti predmeta rada (nehomogenost i nejednaka tvrdoća materijala), greška pri kontroli predmeta rada (usled merenja) i greška nejednolikosti dodatka za obradu. Ova nova sistematizacija grešaka obrade omogućava prvenstveno lakše i preciznije izračunavanje ukupne greške obrade.

5. Kontrola stabilnosti rada

Automatska kontrola posle završene obrade vrši se na osnovu kontrolnih granica dobijenih kontrolom stabilnosti rada. Kontrola stabilnosti procesa obrade (JUS A.A2.020) proverava da li su na proces delovali nedozvoljeni ili dozvoljeni faktori i otkriva trenutak i mesto na kome ovi faktori deluju. Ako kontrola pokaže da je proces bio stabilan (bez nedozvoljenih faktora) onda se tek može vršiti statistička provera tačnosti na osnovu koje se ocenjuje stepen tačnosti, trend smanjenja netačnosti ili mogućnost rentabilnije obrade.

Automatska kontrola se vrši prema postupku kontrole stabilnosti u toku obrade (JUS A.A2.022) čiji je tok, za slučaj merene karakteristike, prikazan shemom na slici 4. U prethodnoj kontroli vrši se ustvari kontrola stabilnosti posle određjenog perioda (JUS A.A2.021) koja se za slučaj malih uzoraka odvija po levoj, a većih po desnoj grani. Posle izračunavanja centralnih vrednosti definišu se kontrolne granice i vrši ocena stabilnosti. Ako je prethodna kontrola zadovoljila pristupa se daljem ka završnoj kontroli, a ako nije zadovoljila - treba korigovati proces. Odredjivanjem reprezentativne i standardne vrednosti omogućeno je poredjenje sa zahtevima specifikacije (tolerancijom), tako da se može ocenjivati i statička tačnost obrade. Ako tačnost ne zadovoljava vrše se korekcije, a ako zadovoljava izračunavaju se cen-



Slika 4

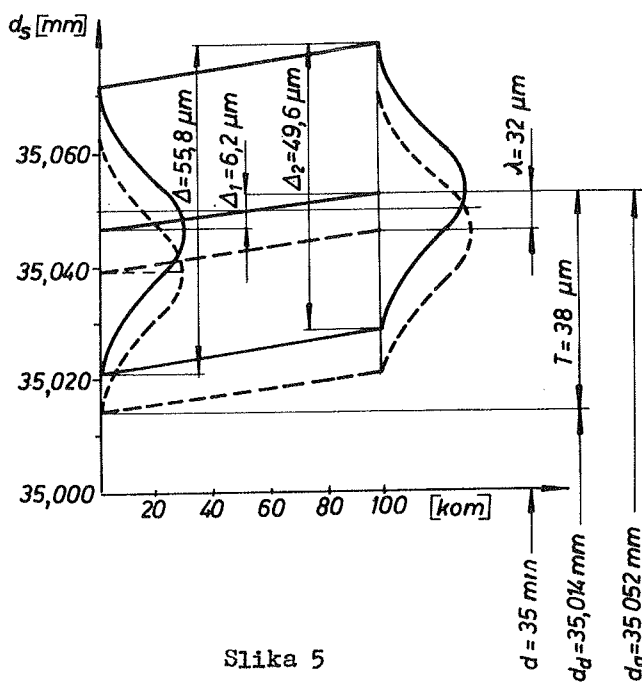
tralne vrednosti i kontrolne granice. Ovaj postupak omogućava da se u slučaju kada tačka padne izvan granica vrši podešavanje alata kako bi sledeći predmet rada bio valjano obradjen.

Automatska kontrola u toku obrade vrši se na osnovu proračuna tačnosti obrade i dijagrama grešaka.

6. Tačnost obrade

Ako se pojmom tačnost obrade definiše stepen ostvarenja oblika i dimenzija predmeta rada, onda se mogu koristiti i pojmovi mala i velika tačnost. Mala tačnost uključuje niz nepravilnosti iskazanih na merama, obliku, položaju pojedinih površina i osa i kvalitetu obrade. Ove nepravilnosti su greške obrade čija je sistematizacija već ranije data.

Raniji postupak proračuna tačnosti predviđao je formiranje kompozicije trenutnih statističkih rasporeda i konstruisanje dijagrama tačnosti obrade.



Slika 5

Ovde je prikazan jedan takav konkretan primer pri obradi 100 komada čaura po spoljnjem prečniku. Proračun je dao veličinu greške Δ_1 sa promenljivim sistematskim karakterom i greške Δ_2 sa slučajnim karakterom na osnovu kojih je izračunata ukupna greška Δ . Na osnovu ovih rezultata konstruisan je dijagram tačnosti obrade prema slici 5. gde se u poredjenju sa tolerancijskim poljem može konstatovati da je moguće naknadno regulisanje procesa za veličinu λ . Međutim, postupak

proračuna tačnosti sa konstruisanjem dijagrama tačnosti obrade nije dovoljan za potpuno definisanje tačnosti obrade. Ne može se upravljati sa tačnošću obrade samo putem analize kvaliteta obrade, jer se ovim

orijentaciono doznaje stepen postignutog kvaliteta obrade u jednom poprečnom preseku i potreban karakter korekcija procesa na tom mestu. Za potpuniji uspeh neophodna su specijalna eksperimentalna i teorijska istraživanja osnovana na zakonima procesa obrade.

7. Proračun tačnosti obrade

U postupku proračuna tačnosti obrade izračunava se ukupna greška obrade na osnovu koje se konstruiše dijagram greške obrade. Ukupna greška obrade dobija se pomoću analize svih grešaka, koje su već ranije sistematizovane, pri čemu treba da se sledi tok koji je ilustrovan sledećim primerom.

Pri uzdužnoj obradi osovine $d_0 = 64 \text{ mm}$, $L_0 = 800 \text{ mm}$ od materijala Č.1530 izabran je nož sa pločicom od materijala PO1 koji je imao geometriju $\gamma = 12^\circ$, $\alpha = 6^\circ$, $\varrho = 60^\circ$ i $r = 0,8 \text{ mm}$ sa prepustom od $l_n = 50 \text{ mm}$. Izabrani strug ima sledeće veličine statičke krutosti vretena, nosača alata i šiljka: $K_v = 7500 \text{ kN/mm}$, $K_{na} = 5000 \text{ kN/mm}$ i $K_g = 4000 \text{ kN/mm}$. Za ovu obradu optimalni režimi rezanja su: $v = 200 \text{ m/min}$, $s = 0,1 \text{ mm/o}$ i $\delta = 2 \text{ mm}$, pri čemu je vreme $t_g = 8 \text{ min}$.

Posle završene obrade stvarni prečnik osovine će biti

$$d_g = d_0 - \delta \pm \Delta \quad [\text{mm}], \quad (11)$$

gde je Δ [mm] = ukupna greška obrade u poprečnom preseku na dužini x [mm].

Razmatrajući shemu na slici 3 dolazi se prvo do geometrijske greške, jer su prvobitne izbegnute pravilnim izborom tehnološkog sistema, a greške sa slučajnim karakterom su zanemarene jer nije reč o masovnoj proizvodnji. Geometrijska greška se ovde uglavnom odnosi na grešku mašine koja se formira usled netačne izrade elemenata, netačnost sklapanja mašine i habanja radnih mašina, tj. prema obrascu

$$\Delta_g^M = \Delta_{g_1}^M - \Delta_{g_2}^M - \Delta_{g_3}^M \quad (12)$$

Kako je dalje uzeta nova i nepohabana mašina ostaje samo prvi i drugi deo greške koji obuhvata greške usled pomeranja ose šiljka u horizontalnoj i vertikalnoj ravni (za veličinu f_1 odnosno f_2), grešku pomeranja vrha noža u vertikalnoj ravni (f_3), bacanje vretena i šiljka (f_4 i f_5), i zazor u ležajevima vretena, tj. prema obrascu

$$\Delta_g^M = \Delta_{g_1}^M + \Delta_{g_2}^M = \frac{x}{L_0} (f_1 + f_2 + f_5 - f_4) + \frac{2 f_3^2}{d_0} + \Delta_{g_2}^M \quad (13)$$

Za poznate veličine $f_1 = 0,01$ mm, $f_2 = 0,01$ mm, $f_3 = 0$, $f_4 = 0,01$ mm, $f_5 = 0,02$ mm i $\Delta_{g_2}^M = 0,005$ mm dobija se jednačina

$$\Delta_g^M = 3,75 \cdot 10^{-5} x + 0,05 \text{ [mm]} \quad (14)$$

Ova geometrijska greška ima uvek pozitivnu vrednost, jer se zbog navedenih uzroka ne može postizati predviđena dubina rezanja, što znači da prečnik predmeta rada mora biti povećan za tu veličinu.

Sledeća greška usled elastičnih deformacija sistema odnosi se uglavnom na elastične deformacije predmeta rada postavljenog između šiljaka. Na osnovu prethodno izračunatog otpora prodiranja F_2 dolazi se prema obrascu

$$\Delta_{el}^{PR} = 2 \left[\left(\frac{x}{L_0} \right)^2 \frac{F_2}{K_V} + \left(\frac{L_0 - x}{L_0} \right)^2 \frac{F_2}{K_S} \right] \quad (15)$$

do jednačine

$$\Delta_{el}^{PR} = 0,000050 x^2 - 0,0482103 x + 44,791610 \quad (16)$$

I ova greška ima pozitivnu veličinu, jer se zbog elastične deformacije predmeta opet ne može zauzeti predviđena dubina rezanja.

Greška usled toplotne deformacije odnosi se na povećanje prečnika predmeta rada i produženje noža usled prenosa toplotne energije iz zone rezanja. Povećanje prečnika se izračunava prema obrascu

$$\Delta_t^{PR} = d \cdot \alpha \cdot \Delta T_1 \quad (17)$$

gde su: α [K^{-1}] = linearni toplotni koeficijent istezanja i T_1 [$^{\circ}K$] = razlika temperatura na površini i u jezgru predmeta rada.

Za date vrednosti dobija se konstantna greška $\Delta_t^{PR} = 0,001$ mm. Greška usled produženja noža izračunava se prema obrascu

$$\Delta_t^A = l_n \cdot \alpha \cdot T_{sr} \quad (18)$$

a na osnovu eksperimentalno dobijene srednje temperature noža tokom puta rezanja. Za date vrednosti je približno $\Delta_t^A = 0,15 x + 0,002$ [mm].

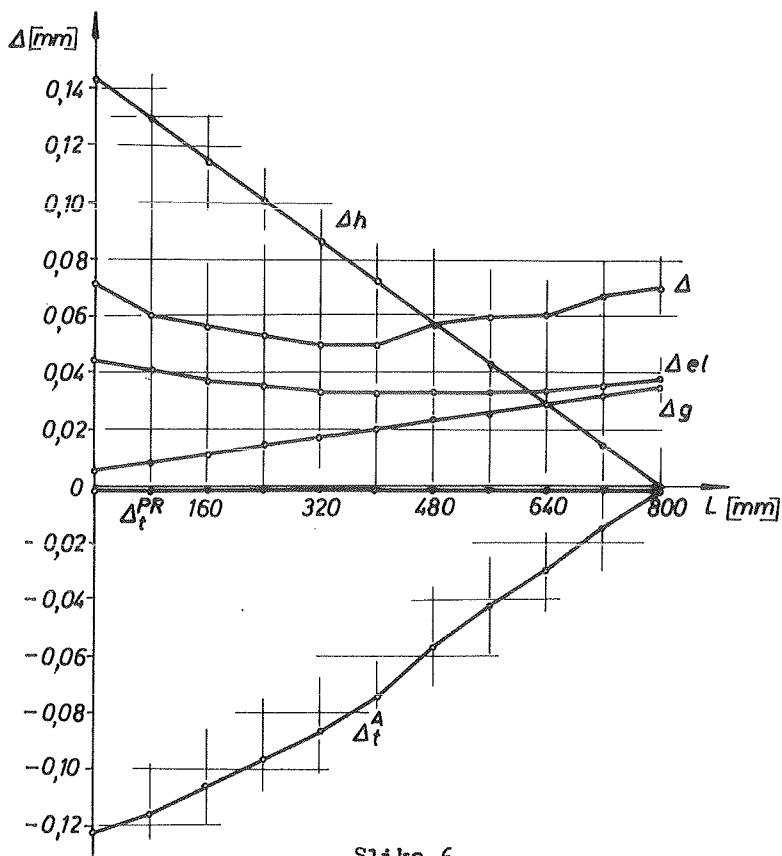
Obe ove greške usled toplotne deformacije su negativne, jer se zbog povećanja prečnika predmeta rada zauzima nešto veća dubina rezanja.

Greška usled habanja alata zavisi od postojanosti noža, pri datom tehnološkom sistemu. Može se uzeti da je pojas habanja linearno zavis od predjenog puta, pa se greška izračunava prema obrascu

$$\Delta_h = 2 \frac{b}{L_0} x \quad , \quad (19)$$

odakle se uz veličinu $b = 0,072 \text{ mm}$ dobija jednačina $\Delta_h = 0,18 x$ [mm] .

Sada se može izvršiti sumiranje prema jednačini (11), ali se ilustracije radi ovo vrši grafički, pa se daje prikaz dijagrama greške na slici 6. Sada se može uočiti varijacija prečnika predmeta rada celom



Slika 6

dužinom osovine u dijapazonu od prečnika 64,050 mm do 64,070 mm. Na osnovu dobijenih rezultata dobija se polazna greška $\Delta_0 = 64,070 \text{ mm}$ na koju treba regulisati sistem prikazan na slici 1, da bi se kasnije putem povratne sprege automatski pomerao nož tačno po liniji u dija-

gramu ukupne greške.

Dalja diskusija dobijenih rezultata dovodi i do druge mogućnosti rešenja problema automatske kontrole koju ne treba zapostaviti. Ako su prethodno eliminisane prvobitne greške, onda se i mnoge druge takodje mogu zanemariti. Geometrijske greške su kod novih modernih mašina minimalne (max. 0,001 mm), a uz češća podešavanja mogu se i sasvim zanemariti. Greške usled toplotne deformacije tehnološkog sistema se mogu eliminisati hladjenjem držača noža, primenom elastičnih šiljaka i obilnim prilivom sredstava za hladjenje i podmazivanje na predmet rada, kao i periodičnim prekidima rada mašine. Greške usled centrifugalne sile i žiroskopskog efekta se mogu izbeći, pored povećanja krutosti sistema, sa tačnim baziranjem i postavljanjem predmeta u pomoćni pribor, a greške usled unutrašnjih naprezanja - dobrom termičkom obradom.

Preostaju dakle jedino greške usled elastične deformacije i habanja alata. Kao što je neizbežno habanje alata, neizbežna je i deformacija sistema, jer još uvek nisu u upotrebi mašine sa dovoljno velikom krutošću ($K = 1 \dots 1,5 \times 10^6$ kN/mm). Medjutim, obe greške neposredno zavise od otpora rezanja i krutosti sistema koje treba držati konstantno. Kod individualne i maloserijske proizvodnje može se primeniti automatska zamena alata, ali kod velikoserijske i masovne proizvodnje, gde se susreću i greške sa slučajnim karakterom, dolazi u obzir poseban sistem. Ovaj sistem se podešava na izvesnu veličinu otpora F_2 i pomaka s , pa se u slučaju teže obradljivosti površine dobija signal, usled promene veličine otpora, koji se transformiše i pojačava tako da se dovodi do promene veličine pomaka.

8. Zaključak

Razlikujući teorijski pristup od praktičnog pristupa i realizacije eksperimentalnog modela, kod projektovanja sistema automatske kontrole pri obradi rezanjem, uočene su faze razmatranja pojedinih teorijskih problema. Kako je već ranije analizirana kontrola stabilnosti procesa obrade, primenljiva u sistemu aktivne automatske kontrole posle obrade, ovde su tretirani elementi tačnosti obrade za aktivnu automatsku kontrolu u toku obrade.

Dobijeni podaci omogućavaju pristup ka sledećoj fazi - analizi i projektovanju pojedinih komponenti za sintezu elektronskog kola sistema automatske kontrole.

9. Literatura

- [1] B.S. Balaškin, Osnovi tehnologii mašinstroenija, Mašinstroenie, Moskva (1966)
- [2] M. Rakić, Tehnika regulacija, Savez studenata Elektrotehničkog fakulteta, Beograd (1966)
- [3] B. Popović, Proračun optimalnih faktora obrade metodom linearnog programiranja primenom digitalnih elektronskih računara, Mašinstvo, 15 (1966) M. 49
- [4] B. Popović, Tačnost tehnološkog procesa obrade. Pristup razvoju metoda za ispitivanje tačnosti obrade rezanjem i problemi tehnološkičnosti mašinskih konstrukcija, Elaborat IAMA br. 35/66, Beograd (1966)
- [5] B. Popović, Prilog problematici tačnosti pri obradi rezanjem, Saopštenja IAMA. 3 (1966) 337
- [6] B. Popović, Ocena tačnosti rada alatnih mašina preko reprodukcije dimenzija na predmetu rada. Istraživanje i razvoj metoda za ispitivanje alatnih mašina. Elaborat IAMA br. 67/67, Beograd (1967) III-1
- [7] P. Stanković, Mašine alatke I, Konstrukcijska i eksploatacijska analiza mašina za obradu rezanjem, Gradjevinska knjiga, Beograd (1968)
- [8] S. Zarić, Automatizacija proizvodnje, Zavod za izdavanje udžbenika SR Srbije, Beograd (1968) 99
- [9] K.S. Kolev, Točnost obrabotki i režimy rezanija, Mašinstroenije, Moskva (1968)

B. P o p o v i ć

DIE ELEMENTE DER BEARBEITUNGSGENAUIGKEIT IN DER AUTOMATISCHEN KOTROLLE

Unter Beachtung des Unterschieds zwischen dem theoretischen und praktischen Zutritt und Realisierung des Experimentmodels, bei der Projektierung des Systems der automatischen Kontrolle beim Schneidverfahren, die Phasen der Untersuchung der einzelnen theoretischen Probleme sind bemerkt. Mit Rücksicht auf die Erörterungsweise wo die Stabilitätskontrolle des Bearbeitungsverfahrens zuerst analysiert ist, der Zutritt zur Ausarbeitung der folgenden Phase ist ermöglicht, da die Elemente der Bearbeitungsgenauigkeit in diesem Aufsatz behandelt sind. Benützend die gefundene Fehler eine neue Fehlersystematisierung der Bearbeitung ist ausgeführt und ebenso die Berechnung des Gesamtbearbeitungsfehlers. Das gegebene Diagramm der Bearbeitungsfehler ermöglicht die endliche konkrete Daten zu bekommen zur Ausführung des elektronischen Kreises des Systems der automatischen Kontrolle.

S. Zarić, M. Ušćumlić x)

POTENCIJALNI ASINHRONI AUTOMATI NA BAZI PNEUMATIKE

1. Uvod

U apstraktnoj i strukturnoj teoriji konačnih automata, automati se tretiraju kao matematički modeli i sistemi za azbučna preslikavanja. Analiza i sinteza date su uglavnom za sisteme za obradu informacija, tj. objekata koji nemaju geometrijski strogu orijentaciju u prostoru. Ako se kao objekat obrade uzmu kretanja ili materijalna tela, i ako se ona determinišu skupom ulaznih i izlaznih signala i njihovim redosledom, tada se oni mogu shvatiti kao slova i reči ulazne i izlazne azbuke, i za njihovo preslikavanje kao i simuliranje rada tehnoloških mašina automata mogu se koristiti postavke iz teorije konačnih automata.

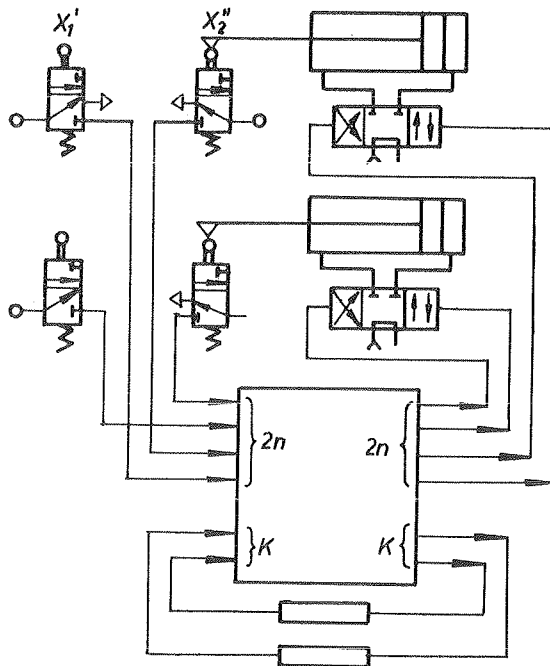
Što se tiče asinhronih potencijalnih automata, oni spadaju u opštu klasu asinhronih, i imaju takodje promenljiv vremenski interval T za koji se ulazno stanje automata ne menja. Oni su, dakle, okarakterisani radom u diskretnom vremenu, i za vreme trajanja jednog takta su stanje ulaza, unutrašnje stanje i stanje izlaza nepromenjeni. Osim toga, izlazni signali definisani su kombinacijama vrednosti ulaznih signala u posmatranom trenutku, što znači da se mogu izraziti Bulovim funkcijama, dok je trajanje izlaznih signala određeno trajanjem takta.

Potencijalni asinhroni automati su pogodni za realizaciju cikličnih sistema sa tzv. rednim upravljanjem, gde se komande za rad dobijaju neposredno sa izvršnih odnosno radnih organa. Sledeći radni organ stupa u dejstvo tek pošto je prethodni izvršio svoju funkciju. Prethodni organ na kraju svoga hoda aktivira sledeći radni organ.

x) Svetislav Zarić, dipl.ing., vanr. prof. Mašinskog fakulteta, Beograd, Dr. Momčilo Ušćumlić, asistent Tehnološkog fakulteta, Beograd

2. Sinteza

Tehnički sistem za realizaciju jednog ciklusa sa rednim upravljanjem, koji se odvija automatski i može se nebrojeno puta istovetno ponavljati, sastoji se iz izvršnih organa izvedenih u vidu dvosmernih cilindara, dvopoložajnih razvodnika sa više priključaka i pneumatskim aktiviranjem dvostranog dejstva, pneumatskih krajnjih prekidača sa mehaničkim aktiviranjem i jednog funkcionalnog bloka koji sadrže pneumatske elemente za ostvarivanje automatskog upravljanja (slika 1). Kao medijum za pokretanje izvršnih organa služi ulje pod pritiskom koje se dovodi do svakog razvodnika, a za upravljanje koristi se vazduh pod pritiskom.



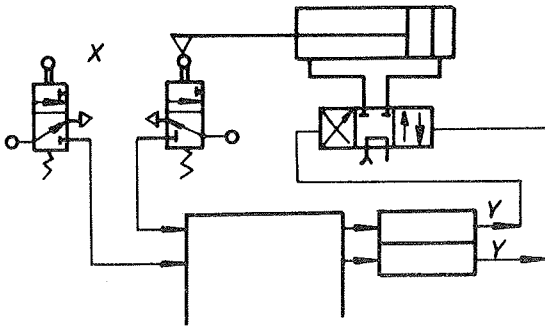
Slika 1

Ulazne signale x_i , koji daju informacije o položaju izvršnih organa, daju pneumatski krajnji prekidači i čisto se uslovno može usvojiti da je $x_i' = 1$ i $x_i'' = 0$ kada je klip cilindra na početku radnog hoda, i obrnuto.

Problem režima, odnosno intervala, za vreme koga treba obezbediti kretanje klipa izvršnog organa, i pored toga što se vrednost signala x_i jednog od krajnjih prekidača na početku hoda menja, može se rešiti

AU.5.2

ili logičkom shemom funkcionalnog bloka ili uključivanjem memorijskog elementa koji će pamtit i prethodni signal (zadržati početnu vrednost signala x_i). U tu svrhu mogu se upotrebiti pneumatski elementi upisno-brišućeg tipa (analogan elektronskom flip-flopu tipa R-S) sa dva inverzna izlaza. Ovi bistabilni elementi postavljaju se na izlaz sheme i vezuju za razvodnike odgovarajućih cilindara prema slici 2.



Slika 2

$$x_i' + x_i'' = 1 \quad \text{i} \quad x_i' \cdot x_i'' = 0$$

Primenom ovih elemenata može se smanjiti broj logičkih elemenata i uprostiti zapisivanje uslova rada i procedura sinteze, jer će sada signali x_i' i x_i'' krajnjih prekidača kao i izlazni signali y_i' i y_i'' uvek biti komplementi, te će svaki par krajnjih prekidača biti povezan relacijama

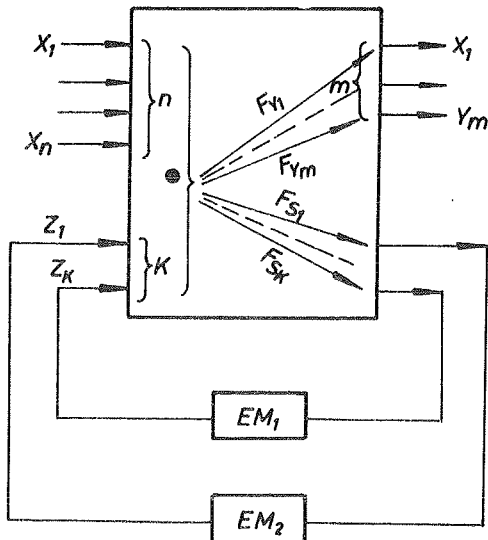
Na bazi ovakve koncepcije će u vremenskom dijagramu, koji definiše rad automata, za svaki izvršni organ kao ulazna promenljiva, na mesto x_i' i x_i'' , figurisati samo jedna binarna promenljiva x_i . S obzirom da su izlazi iz memorijskog elementa inverzni, ista analogija odnosi se i na izlazni signal.

Kod automata kod kojih ne postoji jednoznačnost između kombinacija vrednosti ulaznih i odgovarajućih vrednosti izlaznih signala u pojedinim taktovima moraju se naknadno uključivati dopunski ulazni signali i tada ovakav automat postaje sekvencijalan. Dopunski ulazni signali, čiji je zadatak ostvarivanje jednoznačnosti preslikavanja, uvođe se posredstvom povratnih sprega. Elementi obuhvaćeni povratnim spregama predstavljaju memoriju i oni određuju unutrašnja stanja automata.

Ako se iz slike 1 izuzmu izvršni organi, razvodnici i krajnji prekidači, preostali deo, prikazan na slici 3, predstavlja funkcionalni blok koji treba da ostvari automatsko upravljanje.

Na slici 3 dat je opšti slučaj sa n osnovnih ulaznih i m osnovnih izlaznih signala i k povratnih sprega. Funkcionalni blok svodi se na model iz teorije konačnih automata i definisan je funkcijom izlaza F_y i funkcijom prelaza F_g , s tim što unutrašnja stanja određuju

dopunski signali z_1, z_2, \dots, z_k .



Slika 3

Funkcija izlaza F_y daje zavisnost izlaza u trenutku t od stanja ulaza i unutrašnjih stanja u istom trenutku. Pošto je vrednost signala na svakom izlaznom kanalu određena kombinacijom vrednosti svih osnovnih ulaznih signala x_i ($i = 1, 2, \dots, n$) i svih vrednosti dopunskih ulaznih signala z_j ($j = 1, 2, \dots, k$), to će stanje izlaza biti određeno sa m logičkih funkcija, odnosno sistemom jednačina

$$y_1 = F_{y_1} [x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t); z_1(t), z_2(t), \dots, z_k(t)]$$

.....

$$y_m = F_{y_m} [x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t); z_1(t), z_2(t), \dots, z_k(t)]$$

gde su F_{y_i} operatori pomoću kojih se za određene binarne vrednosti ulaznih signala x_i ($i = 1, 2, \dots, n$) i dopunskih ulaznih signala z_j ($j = 1, 2, \dots, k$) nalaze vrednosti izlaznih signala y_p ($p = 1, 2, \dots, m$). Sistem jednačina odgovara kanoničnim jednačinama iz apstraktne teorije konačnih automata.

Ako se kombinacija ulaznih signala u trenutku t shvati kao vektor $X(t)$ čije su komponente x_1, x_2, \dots, x_n sa binarnim vrednostima (0 ili 1), a isto tako i kombinacije vrednosti dopunskih ulaznih signala kao vektor $Z(t)$, onda se navedeni sistem jednačina može prikazati skraćeno u vektorskom obliku sa

$$Y(t) = F_y [X(t); Z(t)].$$

Fukcija prelaza F_g daje unutrašnje stanje u koje će automat preći u trenutku $t + 1$ u zavisnosti od stanja ulaza i unutrašnjeg stanja u trenutku t , i izražena je sistemom logičkih funkcija

$$z_1(t+1) = \left[F_S \ x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t); \ x_1(t), z_2(t), \dots, z_k(t) \right]$$

$$\dots$$

$$z_k(t+1) = \left[F_S \ x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t); \ z_1(t), z_2(t), \dots, z_k(t) \right] .$$

Primenjujući isti postupak analize kao kod funkcije izlaza može se i funkcija prelaza izraziti u vektorskom obliku sa

$$Z(t+1) = F_S [X(t); Z(t)] .$$

Ne zalazeći u pitanja minimizacije konačnih automata i uslove koje je potrebno realizovati da bi se sproveda optimalna sinteza, mogu se i za potencijalne automate koristiti formule [1] za orijentaciono odredjivanje broja memorijskih elemenata iz maksimalnog broja m_{\max} taktova sa istim vrednostima osnovnih ulaznih signala koji nisu jednoznačni, koje glase

$$2^{k_1} \geq m_{\max} ,$$

$$2^{k_2} \geq 2 m_{\max} - 1 .$$

Deljenjem ovih formula dobija se

$$\frac{2^{k_2}}{2^{k_1}} \geq \frac{2 m_{\max} - 1}{m_{\max}} ,$$

što daje

$$2^{k_2 - k_1} \geq 2 - \frac{1}{m_{\max}} .$$

Kako m_{\max} može imati kao granične vrednosti 1 i ∞ , to proizilazi

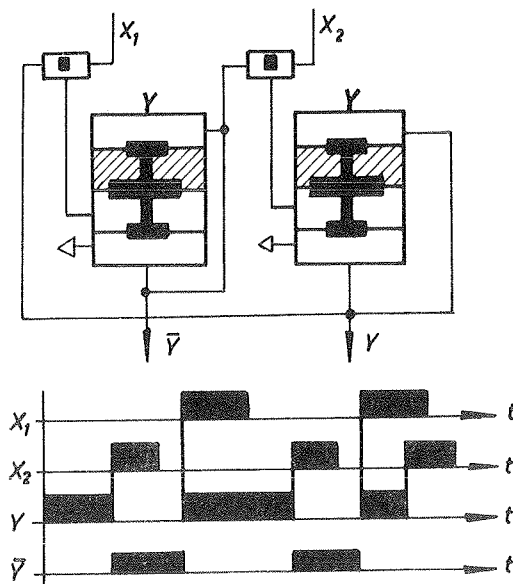
$$0 \leq k_2 - k_1 \leq 1 ,$$

što znači da se broj memorijskih elemenata dobijen po jednoj i po drugoj formuli razlikuju za jedan element.

Memorijski elementi koji se uključuju preko povratnih sprega kod potencijalnih automata reaguju na potencijalne signale formirane pri određenim kombinacijama vrednosti osnovnih i dopunskih ulaznih signala, tj. na osnovu signala koji se mogu opisati logičkim funkcijama. Na izlazu memorijskih elemenata dobijaju se signali $z_1(t+1), \dots, z_k(t+1)$, takodje potencijalni, sa kašnjenjem τ , i ovi se signali dovode na ulaz funkcionalnog bloka kao dopunski ulazni signal.

Kao memorijski elementi za formiranje dopunskih ulaznih signala dobi-

jenih preko povratnih sprega, da bi se dobila jednoznačnost preslikavanja, mogu se upotrebiti na primer bistabilni pneumatski elementi tipa USEPPA sa jednim ili dva izlaza. Na slici 4 prikazan je takav element sa dva izlaza, zajedno sa njegovim vremenskim dijagramom.



Slika 4

Element sadrži dva razdvojena ulaza i izlaza i sastavljen je iz dva operatora III i dva standardna bloka sa membranama. Iz vremenskog dijagrama se vidi da su vrednosti izlaznih signala inverzne, i jedino kada su oba ulazna signala $x_1 = 1$ i $x_2 = 1$, tada su oba izlazna signala ravna nuli.

3. Analiza

Daje se osvrst na metode analize automata u slučaju da su poznate kanoničke jednačine, ili što je isto, kanoničke tablice nekog ograničenog determinisanog operatora. U praksi je zgodno koristiti tablice druge vrste, tj. tablice sa dvojnim ulazom, koje se nazivaju matrice prelaza.

Obično se paralelno definišu matrice prelaza stanja i matrica izlaza što je u direktnoj vezi sa dva procesa: (i) rekonstrukcija kanoničkih jednačina na osnovu matrice prelaza, i (ii) izračunavanje elemenata matrice prelaza polazeći od kanoničkih jednačina.

Ova dva procesa mogu se respektivno interpretirati kao analiza automata i kao njegova sinteza.

Na bazi radova M.L. Cetlina [2] razmotriće se specijalan slučaj dvojnog kodiranja koji se sastoji u tome da se matrice prelaza i izlaza formiraju korišćenjem aparata Bulove algebre. Radi toga je potrebno prethodno definisati neke pojmove.

Neka je dat slog $\Delta = (\lambda_1, \dots, \lambda_q)$ elemenata λ_k ($k = 1, 2, \dots, q$)

koji uzimaju vrednost sa skupa (0,1). Prirodno je da se svakom takvom slogu korespondira broj i , takav da je

$$i = \sum_{\alpha=1}^q 2^{\alpha-1} \lambda^{\alpha} .$$

Nazvaće se prostim vektorom $\tilde{\Lambda} = (\tilde{\lambda}_0, \dots, \tilde{\lambda}_{2^q-1})$ slog 2^q koordinata $\tilde{\lambda}_i$ ($i = 0, 1, \dots, 2^q - 1$), od kojih je samo jedna jednaka jedan, a sve ostale su nula. Polazeći od toga može se dalje ustanoviti uzajamno jednoznačna veza između slogova $\Lambda = (\lambda_1, \dots, \lambda_q)$ i prostih vektora $\tilde{\Lambda} = (\tilde{\lambda}_0, \dots, \tilde{\lambda}_{2^q-1})$. Dovoljno je samo slogu sa indeksom i korespondirati prost vektor kod koga je i -ta koordinata jednaka jedan.

Definiše se dalje fuunkcija $[a]^b = a b \vee \bar{a} \bar{b}$, tj. $[a]^b = 1$ za $a=b$ i $[a]^b = 0$ za $a \neq b$. Očigledno je $[a]^b = [b]^a$, $[a]^1 = a$; $[a]^0 = \bar{a}$; $[[a]^b]^c = [a][b]^c$.

Nije teško proveriti da između koordinata prostog vektora $\tilde{\lambda}_i$ ($i = 0, 1, \dots, 2^q-1$); $i \sim \alpha_1, \dots, \alpha_q$, gde \sim označava korespondiranje broju njegovog zapisa u dualnom sistemu, i elemenata sloga λ_k ($k = 1, 2, \dots, q$), postoje sledeće relacije

$$\tilde{\lambda}_{\alpha_1, \dots, \alpha_q} = \prod_{i=1}^q [\lambda_i]^{\alpha_i} \quad (1)$$

$$\lambda_i = \bigvee_{\alpha_1, \dots, \alpha_i, \alpha_{i+1}, \dots, \alpha_q} \tilde{\lambda}_{\alpha_1, \dots, \alpha_q} \quad (2)$$

Neka je determinisani operator zadat ranije datim sistemima jednačina

$$\begin{aligned} Y(t) &= F_y [X(t), Z(t)] , \\ Z(t+1) &= F_z [X(t), Z(t)] . \end{aligned} \quad (3)$$

Korespondira se stanju automata u momentu $t+1$, tj. slogu $Z(t+1) = (z_1(t+1), \dots, z_k(t+1))$, prosti vektor $\tilde{Z}(t+1) = (\tilde{z}_0(t+1), \dots, \tilde{z}_{2^k-1}(t+1))$ u trenutku $t+1$. Relacije (1) i (3) daju

$$\tilde{z}_{\beta_1, \dots, \beta_k}(t+1) = \prod_{i=1}^k [F_{S_i}(x_1(t), \dots, x_n(t), z_1(t), \dots, z_k(t))]^{\beta_i} ,$$

$$\text{ili} \\ \tilde{z}_{\beta_1, \dots, \beta_k}(t+1) = \bigvee_{\alpha_1, \dots, \alpha_k} [z_1(t)]^{\alpha_1} \dots [z_k(t)]^{\alpha_k} \prod_{i=1}^k [F_{S_i}(x_1(t), \dots, x_n(t), \alpha_1, \dots, \alpha_k)]^{\beta_i}$$

$$\tilde{z}_{\beta_k, \dots, \beta_1}(t+1) = \alpha_k \bigvee_{\alpha_1, \dots, \alpha_k}^{\beta_i} [z_1(t)]^{\alpha_1} \dots [z_k(t)]^{\alpha_k} \prod_{i=1}^k [F_{S_i}(x_1(t), \dots, x_n(t), \alpha_1, \dots, \alpha_k)]^{\beta_i} \quad (4)$$

Uvodi se veličina $\alpha_k, \dots, \alpha_1; \beta_k, \dots, \beta_1(x_1(t), \dots, x_n(t))$ stavljajući

$$\alpha_k, \dots, \alpha_1; \beta_k, \dots, \beta_1(x_1(t), \dots, x_n(t)) = \prod_{i=1}^k [F_{S_i}(x_1(t), \dots, x_n(t), \alpha_1, \dots, \alpha_k)]^{\beta_i} \quad (5)$$

S obzirom na (1) biće

$$[z_1(t)]^{\alpha_1} \dots [z_k(t)]^{\alpha_k} = \tilde{z}_{\alpha_k, \dots, \alpha_1}(t) \quad (6)$$

Koristeći jednakost (4) i formule (6) i (5), izražavaju se koordinate prostog vektora $\tilde{Z}(t+1)$ preko koordinata prostog vektora $\tilde{Z}(t)$ i veličina

$$\alpha_k, \dots, \beta_k, \dots, \beta_1(x_1(t), \dots, x_n(t)) : \tilde{z}_{\beta_k, \dots, \beta_1}(t) = \alpha_k \bigvee_{\alpha_1, \dots, \alpha_k}^{\beta_i} \tilde{z}_{\alpha_k, \dots, \alpha_1}(t) \alpha_k, \dots, \alpha_1; \beta_k, \dots, \beta_1(x_1(t), \dots, x_n(t)), \quad \text{ili}$$

$$\tilde{z}_j(t+1) = \bigvee_{i=0}^{2^k-1} z_i(t) a_{ij}(x_1(t), \dots, x_n(t)), \quad i \sim \alpha_k, \dots, \alpha_1; \quad j = \beta_k, \dots, \beta_1$$

Veličina $a_{ij}(x_1(t), \dots, x_n(t))$ obrazuju kvadratnu matricu

$$A(X(t)) = \left\| a_{ij}(x_1(t), \dots, x_n(t)) \right\|$$

reda 2^k , zvanu matrica stanja sekvencijalnog automata, pri čemu se elementi matrice obrazuju na osnovu jednačine (5).

Iz same konstrukcije matrice stanja mogu se uočiti i neke njene karakteristične osobine koje se ovde tretiraju.

Polazeći od matrice stanja sekvencijalnog automata $A(X)$ može biti jednoznačno rekonstruisana druga grupa jednačina (3). Nakon izvesnih, ne baš prostih, transformacija konačno se dobija

$$z_i(t+1) = F_{S_i}[x_1(t), \dots, x_n(t), z_1(t), \dots, z_k(t)] =$$

$$\bigvee_{\beta_i=1}^{\alpha_k, \dots, \alpha_1; \beta_k, \dots, \beta_1(x_1(t), \dots, x_n(t))} [z_1(t)]^{\alpha_1} \dots [z_k(t)]^{\alpha_k}$$

$\beta_k, \dots, \beta_{i+1}, \beta_{i-1}, \dots, \beta_1$
 $\alpha_k, \dots, \alpha_1$
 AU. 5.8

Na taj način proizvoljnoj prostoj matrici $\|a_{ij}(x_1(t), \dots, x_n(t))\|$ odgovara shema sekvencijalnog automata.

Na skoro isti način može se dobiti matrica izlaza. Pri tome se dobija da veličine

$$L(\alpha_1, \dots, \alpha_n; \beta_1, \dots, \beta_p)(z_1(t), \dots, z_k(t)) = \\ = \prod_{i=1}^p \left[F_{y_i}(\alpha_1, \dots, \alpha_n, z_1(t), \dots, z_k(t)) \right]^{\beta_i}$$

obrazuju pravougaonu matricu $L(Z(t))$, koja ima 2^n vrsta i 2^p kolona.

Po matrici izlaza sekvencijalnog automata može biti jednoznačno rekonstruisana prva grupa jednačina (3)

$$y_i(t) = F_{y_i} [x_1(t), \dots, x_n(t), z_1(t), \dots, z_k(t)] = \\ = \bigvee_{\substack{\alpha_1, \dots, \alpha_n \\ \beta_1, \dots, \beta_p; \beta_i=1}} L(\alpha_1, \dots, \alpha_n; \beta_1, \dots, \beta_p)(z_1(t), \dots, z_k(t)) [x_1(t)]^{\alpha_1} \dots [x_n(t)]^{\alpha_n}$$

U praksi, s obzirom na glomaznost formula pomoću kojih se iz matrica rekonstruišu kanoničke jednačine, uglavnom se koristi algoritam koji se može opisati rečima i koji bazira na napomenutim karakterističnim osobinama matrica.

4. Literatura

- [1] V.N. Roginski, Elementi strukturnog sinteza relejnih shem upravljenja, Akademija nauk SSSR (1959)
- [2] M.A. Getlin, O neprimitivnih shemah, Problemi Kibernetiki № 1 (1958)

S. Zarić, M. Ušćumlić

PNEUMATISCHE POTENTIELLE ASYNCHRONE AUTOMATEN

Dieser Arbeit behandelt die Anwendung der Theorie der endlichen Automaten bei technologischen Automaten. In dieser Falle kommen nur die asynchronen Automaten, deren Takt mit Eingabe- und Intern Zustand definiert ist in Betrachtung. Die Synthese ist auf Grund pneumatischer Elemente entwickelt worden. Bei dieser Analyse wurde ein mathematisches Verfahren zwecks gegenseitiger Transformation sogenannter kanonischer Gleichungen in Matritzen aufgestellt.

V. R. M i l a č i ć x)

PRILOG PROBLEMU ADAPTIVNOG UPRAVLJANJA KOD ALATNIH MAŠINA xx)

1. Uvodna razmatranja

Da li naša insistiranja na uvodjenju modernih tehnika i tehnologija kroz rekonstrukciju i modernizaciju baziraju na jasno definisanim pretpostavkama koje to obezbeđuju? Ovo pitanje je u direktnoj vezi sa temom ovog rada i potrebi da se utvrdi opravdanost istraživanja u ovom pravcu. Sigurno da privredni rast naše zemlje bazira na uvezenim tehnikama i tehnologijama, kao i na onima koje su proizvedene kod nas. Pošto je delokrug razmatranja vezan za alatne mašine u užem smislu i obradne sisteme u širem smislu, to se naša istraživanja odnose na ovu oblast.

Ako se analizira tendencija razvoja obradnih sistema, s obzirom na tehnološku kompleksnost, imamo četiri osnovne etape (slika 1).

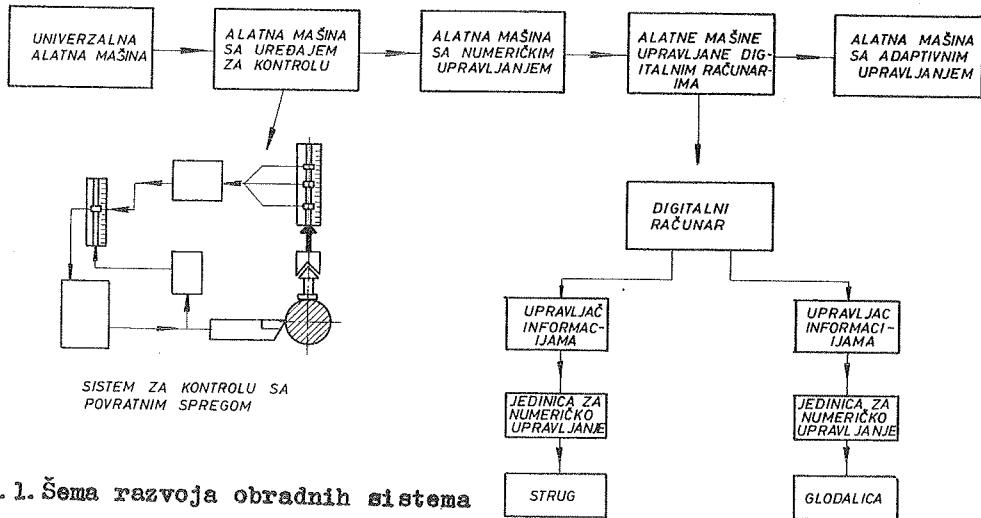
U prvoj etapi se od univerzalnih mašina prešlo na sisteme sa uredjajima za kontrolu (u jednom smeru ili sa povratnom spregom). Izgradnja numerički upravljanih sistema predstavlja dalju fazu razvoja koja je svojom pojavom uticala i na naredne dve faze. Visoka cena numerički upravljanih obradnih sistema, kao i brz razvoj kompjutera je uticao da se pojave modeli kompleksnih obradnih sistema upravljanih kompjuterom.

I konačno, nagoveštena četvrta faza se odnosi na uvodjenje adaptivnog upravljanja u obradni sistem. Danas proizvođači alatnih mašina u svetu teže da se što brže osposobe da prekriju navedene reprezentante pojedinih etapa, i istražuju pravce daljih razvoja. Ovo je naročito ka-

x) Dr. Vladimir R. Milačić, dipl.ing., docent Mašinskog fakulteta i samostalni saradnik Instituta za alatne mašine i alate, Beograd

xx) Saopštenje iz Instituta za alatne mašine i alate, Beograd, a odnosi se na posebni deo pristupa projektu "Tehnologija mašingradnje: ispitivanje obradljivosti i grupne tehnologije sa optimalizacijom u pojedinačnoj i serijskoj proizvodnji" u čijem finansiranju učestvuju Savezni i Republički fond za naučni rad.

rakteristično za dve poslednje etape, gde se gotovo istovremeno počelo sa razmišljanjima na ostvarenju ovih sistema.



Sl. 1. Šema razvoja obradnih sistema

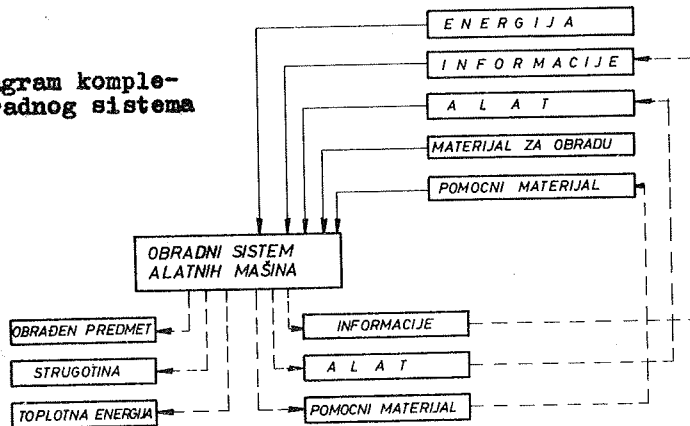
Dinamika razvoja domaćih proizvođača alatnih mašina je nedovoljna, tako da i gruba uporedjenja sa drugim zemljama ukazuju na činjenicu da sve više zaostajemo. Ima se utisak da se modernizacija domaće industrije vrši brže nego što je razvoj domaćih obradnih sistema, tako da ovo tržište ima sve manje prostora za domaće proizvođače alatnih mašina. S druge strane, dosadašnja istraživanja u Institutu za alatne mašine i alate u Beogradu nisu dovoljno bila uključena u razvoj novih sistema. Zbog toga je neophodno da se ova krajnje zabrinjavajuća činjenica uoči i preduzmu dugoročne radikalne mere.

2. Obradni sistemi i adaptivno upravljanje

Obradni sistem sa ulazno-izlaznim veličinama predstavlja kompleksan sistem. Njegova prezentacija je različita, zavisno od toga koje se grupe problema uzimaju kao dominantne za izabrani sistem. Obradni sistem se sastoji iz konstrukcije same mašine i procesa (npr. proces rezanja, proces trenja itd.) koji se odigravaju, pri promeni stanja radnog predmeta. Identifikacija ovih pojava i procesa vrši se preko grupa ulaznih i izlaznih veličina. Kao ulazne veličine se uzimaju energija, informacije, alat, materijal za obradu i pomoćni materijal. Neki od ovih elemenata predstavljaju nepovratne faktore (kao što su obradjen radni predmet, strugotina, toplotna energija), dok su u povra-

tnoj vezi informacije, alat i pomoćni materijal (slika 2).

Sl. 2. Blok dijagram kompleksnog obradnog sistema



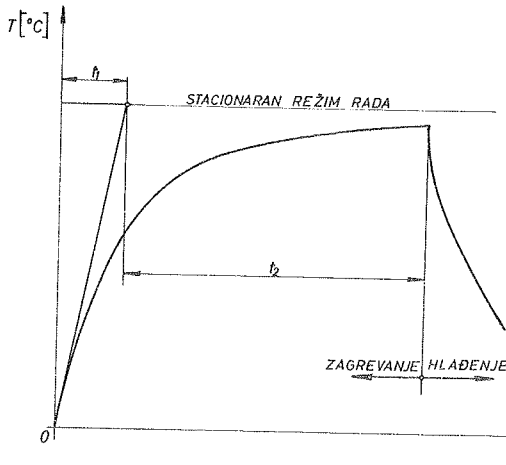
Sam obradni sistem ima dve grupe podsistema: funkcionalni i poremećajni, a njegov model dao je Spur [1]. Sigurno je da je postavljanje modela obradnog sistema u direktnoj vezi sa ciljevima koji se imaju.

Za uvodjenje adaptivnog upravljanja kao mogućeg oblika optimizacije obradnog sistema, neophodno je istražiti fiziku pojava i procesa, kao i njihov uticaj na ostvarenje postavljenih tehnoekonomskih zahteva. Pošto se pred obradni sistem postavljaju zahtevi kvaliteta proizvoda (radnog predmeta) i proizvodnost uz respektovanje ekonomičnosti, to su i analize usmerene u tom pravcu.

Obradni sistem predstavlja usaglašenost funkcionalnih i poremećajnih sistema za ostvarenje zadate tačnosti i kvaliteta obradjene površine, kao i proizvodnosti. Zbog toga je neophodno posvetiti posebnu pažnju istraživanju postanka i identifikacije poremećajnih sistema. Navode se neki rezultati istraživanja vezanih za poremećajne sisteme toplotnih deformacija, statističko-dinamičkih deformacija i habanja alata.

Toplotne deformacije obradnog sistema menjaju međusobni položaj alata i radnog predmeta i naponsko stanje mašine. Merenjem temperature na pojedinim mestima mašine dobija se da je ovaj sistem nestacionarne prirode (slika 3). Uspostavljanjem toplotne ravnoteže prelazi se u stacionarnu oblast. Prekidni proces izrade radnih predmeta i uticaj okoline sigurno da utiču na stvarnu sliku promene temperature. Pored toplotne inertnosti sistema, ove promene imaju uticaj na relativni položaj alata i radnog predmeta. Tako, pri analizi toplotnih deformacija sklopa glavnog vretena dobijeno je prostorno pomeranje ose u odno-

su na nosač alata (slika 4). Zavisno od stanja sklopa glavnog vretena i režima rada mašine dobijaju se i različite putanje ose glavnog vretena. Pri ovoj analizi sistem nije izložen spoljnim opterećenjima.

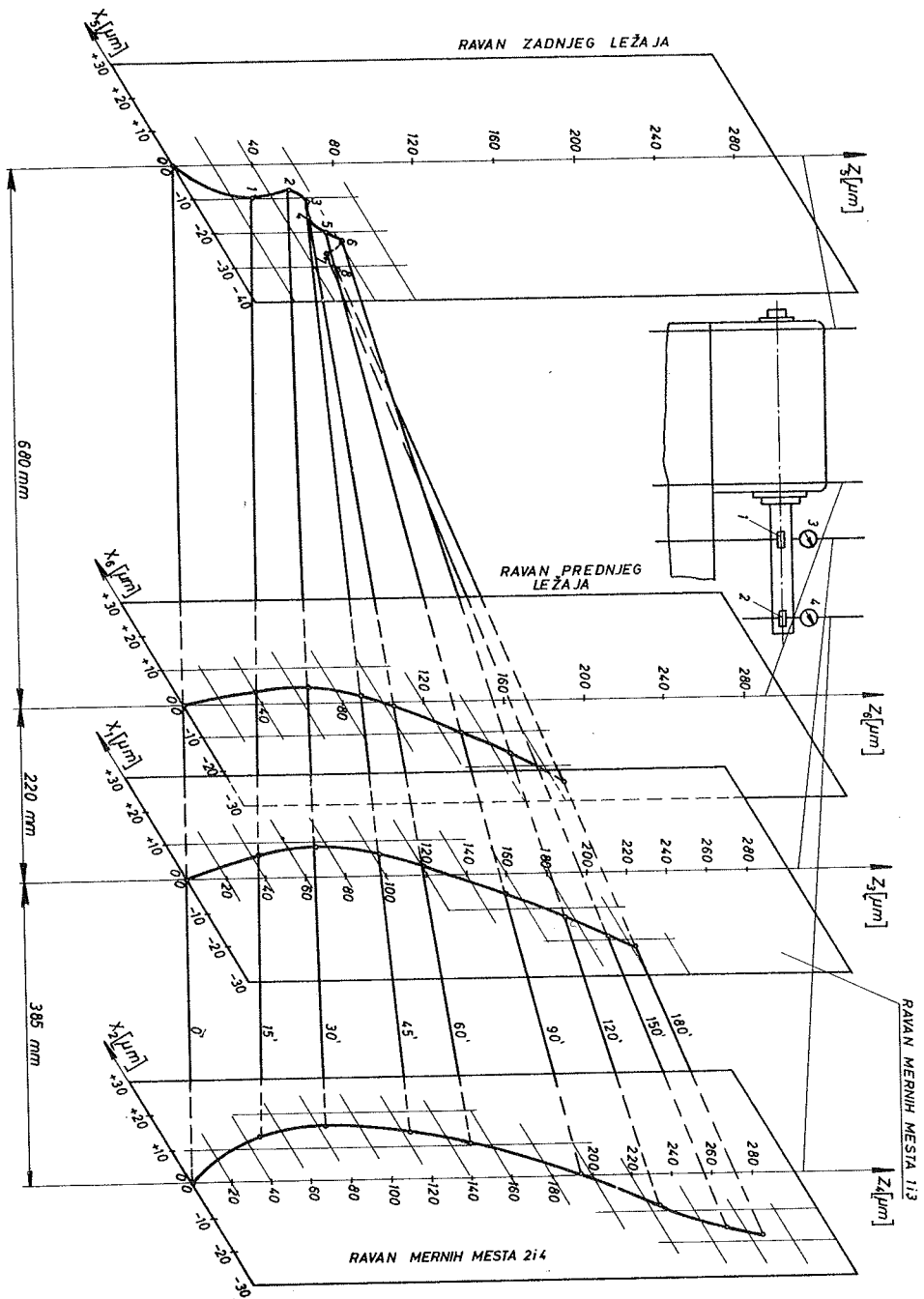


Sl. 3. Zakon promene zagrevanja obradnog sistema pri radu na prazno

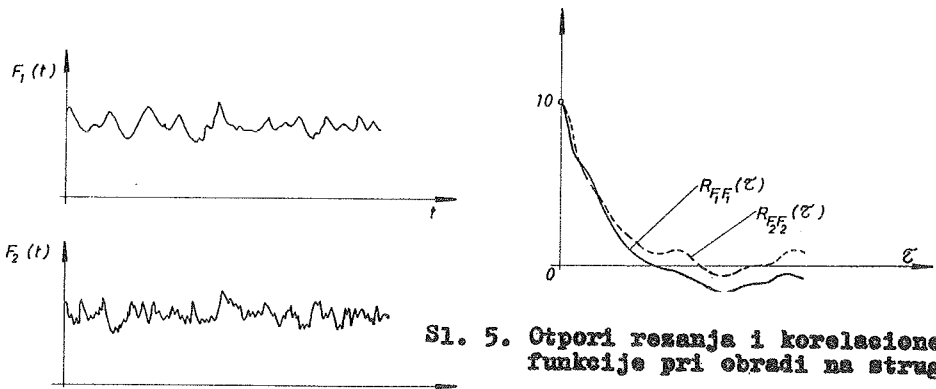
U procesu rezanja sistem je opterećen statičko-dinamičkim silama. Zbog toga je neophodno utvrditi ponašanje sistema pri statičkim i dinamičkim opterećenjima. Ispitivanje statičke krutosti obradnog sistema daje karakteristike veza (npr. vodjica, ležišta itd.) kao i samih elemenata. Takođe se utvrđuju veličine zazora, što definiše međusobni položaj alata i radnog predmeta. Ovaj skup podataka se dobija preko histeresis dijagrama $F_{st} = \mathcal{Y}(f)$ - deformacija u funkciji sile.

Daleko je složenija identifikacija ponašanja obradnog sistema preko dinamičkih otpora rezanja. Otpor rezanja predstavlja izlaz iz procesa rezanja i istovremeno ulaz u konstrukciju alatne mašine. Promena otpora rezanja iznosi 1 do 40% od srednje vrednosti. Za stabilan rad mašine otpori rezanja imaju slučajno-periodični karakter promene. Kao primeri se navode vremenske funkcije otpora rezanja za strug [2] i za glodalicu [3]. Za strug su navedeni glavni otpor rezanja i otpor prodiranja, kao i izgled korelacionih funkcija (slika 5). Ovde je dominantan uticaj slučajnog dela. U primeru glodanja (slika 6) merena je tangencijalna sila: pored slučajnog dela prisutna je i periodična komponenta, koja odgovara učestanosti po zubu. Ovo je očigledno iz korelacione funkcije.

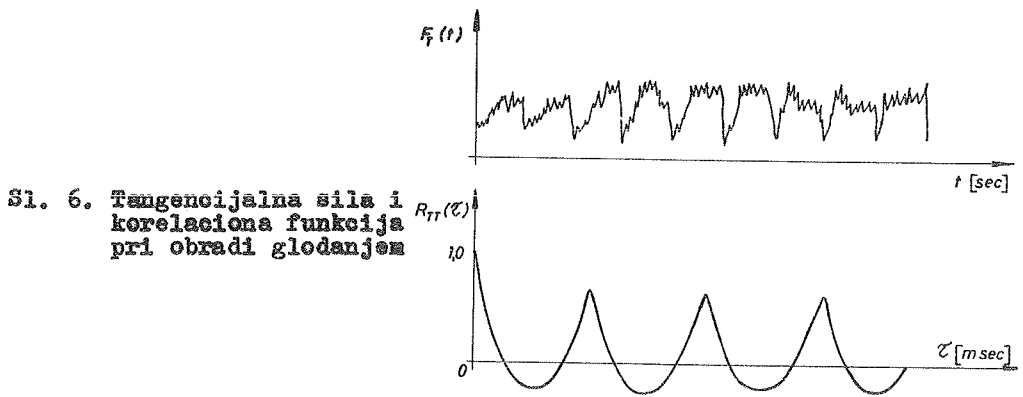
Prelaskom u oblast nestabilnog rada mašine ove sile imaju drugojačije oblike, te je potrebno sprovesti novu identifikaciju s obzirom na izrazito prisustvo periodičnih komponentata u oba slučaja. Ovo su učestanosti dinamičke strukture alatne mašine.



Sl. 4. Prostorne toplotne deformacije glavnog vretena struga



Sl. 5. Otpori rezanja i korelacione funkcije pri obradi na strugu



Sl. 6. Tangencijalna sila i korelaciona funkcija pri obradi glodanjem

Dinamičko ponašanje prenosnika za glavno kretanje, pri uključivanju i isključivanju, utiče na ukupno ponašanje obradnog sistema i pouzdanost u radu. Tako se u prenosniku sa sistemom spojnice javljaju prelazni procesi vezani za uključivanje i isključivanje sistema (slika 7). Dinamički moment ima navedenu karakteristiku, dok relativna brzina između elemenata spojnice ne opadne na nulu, kada se sistem prevodi u stacionarno stanje.

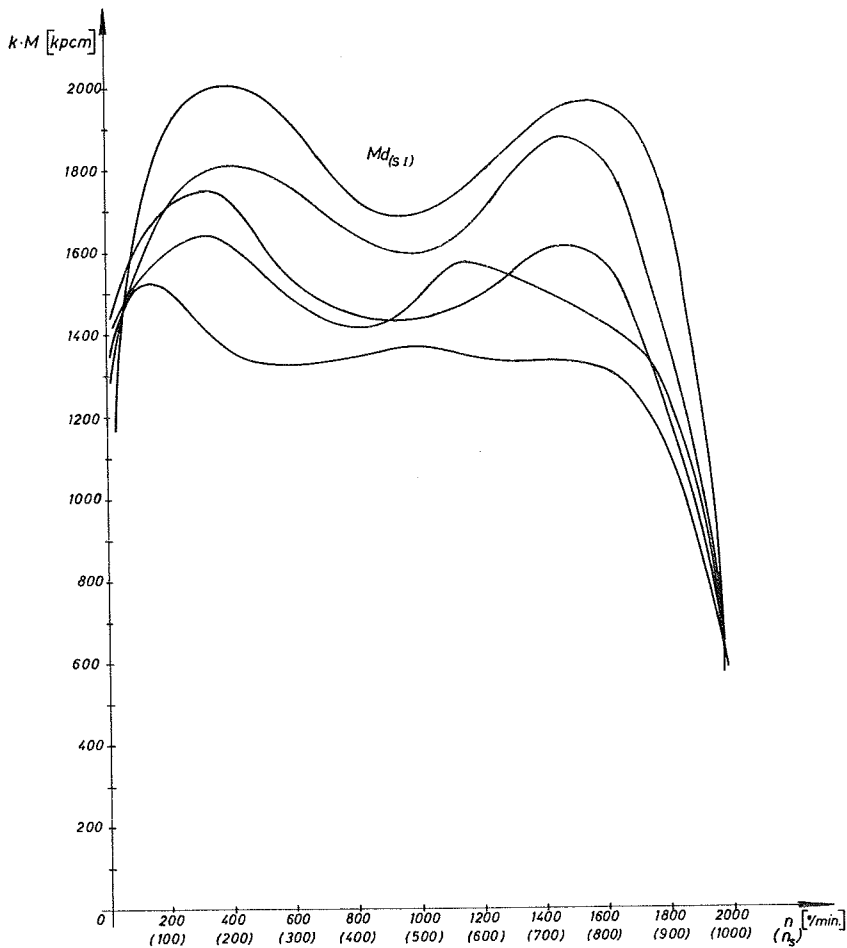
Promena dinamičkog momenta u prelaznom procesu daje se u funkciji vremena. Za različito stanje spojnice, kao i za svaku spojnicu iste serije, ova dinamička karakteristika varira ne samo po nivou, već i po obliku.

Habanje alata predstavlja takodje jedan od poremećajnih sistema. Karakteristike habanja alata su istražene i uglavnom se sastoje iz poznate tri zone. Habanje alata kao izlaz iz procesa rezanja povratnom spregom dejstvuje na obradni sistem i kao nestacionarni proces utiče na ponašanje sistema. Saglasno ovome javlja se promena kvaliteta ob-

AU.6.6

radjene površine i tačnosti obrade. Zbog toga je potrebno izvršiti istraživanje u pravcu iznalaženja veze između habanja alata i kvaliteta obradjene površine sa tačnošću obrade.

Parcijalno navedeni primeri poremećajnih sistema ukazuju na kompleksnost pojava i procesa koji se odigravaju u obradnom sistemu. Povezivanje funkcionalnih i poremećajnih sistema i njihova optimizacija, u cilju dobijanja željenog kvaliteta proizvoda uz datu proizvodnost, predstavlja osnovni problem u uvođenju adaptivnog upravljanja.



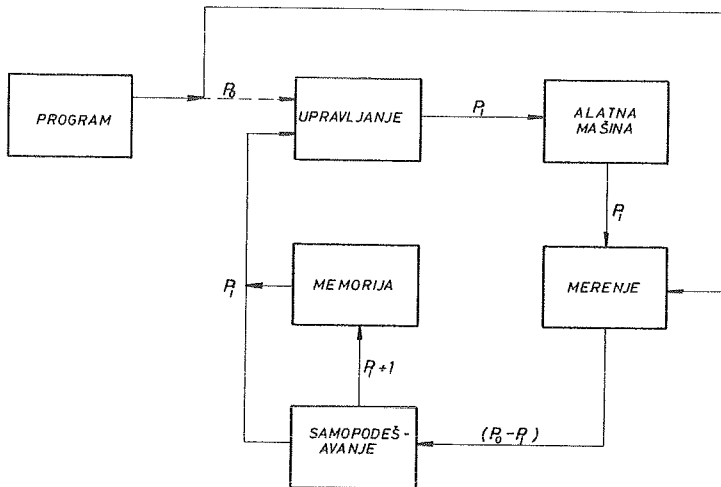
Sl. 7. Dinamički moment na spojnicu

3. Osvrt na neke postojeće koncepte adaptivnog upravljanja

Ako se uzme jednostavan slučaj šeme obrade (slika 8), relativni položaj alata i radnog predmeta je određen programom P_0 [4]. Ovaj program obezbeđuje naznačenu dubinu rezanja δ . Usled elastičnih deformacija radnog predmeta menja se dubina rezanja po dužini. Uvodjenjem u sistem pretvarača za merenje relativnog položaja alat - radni predmet ili dimenzije obradjenog radnog predmeta (apsolutna veličina), omogućuje programsko definisanje položaja alata R_0 . Kompletna obrada izvodi se u jednom ili više prolaza, gde se regulisanje vrši u odnosu na svaki prethodni prolaz. Tako je šema sistema sa adaptivnim upravljanjem jedne veličine data na slici 9. Uzet je trenutak i -tog prolaza i naveden tok informacije zadatog programa

Sl. 8. Šema obrade alat - radni predmet

P_0 i programa R_i , da bi se preko elemenata za podešavanje (adaptiranje) odredio program narednog prolaza P_{i+1} . Daleko komplikovaniji slučaj se javlja pri prelasku na višekoodinatne sisteme, gde je prethodno potrebno odrediti metod merenja radnog predmeta. Neka je data obradjena površina radnog predmeta $F(x, y, z) = 0$ i putanja sredine



Sl. 9. Šema sistema sa adaptivnim upravljanjem

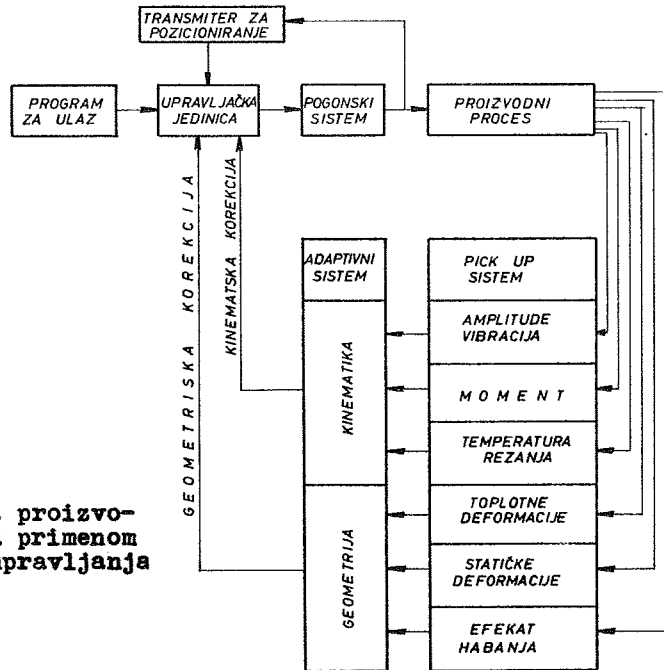
alata programom $P_0 [x_0(t), y_0(t), z_0(t)]$. Usled deformabilnosti radnog predmeta putanja alata je odredjena koordinatama $[x_1(t), y_1(t), z_1(t)]$, tako da je odstupanje od predvidjenog programa,

$$\delta x_1 = x_1(t) - x_0(t) ,$$

$$\delta y_1 = y_1(t) - y_0(t) ,$$

$$\delta z_1 = z_1(t) - z_0(t) .$$

Prethodno sprovedena analiza obradnog sistema daje čitav niz poremećajnih sistema koji utiču na definisanje stvarnog položaja alata u odnosu na radni predmet. Šematski prikaz optimizacije proizvodnog procesa primenom adaptivnog upravljanja dat je na slici 10. Elementi si-

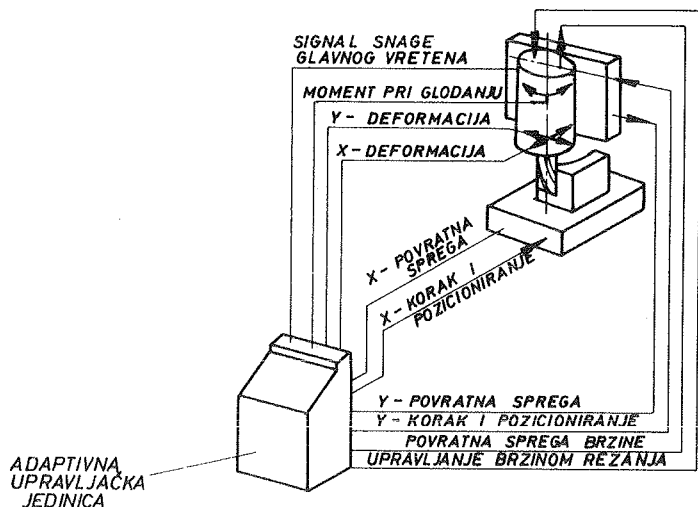


Sl. 10. Optimizacija proizvodnog procesa primenom adaptivnog upravljanja

stema su: program za ulaz, upravljačka jedinica, pogonski sistem, proizvodni proces, sistem za praćenje poremećaja (pick-up sistem) i adaptivni sistem. Na osnovu poznavanja poremećajnih sistema, adaptivni sistem vrši kinematske i geometrijske korekcije u procesu rada obradnog sistema.

Iako se intenzivno radi na više mesta na stvaranju adaptivnih obradnih sistema, do sada je komercijalnu verziju izvela kompanija Cincin-

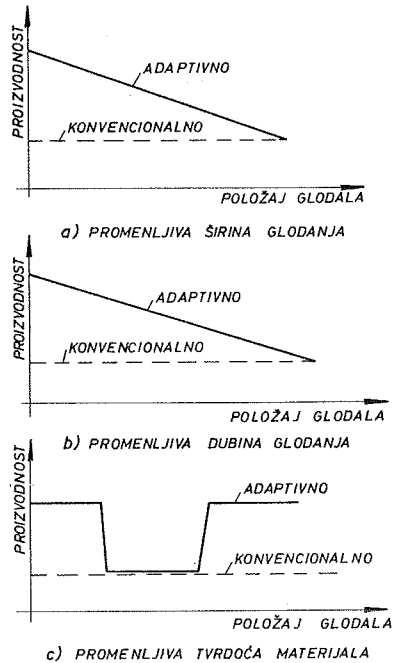
nati [5]. To je vertikalna glodalica kod koje je ostvareno podešavanje brzine i koraka za ostvarenje maksimalne proizvodnosti (slika 11). Jedinica za adaptivno upravljanje preko pretvarača upravlja položajem radnog stola i nosača vertikalne glave. Pored pozicioniranja određju-



Sl. 11. Adaptivni sistem Cincinnati

je se i brzina rezanja i brzina pomoćnog kretanja. U toku rada se prikupljaju informacije vezane za deformacije glavnog vretena, momenta pri glodanju i ulazne snage u sistem. Na osnovu ovog skupa informacija izvodi se optimizacija režima obrade s obzirom na širinu i dubinu glodanja, tvrdoću materijala, krutost sistema radni predmet - alat, habanje alata i zatore u obradnom sistemu.

Uporednom analizom konvencionalnog sistema i novoproducenog sa adaptivnim upravljanjem, proizvodnost je povećana za 30 - 240%. Navode se dijagrami uporedne proizvodnosti ova dva sistema kada se menjaju dubina i širina glodanja, kao i tvrdoće materijala u funkciji od položaja alata (slika 12). Očigledna je razlika u proizvodnosti između uporedjenih sistema, a takodje i sposobnost sistema sa adaptivnim upravljanjem da prati promene u režimu rada u cilju ostvarenja optimalne proizvodnosti.



S1. 12. Uporedni pregled proizvodnosti

4. Zaključne napomene

Ovaj rad je imao skromne pretenzije da informiše domaći krug stručnjaka iz oblasti tehnologije mašinogradnje o trenutnom stanju i tendencijama razvoja obradnih sistema.

S druge strane, dosadašnji rezultati istraživanja u oblasti alatnih mašina kod nas predstavljaju solidnu osnovu da se što pre uključimo u ova kretanja i predjemo na proizvodnju i korišćenje kompleksnih obradnih sistema. Ovo nameće i dinamika investiranja novih tehnika i tehnologija u našoj zemlji.

5. Literatura

- [1] Spur, G., Automatic Programming of NC Lathes
- [2] Peklenik, J., Mosedale, T., A Statistical Analysis of the Cutting System Based on an Energy Principle, 8-th Int. M.T.D.R. Conf. , Manchester (1967)

- [3] Milačić, R.V., Analiza dinamike horizontalne glodalice primenom korelacione teorije, Doktorska disertacija (1968)
- [4] Kobrinskij, E.A., Samonastraivajuščejasja sistema programmog u-
pravljenja frezernym stankom, Zbornik radova: Avtomatizacija pri-
voda i upravljenja mašin, Nauka, Moskva (1967)
- [5] Adaptive Control Package Debuts, American Machinist, 16 (1968)

V. R. M i l a č i ć

A Survey of Adaptive Control Problems in Machine Tools

The paper reviews the development of machining systems in their connection with the trends of contemporary research. The importance of an analysis of disturbing and functional systems is stressed upon within the frames of a machining complex. The partial research results indicate the combined chance and unstationary character of disturbing systems. As an example, the one-dimensional system with adaptive control is given, in which deformability of the workpiece only is taken into account. In addition, the commercial version is shown of the Cincinnati vertical milling machine with adaptive control.

B. Robavs x)

PROGRAMSKO KRMILJENJE OBDELOVALNIH STROJEV

1. Uvod

Z vse večjo industrializacijo se pojavljajo nove, zahtevnejše proizvodne naloge. Izdelki so vedno bolj komplicirani in glede na funkcionalnost morajo biti bolj točno izdelani. Na raspolago so tudi kvalitetnejši materiali, katere je potrebno obdelovati po zahtevnejših tehnoloških postopkih. S hitrim razvojem industrije pa se pojavljajo tudi vedno večje potrebe po specialnih napravah, s kratkimi dobavnimi roki na eni strani, na drugi strani pa se krajša življenjska doba teh naprav, kar ima za posledico hitrejšo menjanje proizvodnih programov.

Vse to pa ima svoj odraz pri razvoju konstrukcij obdelovalnih strojev in njihovih krmilnih naprav. Zahtevajo se krajši časi obdelave, zmanjšanje časov za pripravo stroja in vmesnih časov, enostavnejše posluževanje strojev ter enostavnejše vzdrževanje.

Vsem tem zahtevam lahko ugodimo z bolj ali manj kompliciranimi mehanskimi rešitvami. Nasprotno tem pa se večkrat na električni način dobijo enostavnejše rešitve. Zato se vedno več problemov prenaša iz mehanske na električno stran. Uporaba električnih naprav ni narekovana le od tehnoloških zahtev, temveč električna oprema tudi bistveno posega v samo mehansko konstrukcijo obdelovalnega stroja. Torej postajajo električne krmilne in regulacijske naprave tako sestavni del samega obdelovalnega stroja.

Ročno krmiljeni obdelovalni stroji z daljinskimi komandami omogočajo enostavnejše posluževanje stroja. Samo krmilje vsebuje tudi določene blokade, ki ščitijo stroj pred napačnimi komandami. Vendar so pri takšnem krmiljenju zelo dolgi časi vpenjanja in nameščanja obdelovanca ter časi za meritve in kontrolo.

x) Branko Robavs, dipl.ing., "Iskra" - Zavod za avtomatizacijo, Ljubljana

Avtomati se že vrsto let uspešno uporabljajo v industriji. Glede na krmiljenje, produktivnost in sigurnost so na izredno visoki razvojni stopnji. Krmiljenje je izvedeno mehansko, elektromehansko, v zadnjem času pa tudi elektronsko. Menjava programa je tu možna le v zelo ozkih mejah in zahteva relativno veliko časa. Zato so avtomati namenjeni proizvodnji geometrijsko podobnih izdelkov v velikih serijah.

Večji problemi pa nastopajo pri avtomatizaciji proizvodnje srednjih in malih serij izdelkov. Karakterističnost strojev za to vrsto proizvodnje je, da morajo z zamenjavo programa in s čim krajšim časom za preureditev stroja, proizvajati z isto osnovno opremo popolnoma drug izdelek. Odpasti mora tudi izdelava dragih priprav. Uporaba modernih elektronskih in elektromehanskih elementov pa omogoča rešitev teh problemov. Elementi, ki se že več uspešno uporabljajo v telekomunikacijah za prenos in obdelavo podatkov, se lahko uporabijo kot sestavni deli takšnih krmilnih in regulacijskih naprav za obdelovalne stroje.

2. Informacije

Za izdelavo nekega izdelka je potrebno posredovati obdelovalnemu stroju določeno količino informacij. Konstruktorske risbe so prvi zbiralec informacij. Te se opremijo z različnimi tehnološkimi in proizvodnimi postopki, dodatnimi risbami in proizvodnimi pripravami kot so npr.: šablone, vrtalne priprave itd. Vsa ta obdelava informacij se vrši izven obdelovalnega stroja in se zato imenuje **z u n a n j a o b d e l a v a i n f o r m a c i j**. Analogno se lahko imenuje vsa nadaljnja obdelava informacij v krmilnem delu stroja, **n o t r a n j a o b d e l a v a i n f o r m a c i j**. Velik del informacij ima nalogo le vklapljanja in izklapljanja energijskih tokokrogov v stroju in se zato imenujejo **v k l o p n e i n f o r m a c i j e**.

Glede na karakterističnosti se običajno delijo v tri osnovne skupine:

- informacije o številu vrtljajev glavnega vretena, hitrosti pomikov, hitrih hodov itd.,
- informacije o izbiri orodja (pri revolverski glavi ali pri magazinu z orodjem),
- informacije o vklapljanju in izklapljanju vpenjalnih in dozirnih naprav, naprav za transport izdelkov in ostružkov, merilnih naprav, sistema za hladjenje in mazanje itd.

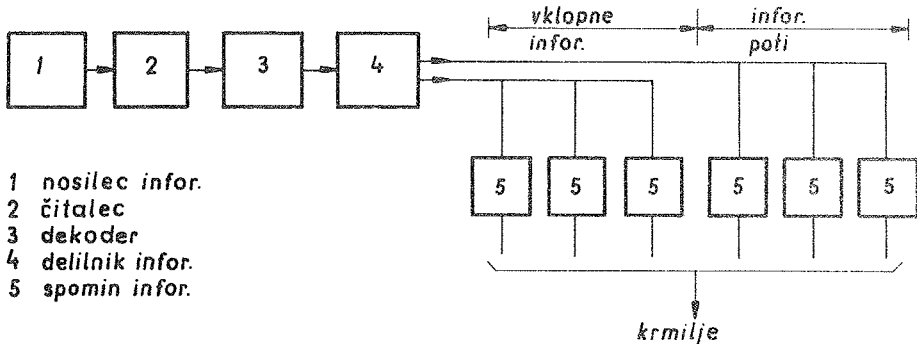
Drugi del informacij določa medsebojno gibanje orodja in obdelovanca. Imenujejo se zato *informacije poti*.

Za izdelavo nekega izdelka potrebna količina informacij zavisi od kompliciranosti izdelka in od vrste stroja.

V električnih krmilnih napravah so informacije sestavljene iz znakov, ki imajo dve vrednosti: "JA" in "NE". Ti znaki se sestavljajo besede, ki določajo stanje in položaj stroja, pri katerem se morajo izvršiti določene funkcijske spremembe.

3. Sistemi za programsko krmiljenje

Za avtomatsko odvijanje določenega tehnološkega procesa je potreben programski sistem, ki vse informacije glede na tehnološke zahteve shranjuje in jih posreduje stroju po točno določenem zaporedju. Na sliki 1 je podana blokovna shema poti informacij pri sistemih za programsko krmiljenje obdelovalnih strojev. Informacije potujejo od nosilca informacij preko čitalca na dekodeer in razdelilnik, kjer se ločijo vklopne informacije in informacije poti in se shranjujejo v spominskih enotah.



Slika 1

Izbira nosilca informacij zavisi od potrebne količine informacij za krmiljenje stroja. Pri stružnicah in rezkalnikih za obdelovalno profilov je potrebno zelo veliko število informacij (več informacij poti in manj vklopnih informacij). Zato se v takšnih primerih uporabljajo magnetni trakovi kot nosilci informacij. Kapaciteta zapisovanja informacij je tu zelo velika in omogočajo velike hitrosti odčitavanja. Nasprotno pa vrtnalni stroji, rezkalniki za obdelavo pravokotnih ploskev, revolvervske stružnice, stružnice za obdelavo valjastih delov z ravnimi stavki, skobelni stroji itd. potrebujejo relativno manj infor-

macij (malo informacij poti in več vklopnih informacij). Tu se zato uporablja luknjasti trak, pri še manjšem številu informacij pa luknja-
ne kartice in programski tabloji.

Nosilci informacij imajo na raspolago določeno število kanalov. Naje-
nostavneje je, da vsakemu kanalu priredimo le en element krmilja (mo-
tor, sklopka). Slaba stran takšne rešitve je, da je slabo iskoriščena
kapaciteta nosilca informacij. Po drugi strani pa se shema samega kr-
milja precej poenostavi, saj odpadeta dekoder (3) in delilnik infor-
macij (4). Lahko pa se v povprečju priredi enemu kanalu več kot ena
informacija. Ker ima lahko vsak kanal le dva možna znaka ("L" in "O")
je možno pri n številu kanalov 2^n kombinacij. Če se uporabijo vse
možne kombinacije, potem je redundanca enaka 1, tj. pravilnost kombi-
nacije se ne more kontrolirati. Na primer pri 8 kanalnem luknjanem
traku se uporablja kod $\binom{8}{4}$ in je izrabljenih le 70 od 256 možnih kombi-
nacij, zato pa je možno kontrolirati pravilnost informacij.

Dekoder mora kod pretvoriti v krmilju razumljivo komando. Zato zavisi
njegov sestav in obseg od izbire koda. Kod se mora zelo skrbno izbra-
ti, da se izkoristi nosilec informacij, zagotovi redundenco in da se
ne skomplicira za njim sledeči del krmilja.

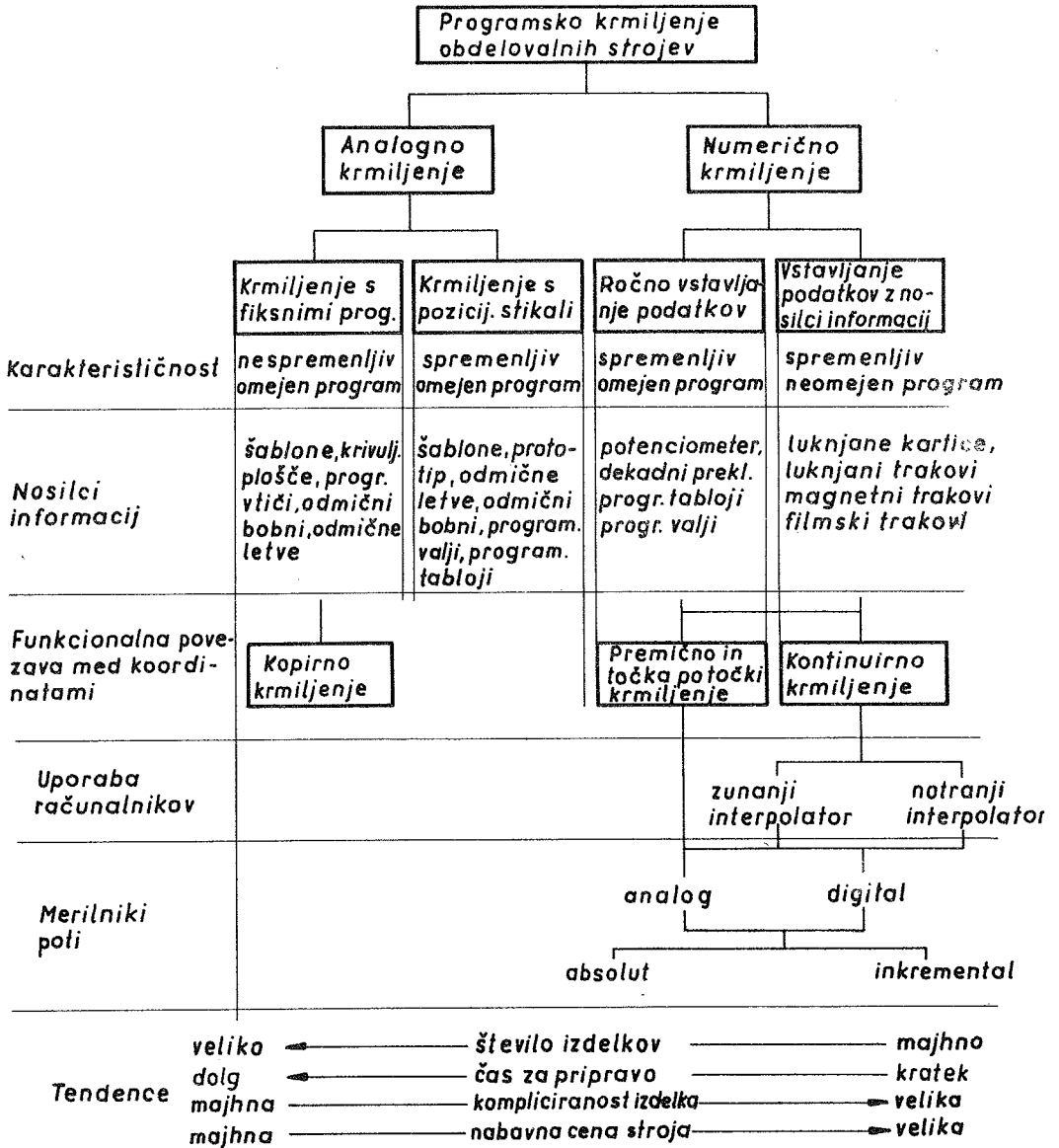
V najenostavnejšem primeru ročnega krmiljenja univerzalnih strojev pos-
reduje stroju vse tehnološke podatke delavec sam. Prezem informacij
in prehod na notranjo obdelavo vrši delavec sam, v stroju pa niso na
raspolago nikakršni spominski elementi. Zato se tu ne more govoriti o
programskem krmiljenju.

Pri programskem krmiljenju se odvija program v korakih. Preklop iz e-
nega v naslednji korak je pogojen s tem, da mora biti izpolnjen eden
ali več pogojev, ki pa so prirejeni samo temu koraku. Torej se celo-
ten program odvija v izmenični igri med krmiljem in strojem, zato tu
ni več strogo izpolnjena definicija odprte zanke krmiljenja. Pri pro-
gramskem krmiljenju obdelovalnih strojev je preklop stopnje pogojen z
dosego določenega medsebojnega položaja orodja in obdelovanca.

V teh sistemih so za obdelavo vklopnih informacij potrebna relativno
enostavna logična vezja. Nasprotno pa način obdelave informacij poti
bistveno vpliva na zgradbo programskih sistemov.

Iz vsega navedenega se lahko zaključi, da je kvalitetna porazdelitev
programskih sistemov podana z načinom shranjevanja in obdelave infor-
macij poti. Takšna porazdelitev je prikazana na sliki 2. Tu sta dve
osnovni grupi: analogno in numerično krmiljenje. Pri analognem krmi-

ljenju določene poti z nastavki, nameščenimi vzdolž gibanj, v nasprotju z numeričnim krmiljenjem, kjer so poti podane u obliki števil.



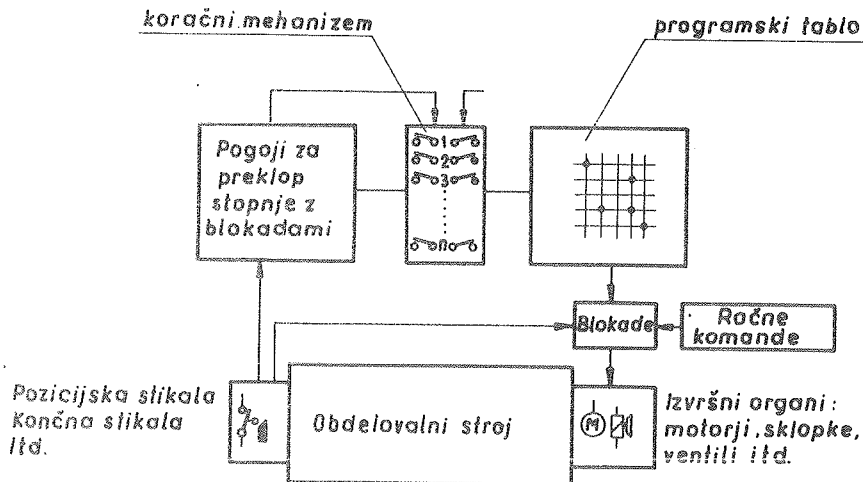
Slika 2

Nadalje se loči analogno krmiljenje v krmiljenje s fiksnim programom in v krmiljenje s pozicijskimi stikali. H krmiljenju s fiksnim programom se štejejo vsi sistemi, ki imajo fiksno določene cikle gibanj.

4. Krmiljenje s pozicijskimi stikali

Pri srednjih in malih serijah, posebno pa pri izdelavi manj kompliciranih izdelkov, kjer program obdelave ni preveč obsežen, je smotrno uporabiti enostavnejši programski sistem s pozicijskimi stikali.

Število potrebnih informacij tukaj ni veliko, zato se uporabljajo kot nosilci informacij tabloji ali programske kartice. Kot merilni sistem se uporabljajo odmični nosovi, ki z aktiviranjem mikrostikal javljajo doseženo pozicijo. Ti odmični nosovi so lahko nameščeni vzdolž posebne letve ali pa po obodu valja, katerega obod je enak največjemu možnemu pomiku. Blokovna shema programskega krmiljenja s pozicijskimi stikali je prikazana na sliki 3.



Slika 3

Program se odvija v posameznih korakih. V vsakem koraku pripadajo sledeči podatki:

- izhodne komande, ki povedo, kateri pogonski elementi morajo biti aktivirani, na pr.: motorji magnetne sklopke, ventili itd.,
- preklopni pogoji, ki povedo, katere zahteve se morajo za posamezne korake izpolniti za preklon v naslednjo stopnjo,
- blokade, ki so določene za pravilno delovanje procesa v okviru posameznega koraka, na pr. pritisk olja.

Jedro celotnega sistema je koračni mehanizem, ki mora zelo zanesljivo delovati, slediti večjim preklopnim frekvencom in dovolj prilagodljiv

na različno število korakov. Koračni mehanizem mora vsebovati spomin, kajti v nasprotnem primeru se lahko poruši program pri že zelo kratkih prekinitvah napetosti in se s tem poruši tudi sinhroni potek med strojem in krmiljem.

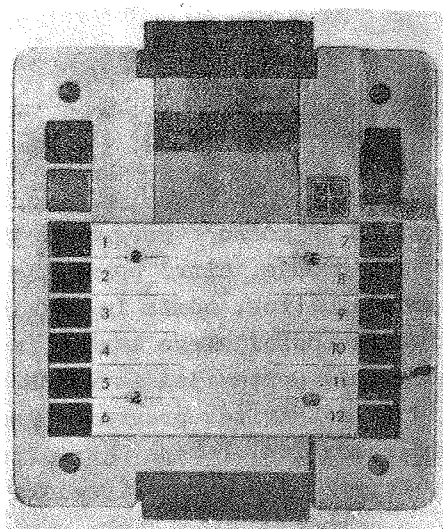
Ti sistemi so realizirani ali v relejni tehniki ali pa v podvolniški tehniki. Izvedba s podvolniškimi logičnimi elementi ima določene prednosti. Elementi niso podvršeni obradi, potreben je manjši prostor in lahko sledijo večjim preklopnim hitrostim. Običajno so izvedeni v obliki kartic s konektorji in so zato tudi lahko izmenljivi.

Programiranje s programskim tablojem ima določene prednosti. Ne potrebujejo se zahtevne naprave za izdelavo programa. Program se lahko nastavi tudi v samem pogonu ali pa se hitro lahko izvršijo spremembe v samem programu.

Če se potrebuje za izdelavo izdelka večje število informacij, potem postanejo programski tabloji preobsežni in jih zato raje nadomestimo z mehanskimi programatorji s programsko kartico. V takšnem programatorju sta združena programski tablo in koračni mehanizem.

Med znanimi proizvajalci mehanskih programatorjev za obdelovalne stroje je potrebno omeniti programator, ki je na našem tržišču na razpolago - Procard, kooperacija ISKRA - RAMSTETER. Programiranje se vrši na posebnih programskih karticah s čepi, ki se pri programiranju porijejo z enostavnim orodjem. Kartice so izdelane iz posebne, mehansko

zelo odporne plastike. Na razpolago so 12, 24, 36 in 48 kanalne kartice s 75 ali 150 koraki. Število korakov se lahko podvoji z dvakratnim prehodom kartice v okviru enega cikla. Naprava ima poseben zaskočni mehanizem, ki omogoča hitro in sigurno preklapljanje stopenj. Opremljena je s posebnim mehanizmom za vračanje kartice v izhodni položaj, kar omogoča programiranje avtomatskih ciklov. Čas za preklop stopnje je 55 msek in za vračanje kartice 5 oz. 10 sek. glede na dolžino kartice. Na sliki 4 je fotografija programatorja Procard.

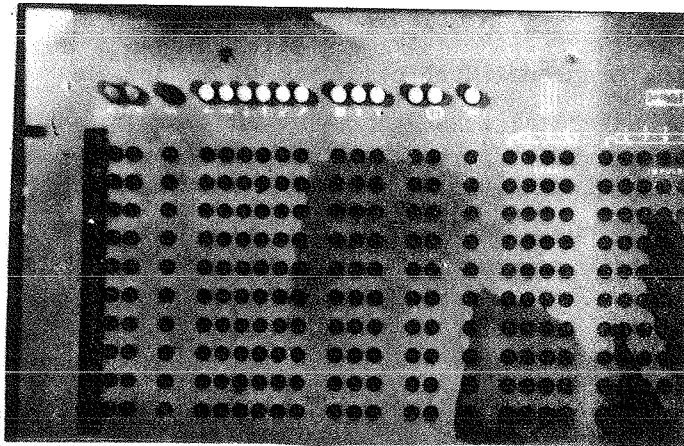


Slika 4

Naprave za programsko krmiljenje s pozicijskimi stikali se uporablja za kr-

miljenje rezkalnih strojev za rezkanje v avtomatskih ciklih. Tu se programirajo: delovni in hitri hodi, število vrtljajev, osi, smeri, odmik konzole itd. Osnovni cikel obsega sledeče delovne operacije: hitri hod orodja do obdelovanca, kosmačenje, na kraju dvig orodja, hitri pomik nazaj, hitri hod do obdelovanca, obdelava, dvig orodja in hitri hod nazaj. Pozicije se nastavljajo z odmičnimi nosovi na letvah, ki so večkrat tudi izmenljive, tako da se te lahko nastavijo izven stroja in se lahko ponovno uporabijo pri naslednji seriji istih izdelkov. Z mikrometrijskim pomikom odmičnih nosov je možna tudi korektura obrade orodja. Cene teh naprav so v povprečju za 50% večje od naprav za ročno krmiljenje. Pri takšnem krmiljenju je rentabilna proizvodnja že od 10 do 20 kosov naprej.

Primer programskega krmiljenja s programskim tablojem je prikazan na sliki 5. To je programator P 502 (Iskra) za rezkalni stroj PG-3 (Prvo-

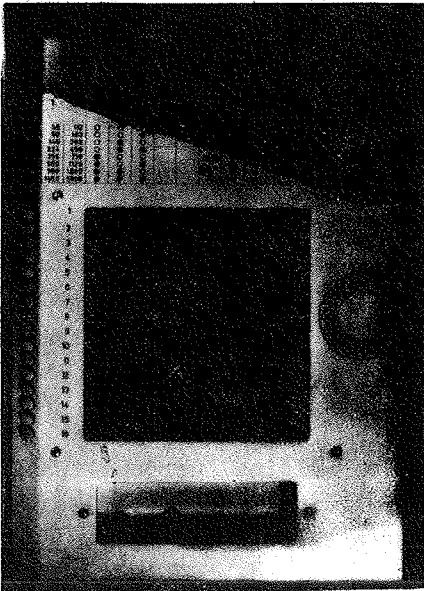


Slika 5

majska). Programska naprava ima 20 korakov in je možno programirati 18 funkcij in sicer: levo ali desno vrtenje orodja, hitri pomik, izbira pomikov v oseh $\pm x$, $\pm y$, $\pm z$, zatezanje matice, odmik in primik konzole, hladjenje, vklop podprograma, izbira pozicijskega kanala, izbira aktivnega impulza, stop in konec programa. Oprema je izvedena v zlogovnem sistemu tako da je možna nadaljnja razširitev programa na 20 koračni poprogram, dodatek fiksnih programov itd. Takšna krmilja uporabljajo na svojih izdelkih: Müller, Werner, Wanderer, Oerlikon in dr.

Nadalje se ta vrsta programskega krmiljenja uporablja na stružnicah AU.7.8

in to na koničnih stružnicah karusel, revolverskih in kopirnih stružnicah. Programirajo se delewni in hitri hodi, števila vrtljajev, zasuk



Slika 6

revolverske glave, vklapljanje suportov, hlajenje, transport materiala itd. Posebno se je to krmiljenje uveljavilo pri kopirnih stružnicah, kjer se obdelava vrši v večih ciklih. Te stružnice so po navadi opremljene z revolverskimi glavami in več suporti. Takšno krmiljenje imajo stroji znanih firm: Heyligenstaedt, Fischer, Boehringer, Loewe, Heid, Saimp, Pitler in dr.

Primer uporabe programskega krmiljenja s pogramskim tablojem na revolverski stružnici je prikazan na sliki 6. To je stružnica BRT-36/50 P (Prvomajska). Stroj ima revolversko glavo z 16 orodji in za vsako orodje se lahko izbi-
ra: število vrtljajev, rezanje navo-
jev in prečni ali vzdolžni pomik.

5. Numerično krmiljenje

Numerično programsko krmiljenje se razlikuje od drugih sistemov za programsko krmiljenje v tem, da so vse informacije zapisane v številčni obliki. Informacije poti so tudi zapisane v obliki števila, zato pa mora takšen sistem vsebovati merilni sistem, ki omogoča s pomočjo signalov izvrševati točno določene pomike na obdelovalnem stroju.

Za razdelitev sistemov za numerično krmiljenje so različne razvrstitve, vendar je najčešča sledeča razvrstitev:

- po načinu vstavljanja informacij:

- Bočno vstavljanje informacij (dekadni preklopnik)
- Z nosilci informacij (luknjan trak, magnetni trak)

- po medsebojni funkcionalni odvisnosti gibanj v posameznih koordinatah:

Krmiljenje točka po točki. Krmiljenje v posameznih koordinatah je brez medsebojne funkcionalne povezanosti, orodje med pozicionira-

njem ni v dotiku z obdelovancem. Uporablja se pri vrtalnih, prebijalnih, točkasto varilnih strojih itd.

Premični krmiljenje. Krmiljenje v posameznih koordinatah je brez medsebojne funkcionalne povezanosti. Obdelava se vrši paralelno eni koordinatni osi. Uporablja se pri rezkalnikih, stružnicah itd.

Kontinuirno krmiljenje. Gibanja v posameznih koordinatah se vršijo v medsebojni funkcionalni povezanosti. Tu se uporablja zunanji ali notranji interpolator. Pri notranjem interpolatorju programiramo le začetno in končno točko, vse vmesne vrednosti pa izračuna sam interpolator. Pri zunanjem interpolatorju pa moramo vse izračunane točke poti vpisati na nosilec informacij, zato je tu zelo veliko informacij poti.

- po vrsti merilnega sistema.

Analogni merilni sistem. Pri teh sistemih se dolžina merjene poti pretvori v neko drugo analogno fizikalno veličino (napetost), kar pomeni, da vsaki točki poti odgovarja signal s točno določeno vsebino.

Inkrementalno-digitalni sistemi. Celotna merjena pot se razdeli v majhne enote-kvante, katere s posebnimi optičnimi ali magnetnimi sistemi odčitamo in ih nato seštevamo ali odštevamo.

Absolutno-digitalni merilni sistemi. Celotna merjena pot je tudi tu razdeljena na majhne enote-kvante, vendar so tu signali med seboj kodirani.

- po vrsti merilnega mesta.

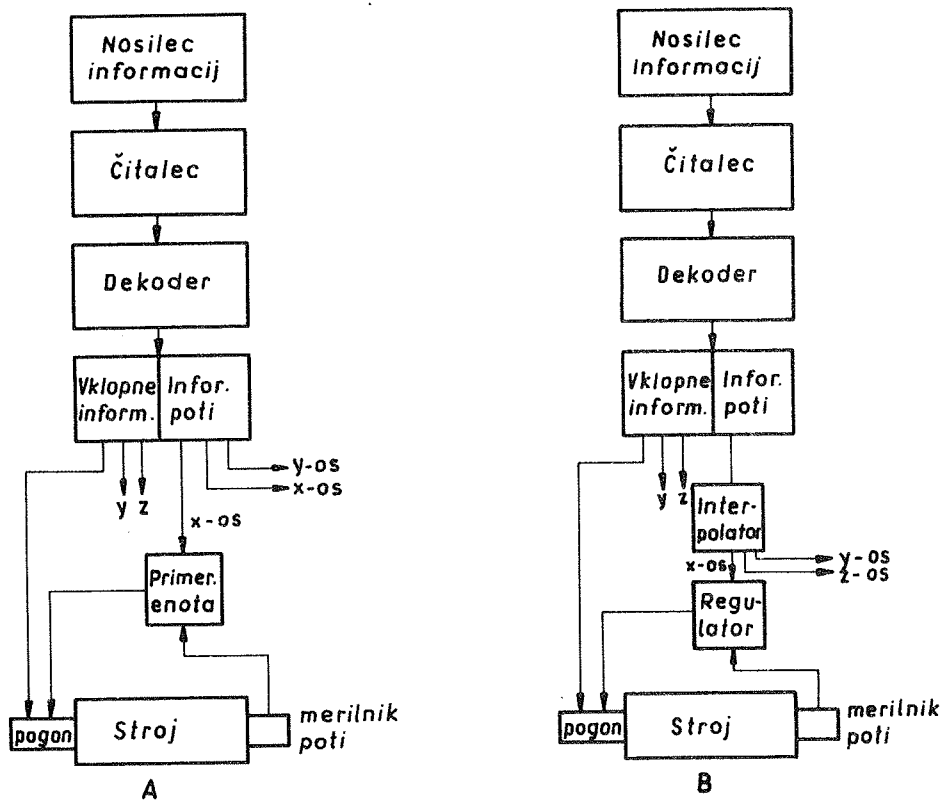
Sistemi z neposrednim merjenjem, merilni element je direktno pritrjen na gibljivi del stroja.

Sistemi s posrednim merjenjem poti, kjer se uporabljajo rotacijski merilni elementi in se mora zato translatorsno gibanje pretvoriti v rotacijo.

Osnovna izgradba sistema za numerično krmiljenje je prikazana na sliki 7, tako za premično krmiljenje oz. krmiljenje točka po točki (slika A) in za kontinuirno krmiljenje (slika B). Shemi se od shem za druge sisteme za programsko krmiljenje razlikujeta v tem, da vsebujeta pozicijski sistem. Običajno je to sistem z vključeno regulacijsko zanko.

V novejšem času se pojavljajo tudi naprave za numerično krmiljenje z odprtim pozicijskim krogom. Pri tem so uporabljeni za manjše moči e-

lektrični koračni motorji (SLO-AYN) pri večjih močeh pa elektro hidravlični koračni motorji (Simens Fanuc). Sistem deluje na inkrementalnem principu, katerega zgradba je relativno zelo enostavna. Možno je premično krmiljenje in kontinuirno krmiljenje z uporabo enostavnih interpolatorjev za premično ali cirkularno interpolacijo.



Slika 7

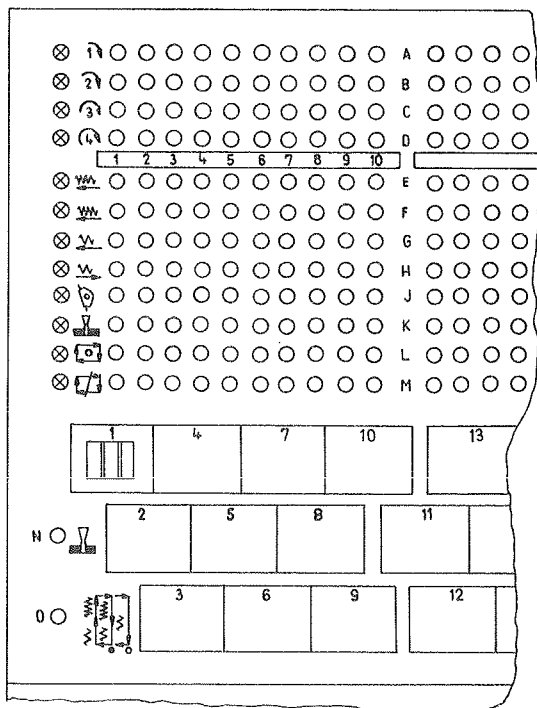
V teh napravah se uporabljajo predvsem le trije osnovni merilni sistemi. Pri inkrementalnih sistemih se uporablja steklena ali kovinska letev s fotočitalcem ali rotacijski dajalnik impulzov (Heidenhein). Pri absolutno digitalnih mernih sistemih se uporablja kovinska ali steklena kodirana letev s fotočitalcem ali rotacijski kodirano impulzni dajalnik (AEG), pri analognih sistemih pa se skoraj izključno uporabljajo induktivni merilni dajalniki-sinhroji ali induktosini (Farand).

Na sliki 8 in 9 je prikazana programska naprava PD2012 (Iskra) za krmiljenje kopirne stružnice SP 12 (Pobeda-Kovosvit). To je primer ze-

lo poenostavljenega numeričnega krmiljenja, kjer se vrši pozicioniranje le v eno osi (aksialna os), medtem ko so prečne mere določene z mehaničnimi nastavki in kopirno šablono. Vstavljanje vklopnih informacij se vrši na programskem

tabloju, informacije poti pa na dekadnih preklopnikih. Zaradi enostavnosti je uporabljen inkrementalni merni sistem, ki zamenjuje pozicijska stikala. S to izvedbo se zmanjšajo časi za nastavitev stroja. Možne so tudi hitre korekcije programa. Stroj ima še napravo za avtomatski transport materiala.

Na evropskih razstavah obdelovalnih strojev so bili prikazani obdelovalni stroji, opremljeni s sledečimi sistemi za numerično krmiljenje:



Slika 8

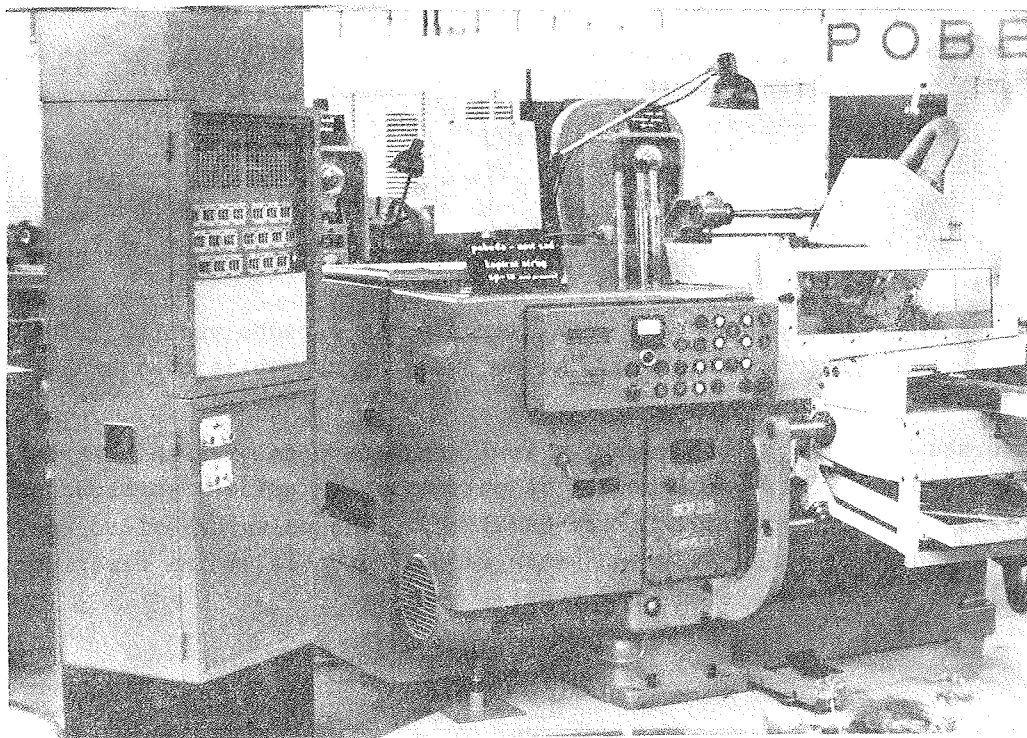
	Milano 1963	Hannover 1964	Brüssel 1965	London 1966	Hannover 1967
Premično x) krmiljenje	86 %	93 %	92 %	83 %	64 %
Kontinuirno krmiljenje	14 %	7 %	8 %	17 %	36 %
Inkrementalni merni sistem	54 %	50 %	41 %	21 %	31 %
Absolutni digitalni merni sistemi	12 %	22,5 %	26 %	12 %	12 %
Analogni merni sistemi	34 %	27,5 %	33 %	67 %	48 %
Koračni motor	-	-	-	-	9 %

x) V tej skupini sta združena: sistem za premično krmiljenje in krmiljenje točka po točki.

Vrste strojev opremljene z numeričnim krmiljenjem pa so bile v naslednjem sorazmerju:

	Milano 1936	Hannover 1964	Brüssel 1965	London 1966	Hannover 1967
Vrtalni stroji	20 %	17 %	31 %	26 %	12 %
Rezkalni stroji	25 %	20 %	24 %	30 %	14 %
Vrtalni rezkalni in vrtalni stroji	35 %	25 %	23 %	12 %	26 %
Stružnice	20 %	26 %	18 %	21 %	28 %
Obdelovalni centri	-	3 %	1 %	8 %	15 %
Posebni stroji - brusilni, prebijalni	-	9 %	3 %	3 %	5 %

Porast numeričnega krmiljenja obdelovalnih strojev je razviden iz podatka, da je bilo leta 1963 v Milanu le 80 numerično krmiljenih strojev, medtem ko je bilo v Hannoveru 1967 že skoraj 50 % vseh razstavljenih strojev.



Slika 9

V pogledu sistemov krmiljenja je viden izreden porast sistemov za kontinuirno krmiljenje, brez dvoma ima vpliv na ta porast tudi razvoj obdelovalnih centrov. Posledica tega pa je tudi velika razširjenost analognih mernih sistemov, ki so zelo primerna za kontinuirna krmiljenja. Razvoj elektrohidrauličnih koračnih motorjev je tudi pripomogel k večji uporabi sistemov za kontinuirno krmiljenje, ker je z njimi možno graditi relativno enostavne in cenene sisteme.

V novejšem času je opaziti tudi mnogo zelo enostavnih sistemov za numerično krmiljenje, gradjenih z ednostavnimi inkrementalnimi mernimi sistemi. Z modernimi sredstvi je možno graditi dovolj zanesljive in proti motnjam neobčutljive inkrementalne sisteme. Ravno ta hiba pa je nekoč onemogočala njihovo širšo uporabo.

Vsi uporabljeni sistemi so realizirani s polvodniškimi elementi. V novejšem času se vgrajujejo tudi integrirana vezja in s tem prihajajo v tretjo generacijo sistemov za numerično krmiljenje, če se smatra za prvo relejska, za drugo pa tranzistorska tehnika. Namen uporabe integriranih vezij pa ni le v zmanjšanju volumna naprav, temveč je pomembno to, da so naprave sigurnejše v obratovanju. Viri napak so predvsem povezave, spajkalna mesta in konektorski priključki, ti pa so ravno tu reducirani na minimum.

6. Zaključek

Za krmiljenje obdelovalnih strojev se uporabljajo številni sistemi za programsko krmiljenje.

Namen tega sestavka je bil, podati pregled in zgradbo vseh najvažnejših vrst programskih sistemov, ki se dandanes uporabljajo za krmiljenje obdelovalnih strojev.

Uporaba numeričnega programskega krmiljenja na obdelovalnih strojih je napravila velik korak naprej na poti avtomatizacije proizvodnih procesov. Vendar je potrebno poudariti, da bodo poleg numerično krmiljenih strojev našli še vedno svoje mesto tudi obdelovalni stroji, krmiljeni z enostavnejšimi programskimi napravami.

B. Antunović x)

PRECIZNO POZICIONIRANJE RADNIH VRETENA KOD RAZNIH TOKARILICA
ELEKTRIČNIM PUTEEM xx)

Pozicioniranje radnog vretena, ili, tačnije rečeno precizno zaustavljanje pod odredjenim kutom je često neophodno. Navest ćemo samo dva najčešća primjera. Prvi slučaj je kada izradak treba i tokariti i glodati, a da se ne vadi iz stezne glave.

Pri tokarenju izradak se okreće pomoću snažnog motora relativno velikom brzinom. Kod glodanja, s druge strane, izradak mora biti nepokretan i postavljen u odredjeni položaj, tj. pod odredjenim kutom. Tačno pozicioniranje vrši se pomoću indeksa, međjutim pri tome stezna glava mora se sporo okretati, zbog naglog usporenja prilikom upadanja indeksa u odgovarajući provrt. Uzmemo li u obzir da je kinetička energija proporcionalna kvadratu kutne brzine motora i vretena onda je važnost dovoljnog smanjenja brzine očigledna.

Nije moguće postići zadovoljavajuće funkcioniranje ovog sklopa kočenjem elektromotora, pošto on dovoljno malu brzinu ima samo na kratkom putu, pa nije sigurno da bi se vreteno zaustavilo pod odredjenim kutom. Ovoj nesigurnosti doprinosi i promjenljivost momenta kočenja, koji zavisi od niza, često i nepredvidljivih, uzroka.

Zbog toga se problem najčešće rješava tako da se upotrebljavaju dva motora, odnosno pokretača. Za velike brzine, potrebne za obradu, koristi se elektromotor. U trenutku kada prestaje obrada, a počinje pozicioniranje, pomoću elektromagnetske ili mehaničke spojke prekine se veza elektromotor - izradak, a uspostavi se veza s drugim elektromotorom, preko odgovarajućeg prenosa. Ovaj prenos treba da bude takav da se radno vreteno okreće dovoljno sporo da se može izvršiti sigurno indeks-

x) Bojan Antunović, suradnik Instituta za alatne strojeve, Zagreb, Djure Salaja 1

xx) Saopćenje iz Instituta za alatne strojeve, Zagreb

siranje. Pri tome snaga motora treba biti tek tolika da se sa sigurnošću savladaju razna trenja u ležajevima i zupčanicima. Također treba predvidjeti uređaj koji će iskopčati motor u trenutku kada je indeksiranje završeno.

Drugi slučaj je tokarenje provrta kod nepokretnog izratka, a rotirajućeg noža. Ovakav način rada često se primjenjuje kod specijalnih strojeva. Ovdje je problem u tome što, nakon završenog tokarenja, treba izvući nož iz provrta, a da ovaj ne ostavi nikakvu ogrebotinu na obradjenoj površini.

U principu rješenje se sastoji u tome da se pri vraćanju u početni položaj nož radijalno pomakne prema centru provrta. Nakon povratka u početni položaj nož se vrati na staro mjesto.

Da bi se mogao ostvariti radijalni pomak ovakvog tipa potrebno je da nož, prije pomicanja, bude pozicioniran pod određenim kutom. Problem je sličan prethodnom i rješava se na sličan način.

Ponekad se za pozicioniranje radnog vretena, umjesto elektromotora, upotrebljava hidraulični motor ili cilindar. Već na prvi pogled jasno je da je iskorištenje motora relativno malo, jer kada radi snažni motor za tokarenje stoji motor za pozicioniranje i obrnuto. Druga teškoća je u tome što je sklop za pozicioniranje - elektromagnetska spojka, električni ili hidraulični pokretač i odgovarajući prenosi - prilično skup, a radi samo mali procent ukupnog vremena obrade.

Svi ti razlozi ponukali su nas da potražimo jednostavniji i jeftiniji put za rješenje problema.

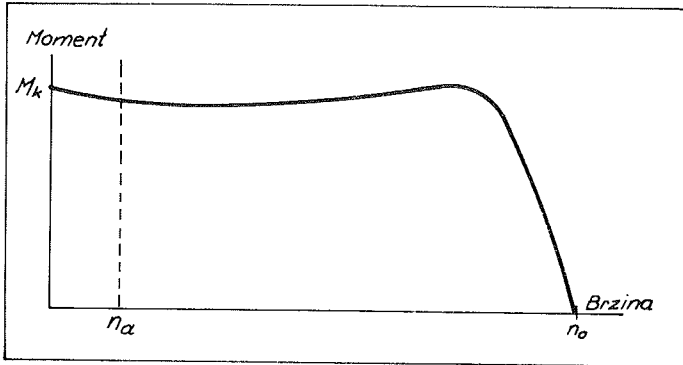
Ispitivanja na trefaznim asinhronim elektromotorima pokazala su da se, pod određenim uvjetima, isti motor može koristiti za obradu izratka, kao i za njegovo pozicioniranje. Teorijske postavke provjerene su u praksi, a mjerenja su pokazala da je konstrukcija praktično potpuno ostvariva, čak i sa standardnim elementima, koji stoje na raspolaganju na domaćem tržištu. Ova činjenica je, mislimo, od posebne važnosti za nesmetanu primjenu u praksi ovog načina pozicioniranja radnog vretena.

Na slici 1 prikazana je karakteristika momenta motora u funkciji od broja okretaja pri konstantnom naponu.

Pošto nas ovdje interesiraju male brzine okretanja motora ovaj, a i ostale dijagrame posmatrati ćemo samo do brzine koja je manja od 100 o/min.

AU.8.2

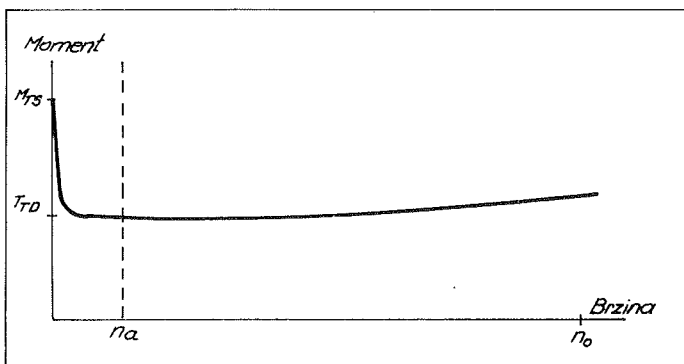
U ovom području moment vrlo malo zavisi od brzine okretanja. Isto tako pri konstantnom momentu opterećenja brzina raste. Pošto je ovo statički dijagram on predstavlja samo stacionarne odnose, međjutim brzina po priključenju napona na namotaje motora neće porasti odjednom, već postepeno, u zavisnosti od momenta inercije reflektiranog na osovini motora.



Slika 1

Konstantno opterećenje, koje prouzrokuje trenje u ležajevima motora i prenosa, kod zupčanika i eventualno kod remenog prenosa može samo krivulju na slici 1 pomaknuti na dolje; međjutim njen oblik u biti ostati će isti.

Poznato je da je statičko trenje veće od dinamičkog. Karakteristike statičkog i dinamičkog trenja, koje postepeno prelaze jedna u drugu prikazane su na slici 2. Statičko trenje označeno je kao M_{TS} , a di-

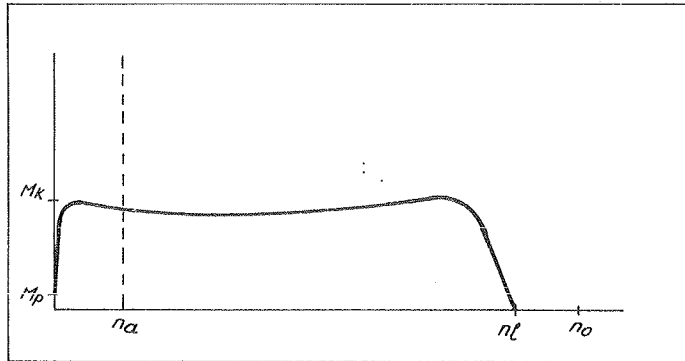


Slika 2

namičko kao M_{TD} . Može se vidjeti da, već kod malih brzina, statičko trenje veoma opada do vrijednosti dinamičkog trenja, kada ostaje na

otprilike istom nivou. Usljed utjecaja ulja za podmazivanje i drugih faktora pojavljuje se i viskozno trenje, koje raste s brzinom, ali to nije od interesa za naša razmatranja.

Moment trenja treba odbiti od pogonskog momenta, kojeg daje motor da se dobije karakteristika momenta u funkciji brzine sistema motor - prenosi - radno vreteno. Rezultirajuća karakteristika prikazana je na slici 3.



Slika 3

S M_p označen je početni moment, a s M_k maksimalni moment u području brzina ispod n_a .

Teorijski M_p mogao bi biti vrlo blizu nule, jer je najmanji rezultirajući moment dovoljan pa da se sistem počne okretati, ali praktički razlozi diktiraju potrebu da M_p bude znatno veći od nule. Naime, nepredvidljive promjene statičkog i dinamičkog trenja, koji se s vremenom, pošto prodje period uhodavanja, obično povećavaju zahtijevaju unošenje ove tolerancije.

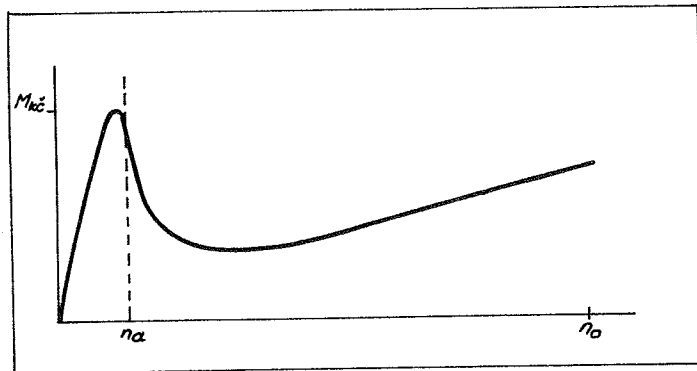
Ako sada promatramo šta se dešava u sistemu nakon uključenja napona opaziti ćemo slijedeće: sistem će vremenom povećavati brzinu okretanja, akceleracijom zavisnom od momenta inercije, i doći će u ravnotežu kod brzine n_1 . Ova brzina je u svakom slučaju neprihvatljiva, jer je znatno veća od n_a . U ovom slučaju pozicioniranje ne bi bilo moguće. Ako bi smanjili napon na namotajima motora smanjio bi se i moment, pa bi se sigurno prije ili kasnije dogodilo da se sistem uopće ne bi mogao pokrenuti, ili bi imao samo beznačajan moment.

Očigledno je da je potrebno dovesti na namotaje motora dovoljan napon da bi ovaj mogao savladati sva trenja, a da je, zbog stabilizacije brzine potrebno u sistem unijeti jako viskozno trenje. Ovakovo trenje,

razumije se, treba biti ostvareno jednostavnim sredstvima, da bi ekonomski bilo isplativo.

Optimalno rješenje izgleda da je nadjeno, ako se potrebno viskozno trenje stvara u samom motoru, puštanjem istosmjerne struje kroz namotaje motora.

Istosmjerna struja stvara u motoru nepokretno polje, koje ima efekt kočenja. Karakteristika momenta u zavisnosti od brzine je ista kao i kod normalnog rada motora, uz dvije bitne korekcije: a. najveće klizanje, jednako jedinici, nastupa onda kada se rotor okreće sinhronom brzinom, a najmanje, jednako nuli, kada stoji, b. struja kroz namotaje, koja stvara magnetno polje konstantna je. Na jačinu ove struje, za razliku od normalnog pogona, ne utiče brzina okretanja rotora. Zbog toga karakteristika momenta, u ovom slučaju kočenja, u funkciji brzine izgleda kao na slici 4.



Slika 4

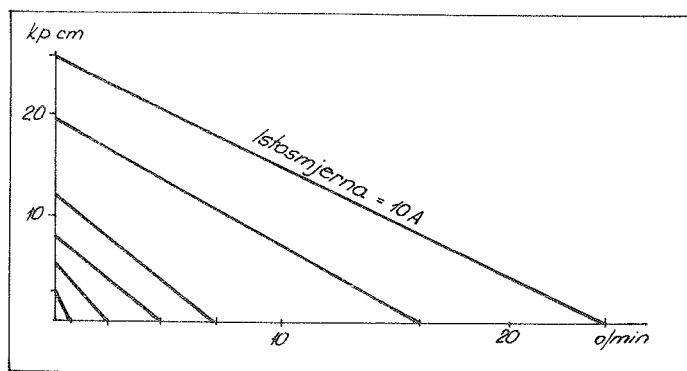
Na ovoj slici lijepo se vidi da ova karakteristika, skoro do brzine n_a ima osobine viskoznog trenja.

Veličina viskoznog trenja je u strogoj vezi s istosmjernom strujom koja teče kroz namotaje. Jača struja izaziva i jače viskozno trenje i obrnuto.

Uzevši sve uticaje u obzir i izvršivši algebarsko zbrajanje svih komponentata, vodeći računa da svi momenti trenja i kočenja imaju negativni predznak, dolazimo do dijagrama na slici 5. Ovaj dijagram predstavlja karakteristiku momenta u funkciji brzine kada kroz namotaje motora u isto vrijeme teku trofazna izmjenična i istosmjerna struja.

Vidi se da karakteristika momenta u funkciji brzine veoma podsjeća na

karakteristiku istosmjernog motora s paralelnom uzbuđom. Brzina opada s porastom momenta opterećenja. S druge strane ako i opterećenje opadne brzina će uvijek biti znatno ispod brzine n_a .



Slika 5

U ovom području svoje karakteristike motor je potpuno stabilan i može se upotrebiti za pozicioniranje radnog vretena. Nagib krivulje na slici 5 može se mijenjati ako se mijenja istosmjerna struja kroz namotaje motora.

Povećanje istosmjerne struje izaziva i povećane strmine krivulje. Na taj način može se lako dobiti željena karakteristika. Mijenjanjem izmjeničnog napona na namotajima motora mijenja se M_p , polazni moment, a proporcionalan je kvadratu tog napona.

Na kraju referata data je tabela (Tablica 1) s izmjerenim vrijednos-

Tablica 1

Broj mjenjačenja	U izmj. po namotaju motora V	U izmj. po namotaju motora A	Moment na vretenu motora kpcm	Broj okretaja motora u funkciji istosmjerne struje n/min				
				I=5A	I=7,5A	I=10A	I=12,5A	I=15A
1	20	4,8	2,46	2,54	1,15	0,77	0,69	0,60
2	30	6,3	5,24	8,45	3,75	2,40	1,66	1,33
3	40	8,2	8,46	11,2	7,22	4,80	3,48	2,82
4	50	10,0	12,25	-	11,6	7,10	5,50	4,30
5	60	12,6	19,70	-	26,1	16,0	9,64	7,80
6	70	14,5	26,80	-	-	24,2	14,2	13,6

tima maksimalnog momenta u kpcm i maksimalnog broja okretaja u okretajima na minutu. Mjerenje je vršeno na trofaznom asinhronom elektromotoru proizvodnje "Rade Končar" snage 2,2 kW odnosno 3 KS i 1410 AU.8.6

okretaja na minut. Moment je mjerjen Hottingerovim mjernim mostom i odgovarajućim mjernim dozama, a broj okretaja, zbog svoje niske vrijednosti, pomoću električne štoperice.

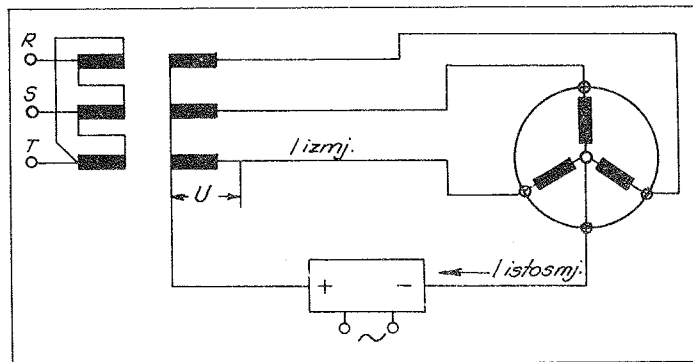
Ulazni izmjenični naponi nalaze se u području koje će se, vjerojatno, najčešće pojavljivati u praksi. S donje strane veličina tih napona ograničena je momentom koji se razvija, dok je s gornje strane ograničena količinom toplote koja se razvija u motoru.

Karakteristika momenta u funkciji brzine za vrijednost istosmjerne struje I istosmj. = 10 A data je na slici 5. Odmah se može primijetiti napadna sličnost s karakteristikama istosmjernog motora s paralelnom uzbudom. Brzina mu je kod određenog opterećenja stabilna, a ima i određen stepen regulacije brzine.

Porast temperature mjerjen je samo za jednu vrijednost istosmjerne struje i izmjeničnog napona. Upotrebljena je metoda promjene omskog otpora namotaja elektromotora. Na tabeli ova je vrijednost uokvirena. Izmjenični napon na svakom od tri namotaja motora je 50 V, izmjenična struja iznosi 10 A, a istosmjerna struja također 10 A.

Pošto su ove struje i naponi konstantni, nije važno da li se motor okreće ili stoji za vrijeme mjerenja. Mjerenje je trajalo 2 minute i zabilježen je porast od 18°C nad temperaturom okoline.

Na slici 6 prikazan je principijelna električna shema uređaja. Izmje-



Slika 6

nični napon iz trofaznog, ili tri jednofazna transformatora spojen je na elektromotor, koji mora biti spojen u zvijezdu. Ovaj uvjet ne predstavlja nikakve poteškoće ni kod malih ni kod većih motora. Istosmjerni napon se dovodi na zajedničku tačku sekundara transformatora i na zvjezdište motora. Na taj način kroz izvor istosmjerne struje ne teče

izmjenična struja i tako je, vrlo jednostavno, uklonjen problem nesmetanog propuštanja izmjenične struje kroz izvor istosmjerne. Ova pogodnost dolazi naročito do izražaja onda kada je izvor istosmjerne struje ispravljač, kao što i jeste u daleko najvećem broju slučajeva.

Mislimo da se može izraziti uvjerenje nakon svega izloženog, da će opisana metoda pozicioniranja asinhronih elektromotora naći svoju primjenu u industriji. Osim već spomenutih primjera upotrebe moći će se iskoristiti svuda gdje je potrebno da isti motor može rad obavljati na visokom, a pozicioniranje na niskom broju okretaja.

U slučaju kada je potrebno postići veoma mali broj okretaja, reda veličine 0,5 okretaja na minut, a ne isplati se prigradjivanje reduktora, opisani uređaj može se s uspjehom primijeniti. Naravno ovdje su opisane samo neke mogućnosti primjene, a praksa će pokazati na koji način i u koje svrhe se može iskoristiti.

B. A n t u n o v i ć

The Precise Positioning of the Work Spindles on Various Lathes

Often arises the need for precise positioning of the main spindle, after the turning is done, because on the same piece must be performed the milling.

Instead of using two separate drives, one at high speed required for turning, and other at very low one necessary for positioning, proposed method permits the use of the same tripluse motor for both speeds. The required characteristics are obtained by means of introducing strong viscous friction into system. If direct current flows through the windings of the motor in the same time with the alternating current, the combination of the two magnetic fields, one stationary and other revolving, have as a result that an alternating current motor behave as a direct current motor in the zone of low speeds. In this zone stationary magnetic field has the effect of a strong viscous friction. It is possible to obtain the spindle speeds as low as 0,5 rpm. Because positioning of the spindle takes only several seconds the heating of the motor is not serious problem.

P. B a j c

PRILOG AUTOMATIZACIJI STRUGA HIDRAULIČKIM SERVOSISTEMOM

Savremena industrijska proizvodnja teži ka sve većoj primeni automatizaciji, što posebno dolazi do izražaja kod visokoserijske proizvodnje. Primenu automatizacije opravdava ekonomska računica, jer se automatizacijom postiže veći efekat i veća tačnost izrade. Tako dolazimo do toga da za izradu nekog radnog predmeta postoji specijalna mašina, ili pak da za pojedine radne operacije, koje su se nekada obavljale rukotrpno na univerzalnim mašinama alatkama, sada postoje specijalne mašine.

Jedan specifičan način automatizacije omogućuju kopirni uređjaji, koji kao zasebne specijalne mašine alatke, sami ili u kombinaciji sa ostalim mašinama, omogućuju ekonomičnu izradu delova složenih oblika prostim kopiranjem sa postojećeg dela ili modela (šablona).

Kao zasebne jedinice u mašinama alatkama najpoznatiji su kopirni strug i glodalica za kopiranje. Ponekad je kopirni uređjaj samo dodatni agregat za povećanje univerzalnosti mašine alatke.

Savremeni kopirni uređjaji su servo sistemi, koji se primenjuju da radni organ - alat, proizvede zadani oblik na kopiru. Sila koja je potrebna za pomeranje reznog alata ostvaruje se pomoću servo motora, a potrebna tačnost postiže se povratnom spregom. Na taj način može se postići, da sila na pipku koji kopira bude tako mala da model za kopiranje može biti izradjen ne od metala već, ako je to potrebno, od gipsa ili nekog drugog materijala. Opipavanje modela obično se vrši hidrauličkim, pneumatskim ili električnim putem, dok su servomotori hidraulični ili električni.

Veliku primenu u proizvodnji, zbog svoje jednostavnosti u rukovanju i pouzdanosti u radu, imaju kopirni uređjaji kod kojih su opipavanje kopira i servomotor hidraulični.

Bajc Petar, dipl.maš.inž., saradnik Instituta za prostornu tehniku, Beograd

Tačnost kopiranja zavisi od vrste primenjenog servo uredjaja i njegovih parametara, a kvalitet obradjene površine od brzine reagovanja servo uredjaja kopira; pri tome se podrazumeva da je ceo sistem dinamički stabilan.

Sticajem okolnosti, piscu ovih redova bilo je omogućeno da u Moskvi u ENIMS-u (Eksperimentalni naučno istraživački institut mašina alatki), uči kod kandidata tehničkih nauka B.L. Korobočkina [1], [2]. U tom institutu kopirnim uredjajima se posvećuje permanentna pažnja, njihova konstrukcija se stalno usavršava, a teorija kopirnog servo sistema se postavlja na sve viši i viši naučni nivo. Konkretno, radi se o kopirnim strugovima koji imaju ceo servo uredjaj potpuno hidraulički, o čemu će dalje biti reči.

Ponašanje sistema kopirnog struga sa nezavisnim uzdužnim posmakom može se opisati pomoću linearizovanih diferencijalnih jednačina, uzimajući u obzir masu sistema i elastičnost cevovoda, i svesti ceo sistem na jednu diferencijalnu jednačinu trećeg reda. Ukoliko je jednačina napisana u operatornom obliku možemo nacrtati logaritamsku amplitudno-faznu karakteristiku i oceniti stabilnost sistema. Pošto je u ovom slučaju karakteristična jednačina trećeg reda, možemo se poslužiti dijagramom I. A. Višnjegradskog, koji ujedno daje i sliku prelaznog procesa stabilnog sistema. Ovako projektovani hidraulični servosistemi kopirnog struga u praksi pokazuju suviše velik stepen stabilnosti, što se negativno odražava na tačnost kopiranja. Da bi se tačnost poboljšala, uzimaju se u obzir najbitnije nelinearnosti u sistemu, a to su kulonovo trenje i ograničeni kapacitet pumpe.

Sistem sa ovakvim nelinearnostima može se rešiti na više načina, koji su manje ili više tačni, ali su svi skopčani sa većim matematičkim teškoćama. Radi toga se u praksi pribegava električnom modelu, na kome se rešava postavljeni zadatak. Služeći se metodom zamene promenljivih, dobićemo na oscilografu promenom parametara zatvorenu krivu liniju, što u faznoj ravni predstavlja granicu stabilnosti sistema. Osim toga možemo dobiti i krive stabilnosti za razne početne uslove, što se sve može ucrtati u dijagram Višnjegradskog.

Ako je uzdužni posmak konstantan, očigledno je da će posmak po tangenti profila za vreme kopiranja biti promenljiv u zavisnosti od ugla kopira, što se odražava na kvalitet obradjene površine. Radi otklanjanja te pojave razradjena je šema hidrauličkog kopirnog struga prikazana na slici 1, koja obezbeđuje konstantan posmak po profilu kopira.

Koordinacija uzdužnog i poprečnog posmaka ostavruje se pomoću specijalnog dvostepenog regulatora, koji guši protok ulja na izlazu iz cilindra uzdužnog posmaka.

Kod proračuna stabilnosti kopirnog struga sa zavisnim uzdužnim posmakom, celishodno je provesti razmatranje pomoću linearizovanog sistema, jer već i samo približno uzimanje u račun nelinearnosti, ceo proračun čini veoma komplikovanim. Radi toga ćemo za sistem na slici 1 napisati osnovne odnose linearizovano u relativnim koordinatama i operativnom obliku.

Jednačina izvršnog organa - suporta za nulte početne uslove:

$$\bar{v}(T_0 s + 1) = K_0(\bar{p}_1 - c_1 \bar{p}_2) ,$$

$$\bar{p}_1 - c_1 \bar{p}_1 = \gamma .$$

Uticao stišljivosti tečnosti u sistemu

$$\frac{1}{k} (T_1 s + 1) \bar{p}_1 = \bar{\varepsilon} - \bar{v} ,$$

$$\frac{1}{k} (T_2 s + 1) \bar{p}_2 = \bar{v} - \bar{\varepsilon} .$$

Jednačina povratne sprege

$$\bar{\varepsilon} = \frac{k_v}{\varepsilon} (\bar{v}_z - \bar{v}) .$$

Zavisnost brzine kretanja suporta od pritiska

$$\frac{1}{2} (1 + T_3 s) \bar{p}_3 = \bar{v}_y + T_4 s \gamma .$$

Jednačina suporta

$$(T_{0x} s + 1) \bar{v}_x = - K_{0x} \bar{p}_4 .$$

Jednačina dvostepenog regulatora

$$(T_p^2 s^2 + T_p s + 1) \bar{h} = - k_3 \bar{p}_3 - k_5 \bar{p}_5 .$$

Jednačina kopira

$$\frac{k_3}{k_5} = \text{tg}^2 \lambda \left(\frac{a}{b} \right)^2 .$$

Gornje jednačine opisuju ponašanje sistema hidrauličnog kopirnog struga. Da bi se imao dalji uvid u njihovu uzajamnu vezu na osnovu njih je sastavljena strukturna shema servosistema hidrauličnog kopirnog struga. Kao što se vidi na slici 2, ona se ne može direktno rešavati,

jer ima ukrštene veze, već je potrebno pre crtanja logaritamske amplitudno fazne karakteristike izvesti potrebne transformacije. Logaritamska amplitudno fazna karakteristika servosistema hidrauličkog kopirnog struga daje podatak o stabilnosti sistema i donekle ocenu o tome koliki je stepen te stabilnosti. Medjutim, iz nje se direktno ne može videti karakter prelaznog procesa, već se on može samo približno oceniti posrednim načinom.

U ovom slučaju nama je važan oblik prelaznog procesa, jer od njega zavisi kvalitet obradjene površine. Radi toga pribegavamo električnom modelu servosistema hidrauličnog kopirnog struga, pomoću koga može relativno lako da se posmatra na ekranu katodne cevi prelazni proces za različite uglove kopira i kod raznih radnih posmaka. Osim toga, ukoliko sistem nije stabilan ili je nedovoljno stabilan, analizom strukturne šeme i promenom odgovarajućih parametara na elektronskom modelu, mogu se relativno lako naći putevi za povećanje stabilnosti sistema.

Na kraju se daje objašnjenje oznaka korišćenih u tekstu:

v_i = brzina,

T_i = vremenska konstanta,

p_i = pritisak,

c_i = konstanta,

k_i = koeficijent pojačanja,

s = kompleksna promenljiva Laplasa,

λ = ugao kopira,

\mathcal{E} = greška servosistema,

h = linearni zazor razvodnika, i

- - crta iznad slova označava veličinu u relativnim koordinatama.

Literatura

[1] B.L. Korobočkin, Disertacija za kandidata tehničkih nauka

[2] B.L. Korobočkin, Rukopis

M. Sekulić, D. Knežević x)

PRIMENA PNEUMONIČKIH SISTEMA U AUTOMATIZACIJI ALATNIH MAŠINA

Za razvoj alatnih mašina u svetu u poslednjoj deceniji karakteristična je vrlo široka primena automatizacije radi poboljšanja njihove proizvodnosti i povećanja produktivnosti rada. Isto tako evidentna je tendencija za još većom primenom automatizacije u industriji, pa i proizvođači alatnih mašina u našoj zemlji moraju postepeno da automatizuju mašine iz svoje proizvodnje da bi odgovorile opštem razvoju savremene tehnologije.

Do sada su na alatnim mašinama primenjeni električni, odnosno elektronski, hidraulični, pneumatski i kombinovani (elektrohidraulični i elektropneumatski) automatski sistemi. Svaki od pomenutih sistema ima svoje dobre i loše strane i izbor jednog od njih za primenu na nekoj mašini zavisi od postavljenih zahteva, tehničkih mogućnosti i ekonomičnosti datog sistema.

Industrijski razvijene zemlje već su otišle veoma daleko u razvoju klasičnih elektro-hidro-pneumatskih sistema za automatizaciju alatnih mašina, a svaka zemlja koja bi sada počela da radi na tome našla bi se u zaostatku iza njih najmanje za jednu do dve decenije.

Medjutim, 1959 godine postignut je kvalitetno nov uspeh koji je na polju pneumatske automatike doveo do revolucionarnog preokreta, kada su američki i sovjetski stručnjaci skoro istovremeno primenili jedan novi princip pneumo-automatike sa elementima bez pokretnih mehaničkih delova, čije se funkcionisanje zasniva na međusobnom hidrodinamičkom dejstvu strujanja radnog fluida pri proticanju kroz nepokretne kanale.

Kao radni fluid koriste se tečnosti ili gasovi, pri čemu elementi koji rade sa gasom mogu takodje da funkcionišu i sa tečnostima. Tehnika koja radi na ovom principu nazvana je fluidikom, a u slučaju kada se

x) Dr. Milivoje Sekulić, dipl.maš.inž., saradnik Instituta za prostornu tehniku, Beograd
Dragutin Knežević, dipl.maš.inž., saradnik Instituta za prostornu tehniku, Beograd

kao radni fluid koristi vazduh (gas) naziva se pneumonikom po analogiji sa elektronikom.

Pneumonički elementi su pokazali neka posebna svojstva i radne karakteristike, zbog čega je naglo porastao interes za njihovim istraživanjem i primenom.

Odsustvo pokretnih mehaničkih delova (nema klipa, membrane i sl.) omogućuje praktično neograničeni vek trajanja; konstruktivno rešenje pneumoničkih elemenata obezbeđuje vrlo visoku pouzdanost - mnogo veću nego kod elektronskih elemenata

Zahvaljujući jednostavnosti konstrukcije, pneumonički elementi se izrađuju od različitih materijala (keramika, metal, staklo, plastične mase) na jednostavan način korišćenjem metoda i tehnike štampanih kola, livenja pod pritiskom, presovanja i sl. Zbog ove jednostavnosti "štampanja" pneumoničkih elemenata u velikim serijama, cena izrade je oko 100 puta niža od elektronskih. Oni su, sem toga, veoma malih dimenzija. Pojedini elementi su manji od elektronskih cevi, a nešto veći od tranzistora, i mogu da se metodom integralnih kola izrađuju u vidu kompaktnih "modula". Do sada su stvoreni pneumonički elementi i sistemi čije brzine reagovanja prelaze 4000 Hz. Iako su brzine reagovanja ovih sistema niže od elektronskih, one su znatno više od brzina reagovanja elektromehaničkih, hidrauličnih i klasičnih pneumatskih sistema. Poznato je da brzina reagovanja pneumatskih sistema sa membranskim elementima iznosi samo do 10 Hz, pa nije potrebno posebno naglašavati kakav kvalitetan skok predstavlja brzina reagovanja pneumoničkih elemenata od preko 4000 Hz. To praktično znači, da tamo gde se problem automatizacije alatnih mašina do sada nije mogao rešiti primenom klasične pneumatike, zbog njene sporosti, već se morala primeniti elektronika, sada se može rešiti pomoću pneumonike.

Otpočinjanjem sa razvojem pneumoničkih sistema za automatizaciju alatnih mašina tamo gde pneumonika inače ima prednost nad ostalim tehnikama, zaostajanje za industrijski razvijenim zemljama u ovoj oblasti sada bi iznosilo svega oko pet godina. Kada je reč o otpočinjanju rada na automatizaciji alatnih mašina, kao što bi to mogao da bude slučaj u našoj zemlji, onda je ovo veoma značajan faktor. Zbog toga ćemo ovde izneti u najkraćim crtama neka iskustva i rezultate dosadašnje primene pneumoničkih sistema u automatizaciji alatnih mašina u svetu, i ukazati na napore koji se ulažu za dalji razvoj i primenu.

Kao izraziti primer napora koji stručnjaci pojedinih svetskih insti-

tucija i firmi ulažu na ovom polju, kao i ostvarenih dostignuća, neka posluži podatak da je na III Medjunarodnoj konferenciji o fluidici, održanoj od 8-10 maja 1968 godine u Torinu, jedna cela sekcija sa većim brojem referata bila isključivo posvećena problematici automatizacije mašina alatki.

Inženjeri i ekonomisti - stručnjaci SAD koji se bave projektovanjem i plasmanom pneumatičkih komponenata i sistema - smatraju da su mašine alatke i oblasti koje iste pokrivaju značajni potencijal za razvoj i primenu ovih sistema i komponenata. Oni u tome vide tri osnovna razloga. Prvo, mnogi zahtevi za performansama mašina alatki - naročito potreba za pouzdanošću i mogućnošću ponavljanja odredjenih radnji kao i relativno malo važna brzina odgovora - odgovaraju karakterističnim osobinama pneumoničkih elemenata. Drugo, zbog široko rasprostranjene upotrebe pneumatike i hidraulike, kako u operacijama vezanim za pogon, tako i u onima za regulisanje, pneumonički elementi mogu da se ugrade u sadašnje sisteme bez značajnih konstruktivnih modifikacija. Treće, (odnosi se prvenstveno na američku industriju, ali se može primeniti i na druge zemlje) industrija - koja je danas sastavljena od velikog broja relativno malih, specijalizovanih kompanija koje nude kupcima po želji modificirane hibridne sisteme u mašinama alatkama - vrlo je raspoložena da prihvati nove ideje i da ih realizuje.

Radi svega toga, pneumonički elementi i sistemi do 1975 godine učestvovaće u oblasti projektovanja i realizacije mašina alatki, prema proceni američkih stručnjaka, sa 4 do 8%, odnosno sa 20 - 40 miliona dolara godišnje.

I pored izvesnih ograničenja za operacije velikih brzina, postoje mnoge operacije na mašinama alatkama koje se mogu obavljati pomoću pneumoničkih elemenata i sistema, uz znatna preimućstva nad drugim klasičnim sistemima automatizacije.

- Grupa stručnjaka sa Univerziteta u Birmingemu (Birmingham University, England) radi na razvoju digitalnog sistema sa fluidičkim (pneumoničkim) elementima koji omogućuju numeričko regulisanje - upravljanje mašinama alatkama po sistemu poziciranja tačka po tačku (point-to-point positioning system). Tačnost poziciranja je $\pm 0,025$ mm, sa mogućnošću ponavljanja od 0,015 mm. Minimalni broj pneumoničkih elemenata osigurava pouzdanost u radu mašine alatke, malu potrošnju vazduha i nisku cenu.

- Poznata kanadska firma Aviation Electric Ltd, Montreal, Canada, raz-

vila je modularni fluidički sistem za upravljanje automatskom hidrauličkom presom. Ovaj fleksibilni sistem upravljanja povezuje naizmenično ručnu i automatsku liniju hidrauličke prese.

Radni sistem prese čine tri hidraulička kola, od kojih dva pokreću pritiskivač prese ili sporo ili brzo dole - gore, dok treće kolo pokreće mehanizam za dotur radnih komada. Sistem za fluidičko upravljanje, prema tome, zahteva tri izlaza u formi parova dopunskih pneumatskih signala, koji uključuju posredne (interface valve) ili "pilot" ventile. Ovi posredni ventili upravljaju hidrauličkim ventilima u svakom od tri napred navedena hidraulička kola.

- Italijanska firma Olivetti i C.S.p.A. - Ivrea, Italia, izradila je elektromehanički sistem logičkih operacija na mašini za programirano zakivanje zakovica u toplom stanju, a sada radi sistem koji će odgovarajuće programirane operacije pri zakivanju izvoditi pomoću elementa pneumonike.

Pokretanje oblikača se obavlja prema sistemu polarnih koordinata: sto ima ugaono pomeranje, glava zakovice ima radialno i vertikalno pomeranje.

- Odeljenje za razvoj i istraživanje poznate engleske firme "Norris Brothers" nedavno je objavilo novi način automatskog upravljanja strugom. Sistem za upravljanje je kombinacija analognog i digitalnog sistema, dok su fluidički (pneumonički) elementi uključeni u digitalni deo sistema upravljanja.

Strug može da obradjuje delove od nerđjajućeg čelika sa tolerancijom od 0,076 mm po prečniku i 0,127 mm po dubini.

- Grupa italijanskih stručnjaka fabrike RIV-SKF Torino, Italija, razvila je drugu generaciju sistema fluidičkog upravljanja, tzv. "Moduflog" - sistem za upravljanje radom mašina alatki. Ovaj sistem je pokazao znatne prednosti u pogledu ekonomičnosti, pouzdanosti, konstruktivnih rešenja i jednostavnosti održavanja u odnosu na prvu generaciju već primenjivanog sistema "Moduflog".

- U poznatom engleskom Koledžu za aeronautiku u Krenfildu (College of Aeronautics, Cranfield, Bedford) razradjen je čisto fluidički sistem (digitalni) za upravljanje mašinama alatkama po sistemu poziciranja tačka po tačku. Ovo numeričko upravljanje mašinama alatkama ostvaruje se sa tačnošću od $\pm 0,0250$ mm.

- Fabrika Plessey Automation, England primenila je turbulentne pojačavače i fluidičke elemente kod kojih se mlaz vazduha lepi na zidove kanala (Coanda efekt) u dva sloja odvojena projekta, u cilju upravljanja mašinama alatkama.

- Laboratorija fabrike RIV-SKF, Torino, Italija, napravila je automatsku mašinu za klasificiranje cilindričnih valjaka za kotrljajna ležišta u podelama od 11 raznih prečnika tolerancije $1 - 2 \mu\text{m}$, koja ih raspoređuje u odgovarajuće grupe i odvaja neispravne. Fluidičko upravljanje mašinom obavlja se poznatim sistemom "Moduflog".

- Primena "Moduflog" sistema takodje je uvedena kod mašina alatki koje su namenjene honovanju otvora za cilindre u bloku za FIAT-ove motore. Fabrika FIAT u Torinu, Italija, je inače poznata kao vrlo aktivna u pogledu primene novih fluidičkih (pneumoničkih) elemenata, i njene laboratorije neprekidno rade na razvoju i primeni istih.

- Fabrika Techne, Ltd., Duxford, Cambridge, England, razvila je kompletan pneumatički sistem, uključujući i fluidičke logičke elemente za automatsko upravljanje obrtnog postolja struga (karusel strug). Ovaj sistem obavlja 8 različitih radnji.

- Američka firma Brown i Sharpe Manufacturing Co, primenila je fluidiku (pneumoniku) u upravljanju kod mašina za obradu, preorijentišući bušilicu sa 16 vretena na ovaj sistem upravljanja. Klasični releji zamenjeni su u ovom slučaju pneumoničkim logičkim elementima.

- Poznata engleska firma Plessey Automation Group primenila je umesto elektronskog pneumonički sistem za numeričko upravljanje pozicioniranja radnog stola kod koordinatne bušilice "Fluidic 220 Coordinate Table". Pozicioniranje stola se izvodi pomoću pneumoničkog logičkog sistema sa turbulentnim pojačavačima preko bušene trake. Firma navodi da je ovaj sistem izabrala i primenila zbog njegove visoke pouzdanosti, male cene koštanja i velike brzine pozicioniranja radnog stola simultano u dve ose.

Ostvarena je tačnost pozicioniranja od $\pm 0,05 \text{ mm}$. Uvodjenjem numeričkog upravljanja sa pneumonikom postignuta je minimizacija instalacije i problema održavanja.

Iz niza navedenih primera o već konkretnoj primeni automatizacije na mašinama alatkama korišćenjem fluidičkih (pneumoničkih) elemenata i sistema, vidi se da mnoge poznate institucije i firme u svetu koje se bave unapredjenjem tehnologije i izradom alatnih mašina rade intenziv-

no na primeni ove nove tehnike. Po oceni stručnjaka iz ove oblasti u svetu, smatra se da je automatizacija mašina alatki jedna od oblasti gde će ova nova tehnika naći svoje mesto.

M. Sekulić, D. Knežević

The Application of Pneumonic Systems in Automation of Machine Tools

In a short representation, the introduction one new technic - pneumonics in the machine tools automation is given. The intensive development of elements and systems of this techniques is underlined. The concrete examples of application pneumonic elements and systems on the modern machine tools are also given.

M. M i l o j e v i ć

PRILOG REŠENJU ALATA ZA NUMERIČKI UPRAVLJANE ALATNE MAŠINE

1. Uvod

Za automatizovanje alatnih mašina, primenjenih u pojedinačnoj i malo-serijskoj proizvodnji, koriste se numerički sistemi upravljanja. Ovi se javljaju kao sistemi za: (i) koordinatno upravljanje, (ii) linijsko upravljanje, i (iii) konturno upravljanje.

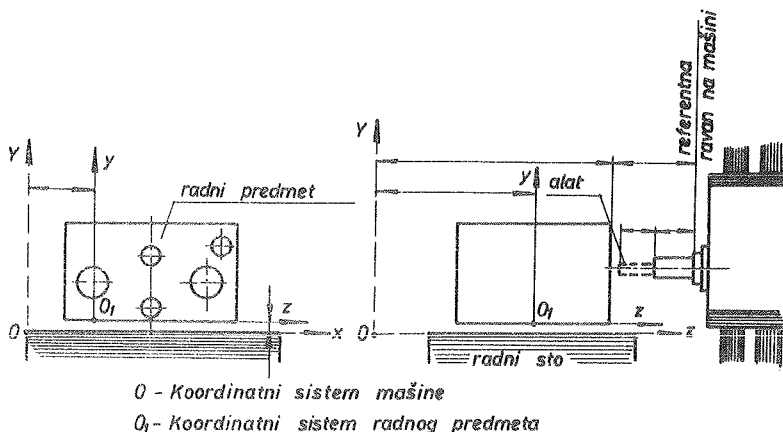
Kada se koji sistem primenjuje zavisi od vrste alatne mašine, odnosno od njene namene. Ali bez obzira na sistem upravljanja, svaka numerički upravljana alatna mašina postavlja korisniku svoje zahteve, koji su često i suštinski različiti od onih koje imaju konvencionalne alatne mašine. Pri ovome se pre svega misli na efikasnu organizovanost i detaljnu i specifičnu primenu rada, bez kojih ove mašine ne mogu dati zadovoljavajuće ekonomske rezultate primene. Ovde posebno mesto zauzima alat, pa se stoga daje jedan prilaz rešenju alata za numerički upravljane alatne mašine.

U procesu rezanja, alat i radni predmet su u zahvatu, pri čemu alat i radni organ svojim kretanjima određuju oblik i dimenzije radnog predmeta koji se obradjuje. Numerički upravljane alatne mašine imaju odgovarajući koordinatni sistem u odnosu na koga su definisani položaji radnih organa mašine, kao što su: radni stolovi, radna vretena, nosači alata i drugo. Radni predmet se postavlja na radni sto ili u glavu za stezanje, a njegov položaj u odnosu na koordinatni sistem mašine je nedvosmisleno definisan planom stezanja. Jedan takav plan stezanja prikazan je na slici 1.

Svi zadaci, koje mašina treba da obavi pri obradi radnog predmeta, nose se na nosilac informacija (perforirana traka), koji upravlja radom mašine u procesu obrade. Na ovaj način se upravlja i kretanjem radnih organa, a veličine tih kretanja (hodovi) određeni su u odnosu

Mihajlo Milojević, dipl.ing., projektant u Razvojnem sektoru F. M.
"Ivo Lola Ribar", Železnik - Beograd

na koordinatni početak. Pošto je u odnosu na koordinatni početak definisan položaj radnog predmeta i položaji radnih organa, to se potpuno dimenziono definisanje alata postavlja kao preduslov za dobijanje crtežom traženog oblika i dimenzija radnog komada. Dimenziono definisanje alata je precizno određivanje položaja vrha sečiva u odnosu na referentne tačke nosača alata.



Sl. 1. Plan stezanja na horizontalnoj glodalici

Činjenica da se NU mašine primenjuju u jedinačnoj i maloserijskoj proizvodnji govori o potrebi većeg broja alata različitih oblika i dimenzija. Zbog ovoga, potrebno je izvršiti analizu potrebnog alata po vrstama obrade i po oblicima i dimenzijama obradenih površina, na osnovu koje se urade katalogi potrebnih alata. Ove kataloge koriste programeri pri izradi programa za NU mašine, koriste ih planeri i termineri pri planiranju i terminiranju.

Precizno dimenziono definisanje ovih alata zahteva konstruktivna rešenja koja će omogućiti podešavanje alata prema zadatku koji treba da obavi, što ide u prilog smanjenju broja potrebnih alata. Najčešće je potrebno da se alati mogu podešavati po prečniku i dužini i to van alatne mašine na kojoj će se koristiti.

Ovo prethodno podešavanje alata je neophodno kod NU mašina, jer program ne predviđa merenja otvora, prečnika i drugog, što se inače redovno radi kod konvencionalnih mašina. Prethodno podešavanje alata van mašine je vrlo korisno sa aspekta iskorišćenja mašine, jer svako zaustavljanje mašine radi merenja i podešavanja alata predstavlja ciklusni gubitak. Otuda se postavlja kao nužnost da na NU mašinu isto-

vremeno dolazi radni komad, nosilac informacija i prethodno podešeni alati za kompletnu obradu.

Pri obradi na NU mašinama, najčešće se koristi veći broj alata, pa o-tuda dolazi do zaustavljanja mašine kada se menja alat. Ovo alatu po-stavlja nov zahtev, a to je mogućnost što brže izmene.

Uzimajući u obzir iznete činjenice, može se smatrati da se alatima za nimurečki alatne mašine postavljaju sledeći zahtevi: (i) mogućnost podešavanja, (ii) prethodno podešavanje, i (iii) brza izmena alata.

Poznato je da se program rada NU alatne mašine može izradjivati ručno i mašinski. Za ručno programiranje uglavnom su dovoljni prednji zahte-vi, ali za mašinsko programiranje potrebne su karte alata.

Pri rešavanju ovih zahteva alati se dele na alate za: (i) bušenje, (ii) glodanje, i (iii) struganje.

U okviru ove podele, vrši se analiza potrebnih alata za bušenje, glo-danje i struganje, i radi se odgovarajući pregled alata, vodeći računa o vrsti, obliku, veličini i priključnim merama. Korisno je ostvariti mogućnost da se mogući broj istih alata koristi za više vrsta obrada. Tamo gde je ovo nemoguće, treba nastojati da se bar pojedini delovi koriste na više alata.

Za ovako odabrane alate izradjuju se karte alata, koje sadrže dovolj-

srestvo stezanja 0,1		alat SPIRALNA BURGIJA																																																																							
<table border="1" style="display: inline-table; margin-right: 20px;"> <thead> <tr> <th colspan="4">srestvo stezanja</th> </tr> <tr> <th>R.br.</th> <th>br. kom.</th> <th>naziv</th> <th>stand.</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>1</td> <td>aksijalno podešljivi drž.</td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table> <table border="1" style="display: inline-table;"> <thead> <tr> <th colspan="3">podešavanje</th> </tr> <tr> <th>R.br.</th> <th>mera</th> <th>napomena</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>l₁</td> <td>podesiti</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>				srestvo stezanja				R.br.	br. kom.	naziv	stand.	1	1	aksijalno podešljivi drž.										podešavanje			R.br.	mera	napomena	1	l ₁	podesiti																																									
srestvo stezanja																																																																									
R.br.	br. kom.	naziv	stand.																																																																						
1	1	aksijalno podešljivi drž.																																																																							
podešavanje																																																																									
R.br.	mera	napomena																																																																							
1	l ₁	podesiti																																																																							
<table border="1"> <thead> <tr> <th>oznaka si-stema alata</th> <th colspan="10">dimenzije</th> <th>podacio primeni</th> <th>indent. broj</th> </tr> <tr> <th>postup. obr.</th> <th>oznaka alat.</th> <th>visina sećiva</th> <th>materijal</th> <th>vrsta alata</th> <th>mogućnost stezanja</th> <th>c</th> <th>l₁</th> <th>d₁</th> <th>a</th> <th>α</th> <th>tačnost</th> <th>h</th> <th>k</th> <th>l₂</th> <th>d₂</th> <th>faktor pomak 1/10</th> <th>faktor brzine rezanja 1/10</th> <th>smjer obrat.</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>240</td> <td>1</td> <td>M</td> <td>07</td> <td></td> <td>3,2000</td> <td>28,1000</td> <td>0,2500</td> <td>0,730</td> <td>1,8</td> <td>H0,8</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>10</td> <td>100</td> <td></td> </tr> <tr> <td>1</td> <td>5</td> <td>10</td> <td>15</td> <td>20</td> <td>25</td> <td>30</td> <td>35</td> <td>40</td> <td>45</td> <td>50</td> <td>76</td> <td>79</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> </tr> </tbody> </table>		oznaka si-stema alata	dimenzije										podacio primeni	indent. broj	postup. obr.	oznaka alat.	visina sećiva	materijal	vrsta alata	mogućnost stezanja	c	l ₁	d ₁	a	α	tačnost	h	k	l ₂	d ₂	faktor pomak 1/10	faktor brzine rezanja 1/10	smjer obrat.	1	240	1	M	07		3,2000	28,1000	0,2500	0,730	1,8	H0,8					10	100		1	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	76	79								
oznaka si-stema alata	dimenzije										podacio primeni	indent. broj																																																													
postup. obr.	oznaka alat.	visina sećiva	materijal	vrsta alata	mogućnost stezanja	c	l ₁	d ₁	a	α	tačnost	h	k	l ₂	d ₂	faktor pomak 1/10	faktor brzine rezanja 1/10	smjer obrat.																																																							
1	240	1	M	07		3,2000	28,1000	0,2500	0,730	1,8	H0,8					10	100																																																								
1	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	76	79																																																													

Sl. 2. Karta alata

no podataka za ručno i mašinsko programiranje. Na slici 2 je prikazana jedna karta sa skicom i potrebnim podacima o alatu.

2. Sistematizovanje alata za bušenje

Karakteristično za bušenje je to što se pomoćno kretanje izvodi u pravcu obrtne ose alata, tj. obrada se vrši pri pomoćnom kretanju alata u jednom pravcu. Radi se, dakle, o jednodimenzionom kretanju. Režući deo alata je uglavnom vrh alata, premda i bočne strane imaju svoju ulogu. Forma izbušenog otvora ili rupe odgovara formi alata, pa je zbog toga potrebno geometrijske oblike alata podesiti oblicima otvora i rupa.

Na slici 3 prikazan je pregled čestih oblika otvora i rupa, koji se može koristiti za određivanje potrebnih oblika alata. Kako alat pri bušenju vrši kružno i aksijalno kretanje, to slika 3 pokazuje da ala-

	primer obrade	geometrija obim vrh	mere	posebne napomene	alat	primer obrade	geometrija obim vrh	mere	posebne napomene	alat
bušenje			+	D · t	tačnost H11			+	predbušenje neophodno	spiralni upuštač
			∇					∇		
			+	D · t	otvori za konične čivije			+		
razvrtanje			+	D · t	predbušenje neophodno			∇	D · d · t	konični upuštač sa vodičom
			∇					∇		
			+	l/k	mašinski razvrtlač			+	D · t	predbušenje neophodno
zabušivanje				D	zabušivač					

Sl. 3. Oblici otvora i rupa

ti za bušenje treba da imaju kružnu i koničnu formu sa različitim oblicima vrhova alata. Uvažavajući ove zahteve, na slici 4 se daju oblici vodećih delova i vrhova alata. Sa ovim su alati za bušenje grubo drfinisani. Oni su dovoljno precizno definisani tek kad su određene dimenzije i namena alata, oznaka vrste alata, materijal alata, tip a-

lata i mogućnosti stezanja. Sve je ovo dato u karti alata na slici 2, na kojoj se vidi da se svi ovi podaci, osim dimenzija, daju u obliku šifri - oznaka sistema alata (slika 2, levo, dole).

Geometrija obima		Ne defini- sano	Cilindrično	Cilindrično sa stalnim prečnikom	Konično	Metrički navoj	Whitworth navoj	Posebni oblik
Geometrija vrha								
ne defini- sano					konični razvrtač	navojne burgije za metrički navoj	navojne burgije za Whitworth navoj	specijalne burgije za navoj
ravno		vreteno za bušenje	razvrtač	upuštač				
konično		upuštač sa koničnim vrhom		spiralna burgija	konični bušač			burgija za duboko bušenje
ravno sa oborenim ivicama		vreteno za bušenje		upuštač				
ravno sa kružnom vodicom		vreteno za bušenje		upuštač sa vodicom				
konično sa kružnom vodicom		zabušivač		burgija sa dva prečnika				burgija sa više prečnika
posebni oblik								

Sl. 4. Potrebni oblici alata za bušenje

Na slici 2, na donjem delu tabele, dati su podaci potrebni za mašinsko programiranje, a to su četiri grupe podataka: oznaka sistema alata, dimenzije alata, podaci o režimima i znaci za raspoznavanje.

Znaci za raspoznavanje služe za obeležavanje alata u okviru karti alata, dok podaci o režimima služe kao informacija potrebna u procesu programiranja (processor) pri iznalaženju optimalnih režima obrade. Pogodno je da se ovi podaci daju u vidu graničnih vrednosti, jer tada računski sistem ima mogućnosti da računa sa odredjenom postojanošću alata (trajanje primene alata od jednog do drugog oštrenja).

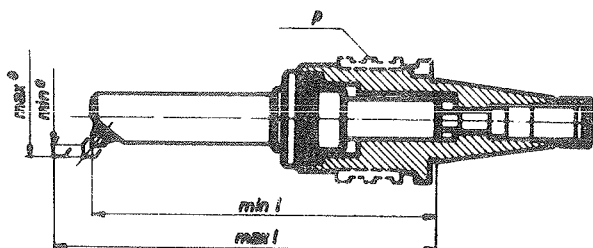
Ovako sredjeni podaci o alatima na formularima koje nazivamo karte alata, prenose se na bušene karte alata koje stoje na raspoloženju računskoj mašini pri izboru alata i režima obrade u fazi izrade programa.

3. Ovrt na rešenja u Fabrici "Ivo Lola Ribar"

Pri rešavanju alata za numeričku upravljane alatne mašine iz svog proizvodnog programa, Fabrica "Ivo Lola Ribar" je pošla od napred ukratko iznetih pretpostavki.

Za obradu bušenjem koriste se spiralne burgije i njima slični alati. Ove alate potrebno je podešavati po dužini. Držači alata koji ovo podešavanje omogućavaju nalaze se u internacionalnom standardu - ISA, pa se taj standard i primenjuje (slika 2). Na ovim držačima potrebne su izvesne promene za slučaj automatske izmene alata, i to zbog zahteva izmenjivača alata za odredjenim oblikom onog dela držača gde se vrši hvatanje (vidi sliku 5).

Nosači alata za proširivanje vrlo često se primenjuju na mašinama iz



Sl.5. Alat za proširivanje koji se može podešavati po prečniku i dužini

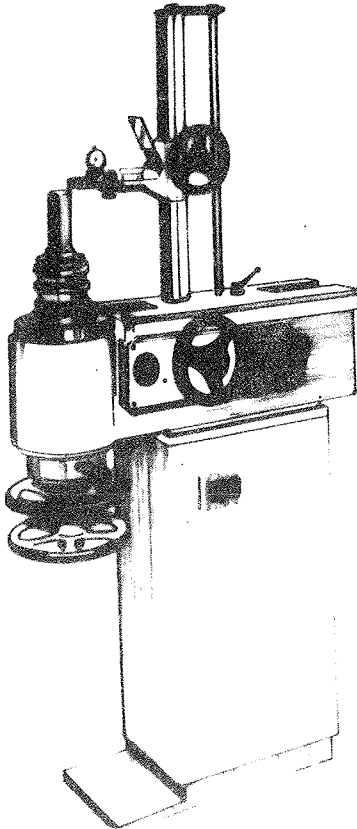
sificičnost oglada u potrebama za sledećim: (i) podešavanje po prečniku i obezbedjenje stalnog položaja noža, (ii) podešavanje po dužini i obezbedjenje stalnog aksijalnog položaja noža, (iii) priključne mere moraju biti standardne kako bi odgovarale standardu - ISA, (iv) mogućnost automatskog stezanja alata je neophodno, (v) visoka tačnost oblika i dimenzija zbog zahteva tačnosti obrade, a stim u vezi što manje elemenata, i (vi) postojanje prstena za hvatanje u slučaju automatske izmene alata.

Interesantno je napomenuti da rešenja noževa moraju biti takva da je moguće precizno, brzo i jednostavno pomeranje noža u cilju podešavanja. Višestruko je korisno primenjivati posebne jedinice noževa koje imaju mogućnosti finog pomeranja noža, reda stotih delova milimetara. Ali bez obzira da li je na nosač noža ugradjen običan nož koji se pmera jednim a priteže drugim zavrtnjem ili jedinica noža, prethodno podešavanje ima istu funkciju i zahteva sličan postupak u podešavanju.

proizvodnog programa Fabricke "Ivo-Lola Ribar". Odmah treba reći da je kod ovih alata potrebno podešavanje po prečniku i po dužini i to van mašine. Dakle, potrebno je prethodno podešavanje alata. Ovakav zahtev nameće vrlo specifično rešenje ovih alata, čija se spe-

nje ovih alata, čija se spe-

Slika 6 pokazuje jedan aparat za prethodno podešavanje alata, na kome se pouzdano i jednostavno vrši prethodno podešavanje alata prikazanog



Sl.6. Aparat za prethodno podešavanje alata

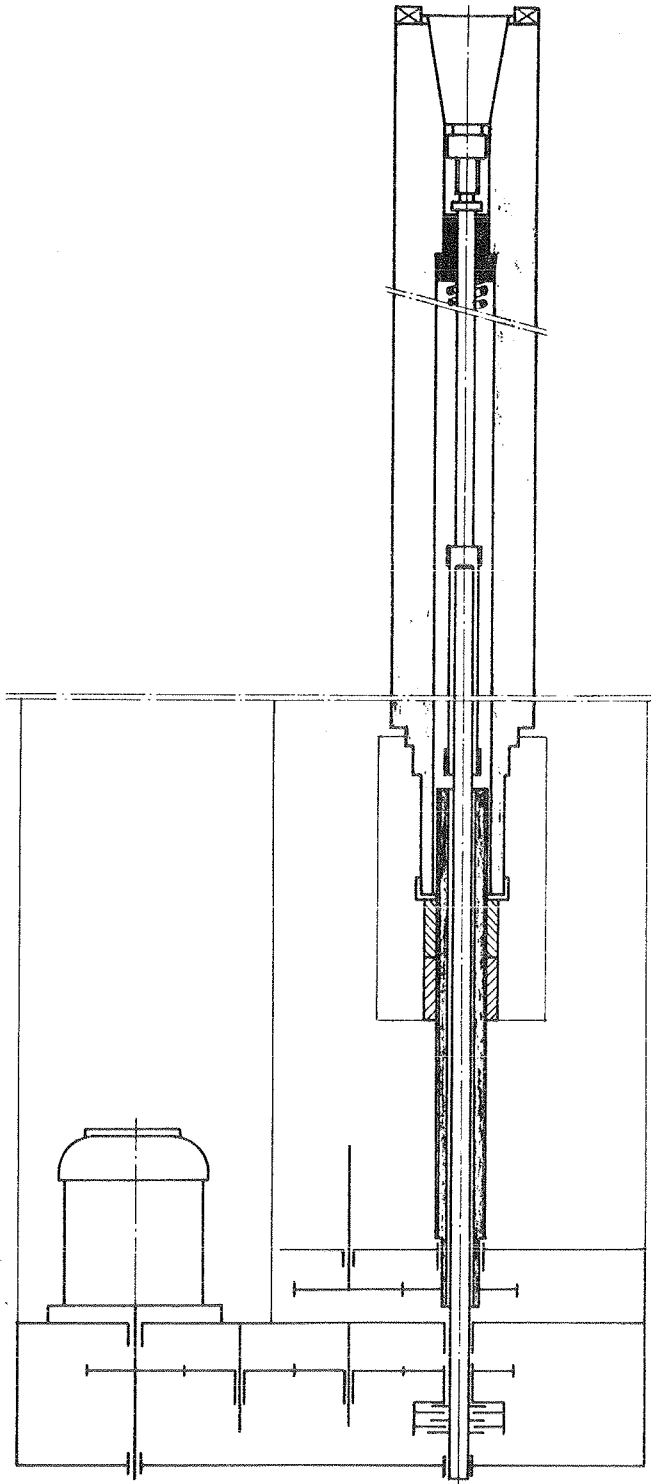
na slici 5 i njemu sličnih. Ovde se istovremeno vrši podešavanje alata po prečniku i dužini sa tačnošću reda hiljaditih delova milimetra, tako da ne postoji potreba za merenjem prečnika otvora ili sličnog posle primene ovako podešenih alata.

Primena prethodnog podešavanja znatno doprinosi smanjenju ciklusnih gubitaka, ali u pojedinačnoj i maloserijskoj proizvodnji se ne smeju zanemariti ciklusni gubici prouzrokovani izmenom alata.

Horizontalne bušilice-glodalice se primenjuju u jedinačnoj i maloserijskoj proizvodnji i to za obradu onih radnih predmeta u toku čije je obrade potrebno nekoliko puta izmenjivati alate, pa im se postavlja zahtev maksimalnog smanjenja vremena izmene. Rešenje ovog problema se traži pre svega u motornom stezanju alata. Radno vreteno horizontalne bušilice-glodalice vrši kružno i pravolinijsko aksijalno kretanje, zbog čega dolazi do određenih teškoća u rešavanju ovog pitanja.

Na slici 7 prikazan je način motornog stezanja alata na IIR horizontalnim bušilicama - glodalicama. Ovde je ugrađen motor za stezanje, koji se podešava na određeni obrtni moment. Naime, posle ostvarivanja potrebne i određene sile u zavrtnju za pritezanje alata motor se automatski isključuje. Aktiviranjem motora u suprotnom smeru alat biva otpušten. S obzirom na kretanja radnog vretena i činjenicu da se uglavnom iz konstruktivnih razloga motor ne može kretati zajedno sa radnim vretenom, motor sa zavrtnjem za stezanje mora imati teleskopsku vezu. Ovaj zavrtnaj mora imati oprugu koja će obezbediti da se tek posle dovoljnog ulaska zavrtnja u alat pojavi potrebna sila za stezanje. Opruga ima i zadatak da posle otpuštanja alata vrati zavrtnaj nazad, što je neophodno, jer pri postavljanju alata u

AU.11.8



Sl. 7. Motorno stezanje alata na horizontalnoj bušilici - glodalici

radno vreteno, u alat moraju delimično ući kamenovi pre nego što zavrtanj dodje u dodir sa alatom. U protivnom bi moglo doći do stezanja neorijentisanog alata. Važno je, međutim, istaći da alat i zavrtanj za stezanje moraju doći u dodir (zahvat) pre nego što alat sedne u svoje sedište, jer u protivnom ne bi moglo da se obavi stezanje.

Ovakvo rešenje motornog stezanja alata je primenljivo za ručnu i za automatsku izmenu alata. U prvom slučaju motor se aktivira pritiskom ruke na odgovarajuće dugme, a u drugom slučaju se aktivira pomoću upravljačkih informacija (program rada).

Priprema alata za NU mašine sa ručnom i automatskom izmenom alata je ista. Sama izmena alata se razlikuje utoliko što pri ručnoj izmeni alata, posle automatskog zaustavljanja mašine, poslužioc vadi upotrebljavani alat i postavlja u radno vreteno sledeći programom predviđeni alat, a pri automatskoj izmeni alata ovu ulogu obavlja izmenjivač alata. Automatska izmena alata pretpostavlja postojanje magacina alata, u koji izmenjivač vraća upotrebljavani, a uzima naredni alat. Ako se svaki alat tačno postavi u predviđena sedišta, nemoguće je da u toku rada mašine dodje do upotrebe nepredviđenog alata.

U slučaju ručne izmene ovakva mogućnost nije otklonjena, iako se na programski list upisuju brojevi alata sa kojima su ovi obeleženi.

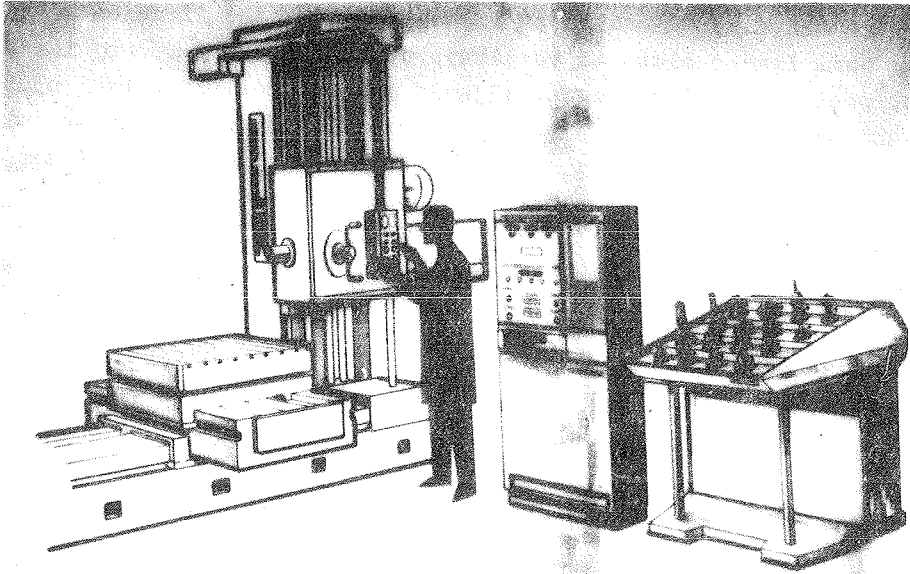
U Fabrici "Ivo Lola Ribar" je učinjen korak napred, primenom kabineta alata koji omogućava poslužiocu da vrlo brzo nadje sledeći alat, a isključuje mogućnost postavljanje nepredviđenog alata.

Na slici 8 prikazana je jedna horizontalna bušilica-glodalica sa kabinetom alata, koji može da primi 20 alata. Svako sedište alata ima svoj mikroprekidač i svoju signalnu sijalicu koja se nalazi pored broja sedišta.

U fazi izrade programa za NU mašinu tačno se određuje i redosled upotrebe alata. Na osnovu ovog redosleda upisuju se u odgovarajući blok programskog lista informacije (šifre) ovih alata. Ove informacije su u neposrednoj vezi sa odgovarajućim sedištima, odnosno brojevima alata u kabinetu, pa se na osnovu ovog redosleda (plan alata) postavljaju alati u svoja sedišta kabineta.

Na početku automatskog rada mašine, poslužilac postavlja u radno vreteno predviđeni alat i aktivira mašinu. Kada ovaj alat obavi predviđene operacije, mašina se automatski zaustavlja zbog izmene alata. Istovremeno sa zaustavljanjem mašine na kabinetu se pali sijalica a-

lata predviđenog za sledeću operaciju. Poslužioc vadi upotrebljeni alat i odlazi ga u svoje sedište, a iz kabineta uzima onaj alat pored koga je upaljena sijalica, postavlja ga u radno vreteno i pritiskom na dugme aktivira dalji programski rad. Ukoliko je poslužioc uzeo pogrešan alat, sijalica pored predviđenog alata se ne gasi i rad mašine se ne može nastaviti. Ovo praktično znači da je postignuta sigurnost u upotrebi predviđenog alata, ravna sigurnosti kod automatske izmene alata.



Sl. 8. Horizontalna bušilica - glodalica sa kabinetom alata

Kod jedne i druge varijante izmene, moguće su greške u postavljanju alata u odgovarajuća sedišta kabineta, odnosno magacina alata. Razlika u izmeni i vremenu izmene je svedena na minimum, jer je stepen pripreme alata isti, isti je i princip motornog stezanja alata, a vreme potrebno izmenjivaču alata, odnosno poslužiocu da obavi čistu izmenu alata je na strani automatske izmene, ali kod ovakvih rešenja ona nije znatna.

4. Literatura

- [1] W. Simon, Die numerische Steuerung von Werkzeugmaschinen, C. Hanser Verlag, München (1963)
- [2] G. Kohring, Grundlagen und Praxis numerisch gesteuerter Werkzeugmaschinen, C. Hanser Verlag München (1966)

- [3] D.B. Grautoff, H.G. Möbins, Ein kostensenkendes Werkzeugsystem für die spangebende Fertigung, Industrie - Anzeiger (1966)
- [4] H. Opitz, W. Simon, G. Spur, G. Stute, Über den Entwicklungsstand von EXAPT, Werkstatttechnik (1967) Nr. 57
- [5] D. Reckziegel, Aufbau einer Werkzeugsystematik für numerisch gesteuerte Werkzeugmaschinen, Industrie - Anzeiger (1968) Nr. 24
- [6] M. Milojević, Osnovi automatizacije proizvodnje, Zavod za izdavanje udžbenika, Beograd (1969)

M. M i l o j e v i ć

Ein Beitrag zur Werkzeuglösung für numerisch gesteuerte
Werkzeugmaschinen

Die numerisch gesteuerte Werkzeugmaschinen suchen eine wesentlich neue Werkzeuglösung. Dieser Beitrag spricht über Werkzeugen für NC Werkzeugmaschinen, wo man zuerst allgemeine Lösungen für manuelle und maschinelle Programmierung sehen kann. Nach dem, dieser Beitrag spricht über einige Lösungen in Werkzeugmaschinenfabrik "Ivo Lola Ribar". Es handelt sich vor allem über: Werkzeugvoreinstellung, Werkzeugwechsel mit Spannmotoren und Werkzeugkabinetten. Diese Betrachtungen können sowohl für die betriebliche Werkzeugorganisation, als auch für die Programmierung numerisch gesteuerter Werkzeugmaschinen von Interesse sein.

A. P a v l o v i ć x)

NUMERIČKI METOD PROVERE POUZDANOSTI MAŠINE ALATKE

Teorija pouzdanosti, bazirana na računu verovatnoće, dokazuje da sistem bez verovatnoće kvara ne postoji, ali i da verovatnoća da će doći do kvara može da se kontroliše. Analiza nastalih kvarova bilo kod sistema pokazuje da se odgovornost za kvarove može da podeli uglavnom na sledeće učesnike u stvaranju i korišćenju sistema i to: na (1) konstrukciju, (2) proizvodnju, i (3) loše rukovanje.

Kada kvar već nastane često je veoma teško da se utvrdi koji je faktor doveo do kvara, i skoro je uobičajeno da konstrukcija pripisuje uzrok izradi ili montaži, a ovi opet konstrukciji. Iskustvo, međutim, pokazuje da ipak prvi faktor, konstrukcija, ima presudan uticaj i na kvarove koji su prouzrokovani od strane ostala dva faktora, tj. od strane proizvodnje, montaže i kontrole i kasnije u eksploataciji i od operatora mašine.

Sledeća tabela uzeta iz američke literature pokazuje da raspored utvrdjene odgovornosti za kvarove ima sledeće odnose:

odgovornost za kvar	u procentima
konstrukcija	4
proizvodnja	57
loše rukovanje	29
itd. do	100

Gornji podaci su registrovani na sistemima koji su se još nalazili u radionicama proizvođača, i prema tome još nisu bili predati kontroli. Situacija se, međutim, radikalno menja kada sistem iz radionice predje u ruke korisnika, pa je odgovornost za novonastale kvarove podeljena tada medju sledeće učesnike:

x) Aleksandar Pavlović, dipl.ing., Direktor Razvojnog sektora F. M. "Ivo Lola Ribar", Železnik - Beograd

odgovornost za kvar	u procentima
konstrukcija	52
proizvodnja	15
loše rukovanje	17
itd. do	100

Navedeni podaci pokazuju da je proizvodnja uglavnom uspela da tokom inicijalnog perioda rada sistema ukloni kvarove za koje je ona odgovorna, pa se uticaj konstrukcije na pojavu kvarova time istakao, i kako je ovaj uticaj zavisao od dužine vremena eksploatacije (t), to u inicijalnom periodu rada mašine nije ni mogao da se pojavi, već se pojavio znatno doznije. Dalja razmatranja imaju stoga u vidu samo sistem koji je predviđen da dugotrajno radi sa što manje otkaza i sa što manje održavanja. Dugotrajan sistem je, na primer, mašina alatka sa vekom koji prelazi 20.000 časova, i od koje se često traži da radi u tri smene i u liniji funkcionalno povezanih mašina, gde otkaz jedne komponente zaustavlja ceo sistem.

Već danas se od mašine alatke zahteva da u sistemu numerički kontrolisanih mašina i transportera radi 24 časa bez prekida i bez održavanja tokom cele nedelje i skoro bez otkaza tokom pet godina. Sistem projektovan i već skoro izveden sa ovakvim zahtevima poznat je pod imenom Mollins 24, mada se ni drugi manje kompleksni sistemi ne razlikuju mnogo od Mollins-a 24 u pogledu ovakvih zahteva pouzdanosti.

Sistem sastavljen iz (N) komponentata, od kojih svaka ima različitu zakonitost distribucije verovatnoće kvara, ima pouzdanost ravnu ili manju od pouzdanosti koju ima najslabiji deo. Praćenje mašine u eksploataciji i registrovanje nastalih kvarova ima za cilj da otkrije slaba mesta i učestanost pojave otkaza, a u cilju preduzimanja mera podizanja pouzdanosti ili mera preventive održavanja.

Elastični zaptivač koji se nalazi u motoru automobila između motora i kvačila ili kod menjačke kutije ima kratak vek trajanja, pa iako automobil spada u kratkotrajne sisteme, izmena ovog zaptivača je veoma čest slučaj.

Preventivnim održavanjem, ovaj zaptivač bi eventualno mogao da se zameni još dok je njegova pouzdanost visoka, ako se želi da se održi visoka pouzdanost celog sistema. Intervencija u ovom smislu dovela bi svakako do toga da održavanje i vreme stajanja budu znatno skuplji nego vrednost izmenjene komponente.

Kako kod svakog održavanja ostaje izvestan, i to veći broj, neizmanjenih komponenata, to se u pouzdanost unosi još i ljudski faktor, "neperfektno" održavanje, te tako dolazi do poznate teorijske i praktične pojave da sistem koji mora da se održava ima eksponencijalnu distribuciju kvara, tj. kvar slučaja ili kvar može da nastupi u svakom trenutku, sa podjednakim intenzitetom.

Podizanje pouzdanosti putem skraćivanja perioda između intervencija dovodi opet do skupog održavanja skopčanog sa velikim gubicima vremena kada je sistem van eksploatacije zbog remonta (down time).

Pravo rešenje se izgleda stoga nalazi u delovanju na konstrukciju koja bi upotrebljavala rešenja sa pogodnom zakonitosti distribucije gustine verovatnoće kvara i u pretvaranju eksponencijalne distribucije bar u normalnu, pošto za postizanje iste pouzdanosti komponenta sa eksponencijalnom distribucijom mora da ima više desetina puta duži srednji vek od komponente sa normalnom distribucijom.

Da bi se gornji zadatak ostvario potrebno je sprovesti rane mere predviđanja pouzdanosti još u fazi konstruisanja, što se čini uspešiji put nego korekcija konstrukcije na bazi praćenja ponašanja sistema u eksploataciji, što kod dugotrajnih sistema kasno počinje da se javlja i registruje.

Sa druge strane, iskusan konstruktor je obično intimo svestan mesta u konstrukciji gde nije sasvim siguran, gde je uspeh prepušten izvesnom procentu rizika, pa čak obično već ima i unapred smišljenu ideju kako da problem reši "ako baš ne ide", što se obično tako i dogodi.

Neiskusan konstruktor je, opet, sa svoje strane prisiljen da prelazi iz početka ceo put sakupljanja sopstvenih, obično neprijatnih i veoma skupih iskustava, prelazeći tako već ranije predjene puteve i nanoseći time znatnu štetu. No i ako je konstruktor u suštini realista i istovremeno kreativna osoba, za razumno prihvatanje kritičnih ocena o svome delu potrebna je velika doza objektivnosti koja u većini slučajeva izostaje.

Predviđanje pouzdanosti tako dobija i svoje psihološko opravdanje, a da bi moglo da se praktično sprovede može da se primeni ili centralizovano, organizaciono proveravanje pouzdanosti uz pomoć posebne grupe stručnjaka za utvrđivanje pouzdanosti, ili da se stvori metoda samoprovere pouzdanosti koju bi mogao ili, bolje, morao da izvrši svaki konstruktor za vreme samog toka konstruisanja uz obaveznu kasniju proveru odredjenog kontrolnog organa.

Pošto se od konstruktora ne može da traži da savlada teoriju povezanu sa predviđanjem pouzdanosti i da vrši dugotrajno i varijantno rasčlanjavanje lanca funkcionalnosti u sistemu koji projektuje, to je u Razvojnem sektoru F.M. "Ivo Lola Ribar" - Železnik uveden sistem provere na bazi samoocene koji od konstruktora traži da izvrši samo jednostavnu akciju poredjenja i sabiranja "poena" koje rešenje konstrukcije dobija po odgovarajućoj testlisti koja je za tu svrhu pripremljena. Dobiveni poeni u suštini predstavljaju modificirano predstavljanje verovatnoće kvara komponente, i utvrđeni su ili na bazi podataka iz literature, ili češće na bazi ocene iz iskustva, pa su prema tome podložni korekciji kao u ostalom i svaka vrednost verovatnoće kvara.

Teorijska podloga metode samoocene pouzdanosti bazirana je na sledećim poznatim postavkama, pouzdanost sistema je proizvod pouzdanosti komponenata, tj.

$$R_S(t) = \prod_{i=1}^N r_i(t_i) \leq 1, \quad (1)$$

gde su: $R_S(t)$ = pouzdanost sistema u zavisnosti od vremena eksploatacije sistema (t), $r_i(t_i)$ = pouzdanost komponente (i) u zavisnosti od vremena eksploatacije komponente (t_i) $t_i \leq t$, i (m) = broj komponenata u funkcionalnom lancu.

Prema (1) pouzdanost je funkcija

$$R_S(t) = 1 - F(t_1, \theta_1, \theta_2, \dots, \theta_N), \quad (2)$$

gde je: t = ukupno vreme eksploatacije sistema, t_i = vreme eksploatacije komponente, $F(t)$ = komulativna distribucija gustine verovatnoće ili verovatnoća kvara, otkaza, i θ_i = parametri distribucione funkcije za $i = 1, 2, 3, \dots, m$.

Funkcija (2) nije pogodna za brzu konstruktorsku praksu, i zahteva poznavanje lanca povezanosti funkcija komponenata čije su verovatnoće kvara nezavisne jedna od druge, vreme aktivnog rada svake komponente (t_i), zakonitost i parametre distribucija kojih ima (m).

Da bi izraz (2) mogao da postane upotrebljiv u procesu samoocenjivanja pouzdanosti sistema treba da bude aproksimiran sa

$$R_{Sa}(t) = 1 - F(t, \theta_1, \theta_2, \dots, \theta_N) \approx R_S(t) \approx 1. \quad (3)$$

Aproksimacija izraza (2) se svela, dakle, na sledeće uprošćavanje:

- a) Vreme akumuliranog aktivnog rada komponente (t_i) ravno je akumuliranom vremenu rada celog sistema (t) što u mnogim slučajevima nije tačno.
- b) Sve komponente ($N > m$) sistema ulaze u račun pouzdanosti kao da su sve povezane u jedan funkcionalan lanac, što takodje nije tačno u većini slučajeva.

I jedna i druga aproksimacija praktično je veoma retka u praksi i na primer: pregorevanje sijalice u kabini automobila ne znači da je automobil nesposoban za dalji rad, mada kvar ipak postoji. Prema (3) automobil bi bio smatran za neispravan. Izraz (3) drugim rečima ide na to da se sistemu pruži viša pouzdanost od donje prihvatljive, pa prema tome predstavlja u izvesnom vidu slučaj konstruisanja za "najgori slučaj" (worst-case).

Očigledno, konstruisanje za "najgori slučaj" može da predstavlja ekonomski opasnu operaciju, pošto podizanje pouzdanosti obično znači i veće troškove, skuplji sistem, pa ne može da bude preporučen kao uspešan recept za sve slučajeve, ali je praksa na polju konstruisanja mašina alatki, a i svih dugotrajnih mašina, jasno pokazala da su ulaganja u komponente koje najčešće otkazuju znatno manja nego troškovi zamene i zastoja, pored ostalih faktora koji nisu bez značaja. Na bazi navedene aproksimacije izraz za pouzdanost (1) može da, izjednačujući $t_i = t$, takodje bude aproksimiran u obliku

$$R_{sa}(t) = \prod_{i=1}^N r_i(t) \geq R_s(t) \leq 1 \quad (4)$$

Pouzdanost $R_{sa}(t)$ i vreme (t) su unapred izabrane vrednosti, zavisne od vrste proizvoda i politike preduzeća, te kao jedina promenljiva u (4) ostaje broj komponenata (N). Ove vrednosti su sredjene tabelarno za nekoliko tipičnih proizvoda i služe kao prva informacija koja se zadaje konstrukteru.

Tablica 1

Kumulativno vreme (t) čas	Pouzdanost sistema (R_{sa})			
Ukupan broj komponenti	N_1	N_2	N_3	N_4
Minimalna pouzdanost komponente	r_1	r_2	r_3	r_4
Faktor koji konstrukcija mora da zadovolji	a_1	a_2	a_3	a_4

Faktor (a_i) zadat je konstrukteru unapred, i upisuje se u sastavnicu koja definiše konstrukciju mašine, već prema tome koliko se očekuje da će sistem imati komponentata.

Da bi moglo da dodje do odredjenih zaključaka o vrednosti faktora (a_i), izraz (4) treba transformisati u računski pogodniji oblik u kome će operacija multipliciranja biti zamenjena sabiranjem, što je za svakodnevnu praksu pogodnije, a naročito s obzirom na male vrednosti za verovatnoće kvara.

Ovo je izvršeno na sledeći način

$$R_{sa}(t) = \prod_{i=1}^N r_i(t) \quad , \quad (4)$$

ili

$$R_{sa}(t) = \prod_{i=1}^N (1 - q_i(t)) \quad . \quad (4a)$$

Posle logaritmovanja i razvijanja u red, a sa obzirom da je $q_i(t) \ll 1$, dobija se

$$R_g(t) = \exp\left(-\sum_{i=1}^N q_i(t)\right) \quad , \quad (5)$$

pošto je

$$\sum_{i=1}^N q_i(t) = N_q(t) \quad , \quad (6)$$

gde je $q(t)$ = srednja vrednost verovatnoće kvara.

Držeći se principa "najgoreg slučaja" može, dakle, da se piše

$$N_q(t) = N_1(1 - r_1) = a_1 \quad , \quad (7)$$

pa je time vrednost (a_1) definisama i može da bude izračunata i zadana, i to radi lakšeg računanja, multiplicirana sa nekim brojem, naprimer $x \cdot 10^4$.

Prema tome, definitivno (a_1) je vrednost izračunata iz

$$a_1 \simeq N_q \cdot 10^4 \quad i \quad N_1(1 - r_1)10^4 \quad , \quad (8)$$

pri čemu znak "približno" znači da je vrednost zaokrugljena na pogodan ceo broj.

Ako se pouzdanost propiše ista za sve proizvode firme, i utvrdi, na primer, na $R_g(10^4) = 0,90$ u trenutku $t = 10^4$ čas, dobija se AU.12.6

$R_S(10^4) = \exp(N_q) = 0,90$, ili $N_q = 0,105$ pa je tada $a \approx 1000$ za sve proizvode firme.

U slučaju da je $R_{sa}(t)$ promenljivo u zavisnosti od proizvoda, (a_1) imaće različite vrednosti prema tablici (1), ali u slučaju da je $R_{sa}(t)$ fiksna vrednost za sve proizvode ili je $R_{sa}(t)$ promenljiva vrednost, konstrukter, imajući zadanu vrednost za (a_1), vrši proveru konstrukcije koristeći u suštini levu stranu izraza (6) pomnoženog sa 10^4 , tj.

$$\sum_{i=1}^N q_i \cdot 10^4 \leq a_1 \quad , \quad (9)$$

vršeć tako jednostavnu operaciju sabiranja vrednosti ($q_i \cdot 10^4$), a ukupan zbir treba da bude što bliži vrednosti (a_1) , ali ne sme da je premaši.

Ako se sistem sastoji iz više podsistema, vrednost (a_1) se deli na broj podsistema, zanemarujući tako i još jedan faktor - alokaciju nepouzdanosti. Ovaj nedostatak je delimično uset u obzir kod sastavljanja test-liste koja za jednu vrstu komponente ima oblik tablice 2.

Slične test-liste, kao što je tablica 2, sastavljene su za skoro sve komponente mašinsko-elektro prirode i stoje na raspoloženju konstrukteru za vreme konstruisanja.

Ovako obrazovane test-liste svakako nisu definitivne ni po sadržaju, a ni po vrednostima "faktora komponenti" , pošto se i pouzdanost komponenti stalno poboljšava, pa su i tabele podložne reviziji, ali one pružaju mogućnost konstrukteru da brzo oceni svoje rešenje ili, što je još važnije, one prisiljavaju konstruktera da odustane od prvobitno zamišljenog rešenja, ako vrednost "faktora komponente" premašuje ili ne daje ikakve nade da će ukupan zbir faktora komponenti biti ravan ili manji od zahtevane vrednosti (a_1).

Sa druge strane, izbor mogućih rešenja problema je veoma sužen, što je uslovljeno tendencijom stvaranja standardnih proverenih rešenja, unapred poznate pouzdanosti.

Kolone koje se odnose na vrednosti faktora komponente izračunate su na bazi literature i iskustva i za primer tablice 2 ocenjivanje je vršeno sledećim tokom:

a) odredjivanje faktora konstrukcije sistema (faktor a_1) . Sistem se sastoji iz (N) komponentata i treba da ima za:

Pouzdanost sistema		0,90		Vreme proračuna		10 ⁴ časova			
Naziv komponente		Konstrukcija		Montaža		Redne okolnosti		faktor komponente	
1. Zaptivač (služi za zaštitu od prodora tečnosti ili prljavštine u sistem ili (i) za sprečavanje izlaska maziva iz uredjaja)		1.1 Zaptivanje obostrano, nije podložno habanju ili koroziji (labirintsko zaptivanje ili slično)		Ne zahteva specijalne alate i velike demontaže za slučaj zamene centričnosti obezbeđenja		Brojevi okreta 100 n 3000		nula	
		1.2 Zaptivanje jednostavno, nije podložno habanju ili koroziji (labirintsko)		Ne zahteva specijalne alate i velike demontaže za slučaj zamene centričnosti obezbeđenja		100 n 3000		2	
		1.3 Zaptivanje obostrano, podložno habanju ili koroziji nema oštećenja vratila (Simering)		Ne zahteva specijalne alate i velike demontaže za slučaj zamene centričnosti obezbeđenja		50 - 100 o/min 150 - 200 o/min 250 - 300 o/min		0 - 1 2 - 15 100 - 2000	
		1.4 Zaptivanje jednostavno, podložno habanju ili koroziji nema oštećenja vratila (Simering)		Ne zahteva specijalne alate i velike demontaže za slučaj zamene centričnosti obezbeđenja		50 - 100 o/min 150 - 200 o/min preko 250 o/min		3 - 15 90 - 350 1000	

$T = 10^4$ časova rada (vreme garantnog roka)
pouzdanost od $R(10^4) = 0,90$
prema izrazu (5)

$$R(10^4) = \exp(N \cdot q) = 0,90$$

$$\text{ili } N_q = 0,105 \cdot 10^4$$

$$\text{dakle } a_1 = 1050 \simeq 1000 .$$

Za istu vrednost pouzdanosti sistema $R(10^4) = 0,90$ vrednost faktora sistema (a_1) je uvek ista i iznosi

$$a = 1000 .$$

Sistemi sa malim brojem komponentata imaju dakle mogućnost da usvajaju komponente sa većim "faktorom komponente", tj. sa većom verovatnoćom kvara, što je u skladu sa osnovnim postavkama o pouzdanosti, ali sa druge strane postoji mogućnost da konstrukter izabere $(N-1)$ komponentata sa veoma malim faktorom komponente, a težište nepouzdanosti koncentriše na preostalu jednu komponentu, mada to ne menja ukupnu vrednost $R_{\text{sa}}(t)$.

b) Odredjivanje faktora komponente:

Komponenta: 1.1 iz tablice 2 spada u rešenje čija verovatnoća kvara je praktično - nula. Medjutim, komponenta 1.3 propada po zakonitosti koja je verovatno kombinacija distribucije habanja i slučajnog tipa.

Ovo je slučaj sa naprimer gumenim zaptivačem na rukavcu vratila. Formulacija pitanja 1.3 navodi konstruktora na rešenje vratila otpornog na habanje, naprimer kaljen i brušen rukavac ili rukavac presvučen tvrdim hromom. Izmena zaptivača je laka, tj. zaptivač nije u unutrašnjosti konstrukcije i ne zahteva velike demontaže kao što je to slučaj naprimer sa izmenom zaptivača na motoru automobila na vratilu kod kvačila (mada je u ovom slučaju $t < 10^4$ časova a verovatno i $R(t) < 0,90$).

Za slučaj 1.3 ocenjene su karakteristične komponente na sledeći način:

Zakovitost propadanja zaptivača opisana je sa normalnom distribucijom i sa srednim vekom $\bar{T}_n = 1200$ čas. i sa standardnom devijacijom $\sigma_n = 300$ časova, i to na naponskom nivou koji odgovara srednjem broju obrtaja vratila $n_{\text{sr}} = 3000$ o/min.

Tablica 3

Pouzdanost sistema 0,90		Vreme proračuna pouzdanosti :		104 čas		
N a z i v		Konstrukcija	Montaža	Radne okolnosti	Faktor komponente	
4	Ležaj valjkasti	4.1	Ležaj valjkasto konič. na cementiranom i brušenom vratilu	Omoгуčena montaža i demontaža prstenova nezavijano	Proračun vršen na 10^5 čas Proračun vršen na $0,6 \cdot 10^5$ čas Proračun vršen na $0,25 \cdot 10^5$ čas Proračun vršen na $0,15 \cdot 10^5$ čas Proračun vršen na $0,1 \cdot 10^5 = 10^4$	2 100 200 500 1000
		4.2	Ležaj samopodesiv na cementiranom i brušenom vratilu	Omoгуčena montaža i demontaža bez pritiska na valjak	Proračun vršen na 10^5 čas Proračun vršen na $0,5 \cdot 10^5$ Proračun vršen na $0,25 \cdot 10^5$ Proračun vršen na $0,15 \cdot 10^5$ Proračun vršen na $0,1 \cdot 10^5 = 10^4$	3 150 250 600 1000
		4.3	Ležajevi, valjk. cilindrični na cementiranom i brušenom vratilu	Omoгуčena montaža i demontaža bez pritiska na valjak	Proračun vršen na 10^5 čas Proračun vršen na $0,6 \cdot 10^5$ Proračun vršen na $0,25 \cdot 10^5$ Proračun vršen na $0,15 \cdot 10^5$ Proračun vršen na $0,1 \cdot 10^5 = 10^4$	2 120 250 500 1000
		4.4	Valjkasti ležajevi svih vrsta na termički oplemenjenom vratilu	Omoгуčena montaža i demontaža bez pritiska na valjak	Proračun vršen na 10^5 čas Proračun vršen na $0,6 \cdot 10^5$ Proračun vršen na $0,25 \cdot 10^5$ Proračun vršen na $0,15 \cdot 10^5$ Proračun vršen na $0,1 \cdot 10^5 = 10^4$	5 200 300 700 1300

Da bi se dobio faktor koji je naznačen, proračun treba vršiti na naznačen vek veći od 10^4 (kombinacije koje nisu navedene ne smeju se upotrebljavati)

Za vek $t = 10^4$ časova i razne brojeve okretaja dobija se "faktor komponente"

za slučaj:

$$N_1 = 50 \text{ o/min.} \quad \tau_1 = 1200 \left(\frac{3000}{50} \right)^1 = 1200 \cdot 60 \text{ čas.}$$

$$\sigma_1 = 300 \cdot 60 \text{ čas.}$$

$$\text{Verovatnoća kvara} \quad \phi_n(10^4) = \phi_{ns} \left(\frac{10^4 - 72000}{18000} \right) = \phi_{ns} \left(\frac{1 \cdot 10^4 - 7,2 \cdot 10^4}{1,8 \cdot 10^4} \right)$$

$$\text{faktor komponente} \quad \phi_n(10^4) 10^4 = 0,000275 \cdot 10^4 = 2,75 = 3 \text{ za slučaj:}$$

$$n_2 = 250 \text{ o/min,} \quad \tau_2 = 1200 \left(\frac{3000}{250} \right)^1 = 1200 \cdot 12 \text{ čas.} \quad \sigma_2 = 300 \cdot 12 = 3600 \text{ čas}$$

$$\phi_n(10^4) = \phi_{ns} \left(\frac{1 - 1,44}{0,36} \right) = \phi_{ns}(-1,22)$$

$$\text{faktor komponente} \quad \phi_n(10^4) 10^4 = 0,11 \cdot 10^4 = 1100 \text{ .}$$

Na sličan način i na bazi podataka proizvođača izradjena je tablica 3 za valjkaste ležajeve, za iste uslove pouzdanosti sistema $R_{sa}(10^4) = 0,90$; $t = 10^4$ čas. i $a = 1000$.

Ovakve tablice su izradjene za oko trideset mašinskih i elektro komponentata, te je konstrukter sada u mogućnosti da izvrši proveru i korekciju pouzdanosti svoje konstrukcije jednostavnim sabiranjem vrednosti koje odgovaraju rešenju koje je primenio u konstrukciji.

Da bi se ipak mogla da sprovede kontrola pouzdanosti koja će takodje uticati na serioznost konstruktera, izabrani faktori komponente upisuju se u listu delova mašine ili podsistema, a proveravani su tokom rutinske kontrole projekta, opet od osoblja koje poznaje teoriju pouzdanosti samo suštinski.

Zaključak

Izloženi metod provere pouzdanosti dugotrajne mašine ima u svojoj osnovi tendenciju da kroz numeričke vrednosti (često u ovoj prvoj fazi rada samo ocenjene) usmeruje konstruktera ka rešenju koje ima potrebnu pouzdanost. Svaki konstrukter po suštini svoga posla stalno pravi varijante i rasmatra razna rešenja, težeći prvenstveno da stvori konstrukciju koja će uspešno da obavlja predviđjene funkcije, i u takvom radu često je zanemarivanje faktora koji direktno utiče na pouzdanost.

Analiza kvarova pokazuje da je redovan slučaj da su nepouzdana komponente ili rešenja male vrednosti napravile velike troškove i uslovile potrebu za propisivanje nerealno učestanog preventivnog održavanja, prevaljujući time ovaj trošak (prividno) direktno na korisnika mašine, dok punu cenu ipak na kraju plaća proizvođač. Metodom konstruisanja za najgori slučaj uz pomoć test-lista eliminiše se mogućnost ponavljanja istih grešaka kod raznih konstruktera, a numeričko proveravanje pouzdanosti omogućuje konstrukteru da lako izvrši samo-ocenu svog rada i izvrši eventualne korekcije, izbegavajući tako situaciju konfrontiranja raznih gledišta kod timskog rasmatranja problema.

A. P a v l o v i ć

Numerical Method for Checking of Machine Tool Reliability Design

Simplified method how designers can check reliability of the design in its early phase is described, using approximations leading to "worst case" philosophy. This method based on the comparisons with test-lists force a designer to accept the optimum reliable decision.



