Dr Branislav Perme,
pukovnik, dipl. inž.
Vojnotehnička akademija VJ,
Beograd

DINAMIČKA ANALIZA RADA REGULATORA BUASSA-SARDA

UDC: 531.391:517.957

Rezime:

Na primeru spuštanja tereta pomoću uređaja čija se konstrukcija sastoji od doboša oko koga je obavijeno uže i o čijem jednom kraju visi teret koji se spušta, a čija je brzina spuštanja kontrolisana regulatorom Buassa-Sarda, analizirana je dinamika tog kretanja i prikazan postupak rešavanja sistema nelinearnih jednačina, koje se mogu sresti u praksi.

Ključne reči: dinamička analiza, regulator brzine obrtanja, sistem nelinearnih jednačina, vertikalni pomak, generalisani ugao.

DYNAMIC ANALYSIS OF THE BUASSA-SARDA FUNCTIONING

Summary:

A load, fixed on one end of the rope while the other end was wound up around a drum, was being lowered and the lowering speed was controlled by the Buassa-Sarda regulator. The lowering dynamics was analyzed and the procedure of solving the system of nonlinear equations, found in practice, was presented.

Key words: dynamic analysis, rotation speed regulator, system of nonlinear equations, vertical feed, generalized angle.

Uvod

Za vertikalno spuštanje tereta, naročito velikih, često se koristi jednostavna konstrukcija sastavljena od doboša poluprečnika R , čija je osa rotacije horizontalna i oko kojeg je namotano uže na čijem slobodnom kraju se nalazi okačen teret koji je potrebno spustiti. Odmotavanjem užeta, što podrazumeva rotaciju doboša oko svoje horizontalne ose, odmotava se kraj užeta na kojem visi teret i silazi naniže. Kada konstrukcija za spuštanje tereta nije obezbeđena uređajem za kontrolu brzine rotacije doboša, takvo kretanje tereta postaje jednoliko ubr-

zano-slobodan pad. Međutim, pri spuštanju se čitav proces može dovesti u pitanje u trenutku kada takvo kretanje treba zaustaviti. Postoje, naravno, i drugi uređaji za spuštanje tereta, manje rizični u pogledu krajnjeg zaustavljanja, ali je ovaj u pogledu potrebnog prostora, najekonomičniji, jer ne zahteva veliku površinu. Takav uređaj je i lift koji se nalazi u svakodnevnoj upotrebi.

Da bi se obezbedila jednolika brzina obrtanja doboša, što omogućava jednoliku brzinu spuštanja tereta, koriste se razne konstrukcije regulatora brzine obrtanja doboša koji obavljaju postavljen zadatak. Jednu od jednostavnijih i među

prvim upotrebljavanim konstrukcijama, predstavlja regulator Buassa-Sarda. Po svojoj konstrukciji vrlo je jednostavan. Izveden je tako što je oko doboša obmotano uže na čijem slobodnom kraju visi teret mase M koji je potrebno spustiti. Horizontalno vratilo koje nosi doboš i teret, rotira istom ugaonom brzinom kao i doboš. Na jednom svom delu vratilo je izvedeno u obliku krivajnog mehanizma radijusa r , kako je to prikazano na slici 1. Za koleno mehanizma pričvršćena je opruga krutosti c na čijem je drugom kraju vezana masa regulatora m . Masa m je jednim svojim delom vezana za viskozni prigušivač oscilacija, čiji je koeficijent viskoznosti μ .

Kada počne spuštanje tereta, doboš rotira zajedno sa vratilom čije koleno prevodi kružno kretanje vratila u približno pravolinijsko kretanje opruge i regulatora mase m . Kretanju regulatora mase m , suprotstavlja se viskozna sila koja u povratnom delovanju preko opruge utiče na brzinu obrtanja vratila, a time i na brzinu spuštanja tereta.

Dinamička analiza kretanja tereta

Od dinamičke analize ovakvog regulatora očekuje se da pruži odgovor na pitanja kolika je mogućnost ovog regulatora da obezbedi jednoliko obrtanje doboša – spuštanje tereta jednolikom brzinom, i da li je takvo kretanje tereta uopšte moguće postići ovim regulatorom.

Ovako definisan sistem za spuštanje tereta i regulator imaju dva stepena slobode: vertikalni pomak mase m regulatora, koji će biti kao generalisana koordinata označen sa y , i generalisani ugao obrta vratila-doboša označen sa φ . Pri sastavljanju jednačina kretanja, u opštem slučaju, ne mora se poći od pretpostavke o jednolikom obrtanju vratila i doboša, iako je namena regulatora da to obezbedi. Rezultati istraživanja trebalo bi da pokažu da li je takav prilaz bio opravdan.

Pri kretanju sistema regulatora na masu regulatora m deluju tri sile: sila sopstvene mase regulatora – mg , sila viskoznog trenja koja je proporcionalna brzini pokretanja mase regulatora – $\mu \dot{y}$ i

sila u opruzi koja je proporcionalna istezanju opruge $-c(y - r \sin \varphi)$. Ova sila je proporcionalna razlici pomeranja mase i položaja krivajnog mehanizma $r \sin \varphi$. Poznavajući ove sile, diferencijalna jednačina kretanja mase regulatora glasi:

$$m\ddot{y} = mg - \mu\dot{y} - c(y - r \sin \varphi) \quad (1)$$

ili, nakon deljenja jednačine masom i uvođenja određenih skraćenica, dobija se:

$$\ddot{y} + 2\varepsilon\dot{y} + p^2y = p^2 r \sin \varphi + g \quad (2)$$

$$\text{gde je } \varepsilon = \frac{\mu}{2mp}, \text{ i } p^2 = \frac{c}{m}.$$

Druga diferencijalna jednačina dobija se iz dinamike obrtanja doboša. Kako je vertikalno ubrzanje tereta koji se spušta jednako tangencijalnom ubrzanju doboša radijusa R , to je vertikalno ubrzanje tereta pri spuštanju jednako $\ddot{\varphi}R$. Sila kojom je opterećeno uže, o čijem kraju visi teret, jednaka je razlici između mase tereta koji se spušta i inercijalne sile, tj.: $T = M(g - \ddot{\varphi}R)$. Moment torzije koji trpi vratilo biće jednak sumi momenta koji sila u užetu stvara prema osi doboša, a on je $MR(g - \ddot{\varphi}R)$, i momentu koji sila u opruzi stvara prema krivajnom mehanizmu, tj. sila u opruzi $c(y - r \sin \varphi)$ se pomnoži krakom $r \cos \varphi$, pa se dobija $c(y - r \sin \varphi) r \cos \varphi$. Zbir ova dva momenta jednak je proizvodu momenta inercije i ugaonog ubrzanja, tj.:

$$MR(g - \ddot{\varphi}R) + c(y - r \sin \varphi)r \cos \varphi = I\ddot{\varphi} \quad (3)$$

gde je I – moment inercije rotirajućih delova – doboša i vratila.

Sređivanjem izraza (3) dobija se druga diferencijalna jednačina kretanja:

$$(I + MR^2)\ddot{\varphi} - c(y - r \sin \varphi)r \cos \varphi = MRg \quad (4)$$

Sada je potrebno da se reši sistem nelinearnih jednačina (2) i (4). Najpre je potrebno da se razjasni može li se doboš ravnomerno obrtati i pri tome jednolikom brzinom spuštati teret. Dakle, treba da se proveriti da li je rešenje sistema nelinearnih jednačina oblika:

$$\varphi = \omega t \quad (5)$$

gde je ω ugaona brzina obrtanja doboša. Veličina ugaone brzine je za sada nepoznata, ali ako se pokaže da je ona rešenje jednačina i da je konstantna može se potražiti njena vrednost.

Ukoliko je obrtanje doboša ravnomerno, to znači da je $\omega = \text{const.}$ i predstavlja rešenje jednačine (4), pa jednačina (2) dobija izgled:

$$\ddot{y} + 2\varepsilon\dot{y} + p^2y = p^2r \sin \omega t + g \quad (6)$$

Rešenje ove jednačine poznato je i glasi:

$$y = \frac{r}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \frac{4\varepsilon^2\omega^2}{p^2}}} \sin(\omega t + \alpha) + \frac{g}{p^2} \quad (7)$$

gde je α fazni pomak i određuje se odnosom $\text{tg } \alpha = -\frac{2\varepsilon \omega p}{p^2 - \omega^2}$.

Treba proveriti da li pretpostavljeno rešenje zadovoljava i jednačinu (4). Iz uslova da je $\omega = \text{const.}$ sledi da je $\ddot{\varphi} = 0$, pa u pomenutoj jednačini otpada izraz $(I + MR^2)\ddot{\varphi}$, a ostaje samo $-c(y - r \sin \varphi)r \cos \varphi$ koje, kada se uvrsti dobijeno rešenje za y , poprima oblik:

$$-c(y - r \sin \varphi)r \cos \varphi =$$

$$=-c \left[\frac{r \sin(\omega t + \alpha)}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \frac{4\varepsilon^2 \omega^2}{p^2}}} + \frac{g}{p^2} r \sin \omega t \right] r \cos \omega t \quad (8)$$

Iz izraza (8) vidi se da je dobijena veličina promenljiva, tj. zavisi od vremena, što znači da nije konstantna. Samim tim ona ne zadovoljava jednačinu (4). Odavde proizlazi da je, budući da ne zadovoljava sistem jednačina, ravnomerno spuštanje tereta nemoguće. Ne može se ostvariti konstantna ugaona brzina doboša koja bi spuštala teret konstantnom brzinom.

Dobijeni izraz, ipak, dopušta mogućnost iznalaženja približnog rešenja, tj. iznalaženja takvih vrednosti ugaonih brzina doboša, a time i brzine spuštanja tereta, koje bi, u nekom dopuštenom dijapazonu promena brzina, mogle da zadovolje praktične zahteve spuštanja. To se postiže primenom usrednjavanja izraza (8) i njegovim izjednačavanjem sa desnim delom polazne jednačine (4). Postupak usrednjavanja često se koristi u savremenoj teoriji rešavanja nelinearnih jednačina.

Ideja usrednjavanja veličina sastoji se u tome da se najpre u posmatranom izrazu ustanove veličine koje se menjaju tokom vremena, pa se one u tim izrazima zamene svojim srednjim vrednostima, koje postupkom usrednjavanja postaju konstantne veličine. Srednje vrednosti tih veličina računaju se za vreme jedne svoje periode promena. Tako će se, kada se izraz (8) oslobodi zagrade, ustanoviti da u njemu figurišu funkcije: $\sin \omega t \cdot \cos \omega t$, $\cos \omega t$ i $\cos^2 \omega t$. Kako je period promena ovih funkcija $T = \frac{2\pi}{\omega}$, srednja vrednost

se nalazi kao: $\frac{1}{T} \int_0^T \sin \omega t \cdot dt$,

$$\frac{1}{T} \int_0^T \sin \omega t \cdot \cos \omega t \, dt, \quad \text{i} \quad \frac{1}{T} \int_0^T \cos^2 \omega t \cdot dt.$$

Srednja vrednost prvog integrala biće:

$$\frac{1}{T} \int_0^T \sin \omega t \cdot dt = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \omega \sin \omega t \, dt = 0.$$

Izračunavanjem srednjih vrednosti i ostala dva integrala dobija se:

$$\frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \sin \omega t \cdot \cos \omega t \, dt = 0 \quad \text{i}$$

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \omega \cos^2 \omega t \, dt = \frac{1}{2}. \quad \text{Ovim postupkom}$$

nađene su srednje vrednosti koje će se uvesti u izraz (8) umesto stvarnih vrednosti. Tako će se dobiti novi oblik izraza:

$$-\frac{cr^2}{2\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \frac{4\varepsilon^2 \omega^2}{p^2}}} \sin \alpha \quad (9)$$

Korišćenjem trigonometrijske veze:

$$1 + \operatorname{ctg}^2 \alpha = \frac{1}{\sin^2 \alpha} \quad \text{i izraza}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = -\frac{2\varepsilon \omega p}{p^2 - \omega^2} \quad \text{nalazi se vrednost } \sin \alpha,$$

a njegovim uvrštavanjem u izraz (9) dobija se novi i konačni oblik izraza (9) koji je jednak desnom delu jednačine (4), odnosno:

$$\frac{c\varepsilon r^2 \omega}{p \left[\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + \frac{4\varepsilon^2 \omega^2}{p^2} \right]} = \operatorname{MgR}$$

Jednostavnim sređivanjem, koje se odnosi na to da se sređivanjem izraza

dobije jedna strana sastavljena od konstantnih vrednosti, u ovom slučaju desna strana izraza, a druga od promenljive veličine, dobija se novi oblik:

$$\frac{\varepsilon \omega}{p \left[\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2} \right)^2 + \frac{4\varepsilon^2 \omega^2}{p^2} \right]} = \frac{MgR}{cr^2} \quad (10)$$

Dobijen izraz predstavlja jednačinu u čijem se rešenju nalazi ugaona brzina doboša, što je i bio postavljeni zadatak. Iz izraza se vidi da tražena vrednost ugaone brzine nije linearno definisana, tj. da se tražena ugaona brzina nalazi stepenovana u izrazu, pa treba očekivati višeznačno rešenje.

Ovakvi problemi često se rešavaju grafičkom metodom koja se sastoji u tome da se nacrtaju grafici leve strane jednačine (10) i preko njega povuče prava koja predstavlja konstantnu vrednost desne strane izraza. U konkretnom slučaju nacrtaju se grafici izraza:

$$z = \frac{\varepsilon \omega}{p \left[\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2} \right)^2 + \frac{4\varepsilon^2 \omega^2}{p^2} \right]} \quad (11)$$

čiji je izgled prikazan na slici 2. Sada se preko te slike nacrtaju horizontalna prava koja predstavlja desni deo izraza.

$$z' = \frac{MgR}{cr^2}$$

Presečne tačke ovih dvaju grafika daju tražena rešenja za ugaonu brzinu doboša.

Na slici 2 prikazano je grafičko rešenje jednačine (10). Sa grafikona se najpre može ustanoviti da sa povećanjem momenta tereta MgR horizontalna prava koja predstavlja konstantu postaje viša,

tako da se može desiti da za neke vrednosti bude iznad grafikona promenljive veličine, odnosno da taj grafikon uopšte ne preseca. U tom slučaju ne postoji rešenje jednačine (10), a pretpostavka da je $\omega = \text{const.}$ ni približno nije opravdana, tj. spuštanje tereta ravnomerno ili približno ravnomerno nije moguće.

Sl. 2 – Grafička metoda rešavanja problema

Niže vrednosti ova prava može dobiti ukoliko se poveća radijus kolena, poveća krutost opruge ili oba zajedno.

Da bi regulator obavljao svoj zadatak potrebno je pravu spustiti dovoljno nisko da bi došlo do presecanja grafikona. Kada su parametri tako odabrani da dolazi do presecanja ovih dvaju grafika uočavaju se dva presečna mesta koja predstavljaju dva rešenja jednačine. Jedno sa manjom vrednošću ugaone brzine, a drugo sa većom. Sada se postavlja pitanje koje od ta dva rešenja predstavlja ono pravo i prihvatljivo rešenje, odnosno sa kojim rešenjem će uređaj stabilno raditi?

Radi procene stabilnosti rešenja razmatra se jednačina (4) i u nju uvrštava se $\ddot{\phi} = \dot{\omega}$. Nakon kraćeg sređivanja dobija se da je:

$$\frac{I + MR^2}{cr^2} \dot{\omega} = \frac{MgR}{cr^2} - \frac{\varepsilon \omega}{p \left[\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2} \right)^2 + \frac{4\varepsilon^2 \omega^2}{p^2} \right]},$$

ili jednostavnije:

$$\frac{I + MR^2}{cr^2} \dot{\omega} = z' - z \quad (12)$$

Iz uslova stabilnosti rešenja, za $\omega = \omega_1$ ili $\omega = \omega_2$ znači da su obe strane, i z' i z , jednake. Ali, šta će se dogoditi, na primer, ukoliko je stvarna ugaona brzina ω nešto manja, i iznosi $\omega_1 - \Delta\omega_1$. Kako se vidi sa slike 2 $z' > z$, pa u tom slučaju, iz jednačine (12), sledi da je i $\dot{\omega} > 0$, tj. ugaona brzina obrtanja doboša se povećava i teži ugaonoj brzini ω_1 .

Ukoliko je ω nešto veća, na primer $\omega_1 + \Delta\omega_1$, sa slike se vidi da je i $z > z'$, pa se za te uslove dobija da je $\dot{\omega} < 0$, što znači da ugaona brzina smanjuje svoju vrednost težeći brzini ω_1 .

Iz svega navedenog može se lako zaključiti da je takvo rešenje ugaone brzine stabilno.

Primenom istog principa analize, ali sada za ugaonu brzinu ω_2 kao rešenja jednačine, može se ustanoviti da je to rešenje nestabilno, jer neprestano divergira; ili se smanjuje ukoliko je ugaona brzina bila manja od rešenja ω_2 ili se povećava ukoliko je ta brzina bila veća od ω_2 .

Ovakvim radom regulator Buassa-Sarda može da obezbedi prihvatljivo ravnomerno spuštanje tereta pod uslovom da se ne postigne ugaona brzina bliska vrednosti ω_2 . Stabilan rad regulatora može se postići radom u okolini manjeg korena jednačine (10).

Mada drugo rešenje ω_2 nema nikakvo praktično značenje, u stvarnosti ono predstavlja određen interes radi određivanja granica dopuštenih poremećaja

ugaone brzine. Stacionarni režim može se očekivati kada se ostvari okretanje doboša ugaonom brzinom $\omega = \omega_1$, kada su dopušteni mali poremećaji ugaone brzine. Ukoliko ti poremećaji postanu toliko veliki da se približe vrednosti ugaone brzine ω_2 , ili je prevaziđu, ugaona brzina će početi neograničeno da raste. Stoga je potrebno da rešenja ugaonih brzina ω_1 i ω_2 budu na dovoljno velikom razmaku, kako se i pri pojavi malih poremećaja ne bi približile. Ukoliko se desi da je $\omega_1 = \omega_2$, sistem postaje polustabilan. Za stabilan rad uređaja potrebno je da prava z' bude što niže kako bi se obezbedila dovoljna razlika između ugaonih brzina. Opisana problematika najbolje se može prikazati na primeru.

Numerički primer

Potrebno je spustiti teret mase $M = 7500$ kg pomoću doboša čiji poluprečnik iznosi $R = 0,2$ m. Brzinu spuštanja kontroliše regulator Buassa-Sarda koji ima sledeće karakteristike: koeficijent viskoznog prigušenja iznosi $\mu = 150$ Ns/m, krutost opruge $c = 20 \cdot 10^3$ N/m, masa $m = 10$ kg i radijus kolena $r = 0,5$ m.

Za postavljene konstrukcione uslove uređaja za spuštanje tereta potrebno je odrediti vrednost ugaone brzine doboša ili broj obrtaja u minuti kojim bi se obezbeđivala približno ravnomerna i stabilna brzina spuštanja.

Prema datim podacima najpre se izračunava pomoćna veličina. Izračunava se maksimalna vrednost $z_{\max}$, i iz nje vrednost maksimalnog poluprečnika doboša. Ukoliko je dobijena vrednost veća od stvarne vrednosti doboša, to je dobar znak da će prava z' biti negde ispod temena krive z , tj. postojaće rešenja za ω_1 i ω_2 i treba ih potražiti. Ukoliko se

pokaže da je vrednost maksimalnog prečnika manja nego što je to zadati prečnik doboša, prava z' neće nigde seći krivu z , pa je potrebno izvršiti korekciju zadatih veličina, tako da se ispuni uslov da maksimalna vrednost poluprečnika bude veća od zadate vrednosti poluprečnika doboša.

Sada se, zadajući vrednosti ugaone brzine u rad/s po nekoj zakonitosti, ili proizvoljno po nekom koraku, izračunavaju za svaku zadatu vrednost ugaone brzine ordinate krive z po navedenom obrascu, i crta kriva:

$$z = \frac{\varepsilon \omega}{p \left[\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2} \right)^2 + \frac{4\varepsilon^2 \omega^2}{p^2} \right]}$$

Proračun navedenog primera izveden je u programu MATLAB prema sledećem:

```
m = 100;
c = 20e + 03;
mi = 150;
mt = 7 500;
g = 9,81;
rd = 0,2;
r = 0,5;
p = sqrt(c/m);
eps = mi/2*m*p;
om = 10 : 0,01 : 18;
z = eps*om./(p*((1 - (om.^2/p^2)).^2 + 4*eps^2*om.^2/p^2));
om = om';
z = z';
rr = c*(r^2)*max(z)/(mt*g);
plot(om,z);
zd = mt*g*rd/(c*r^2);
a1 = zd/(p^3);
b1 = 2*zd*(2*eps^2-1)/p;
c1 = -eps;
d1 = zd*p;
koef = [a1 0 b1 c1 d1];
nul = roots(koef);
```

Dobijeni rezultat pokazuje da vrednost maksimalnog poluprečnika doboša (rr) iznosi 0,32 m, što je veće od zadate vrednosti doboša (rd) 0,2 m, pa ima razloga da se potraže vrednosti ugaonih brzina.

Vrednosti ovih brzina nalaze se iz uslova jednakosti z i z' koje su izračunate za stvarnu vrednost poluprečnika doboša. Jednačina koja se pri tome dobija je četvrtog stepena i daje četiri korena. Samo dva realna korena predstavljaju prava rešenja.

nul = (nule funkcije)

14.7043

-14.1223 + 1.2107i

-14.1223 - 1.2107i

13.5402

»zd (vrednost izraza z' za stvarne podatke regulatora)

zd = 2.9430

Sl. 3 – Dijagram za konkretne vrednosti

Iz dobijenih vrednosti za nule funkcija samo vrednosti 13,54 i 14,7 rad/s odgovaraju stvarnosti. Za stabilan rad regulatora treba obezbediti područje ugaone brzine koje se kreće oko 13,54 rad/s, što odgovara 129,29 o/min. Dobijena vrednost ugaone brzine odgovara brzini spuštanja tereta 2,7 m/s.

Druga vrednost ugaone brzine, 14,7 rad/s ili 140,4 o/min ukazuje na to da su ove dve brzine vrlo blizu jedna drugoj i da treba biti oprezan u odlučivanju da li takav uređaj može pouzdano da radi. Ukoliko se posumnja u to, mogu se, radi postizanja veće sigurnosti, korigovati zadate veličine uređaja, menjanjem pojedinih konstrukcionih veličina kako bi se dobila veća razlika u brojevima obrtaja, odnosno ugaonih brzina. To se rešava ponovnim proračunom sa izmenjenim podacima. Proces proračuna ponavlja se sve dok se ne dobiju zadovoljavajući rezultati.

Prikazani primer može se i drugačije definisati: zadata je brzina spuštanja tereta koja je u funkciji njegove osetljivosti, pa je potrebno da se na osnovu tog podatka definišu osnovne veličine uređaja koji bi obezbedio stabilno spuštanje. Proces proračuna u tim uslovima rešava se obrnutim redom.

Zaključak

Velike terete često je potrebno spustiti na niži nivo. Za to se koriste različiti

uređaji, ali vrlo često je u upotrebi jednostavan uređaj sastavljen od doboša preko kojeg je namotano uže na čijem jednom kraju visi teret koji treba spuštati. Da bi se obezbedilo ravnomerno spuštanje tereta koristi se regulator Buassa-Sarda. U radu je analiziran rad ovog regulatora i na primeru ukazano na proračun važnijih dimenzija kompletnog uređaja koji bi obezbedio stabilno spuštanje tereta. Postupkom ponavljanja proračuna, za svaku izmenjenu ulaznu veličinu uređaja istražuju se najpovoljnije konstrukcione veličine uređaja koji će stabilno raditi.

Literatura:

- [1] Rašković, D.: Teorija oscilacija, Naučna knjiga, Beograd, 1965.
- [2] Rašković, D.: Otpornost materijala, Naučna knjiga, Beograd, 1965.
- [3] Пановко, Я. Г., Губанова, И. И.: Устойчивость и колебания упругих систем, Наука, Москва, 1967.
- [4] Novacki, V.: Dinamika elastičnih sistema, Građevinska knjiga, Beograd, 1966.