

ANALIZA KARAKTERISTIKA STRUJANJA RADNE TEČNOSTI KROZ PRVI STEPEN HIDRAULIČNOG POJAČANJA U STACIONARNOM REŽIMU RADA DVOSTEPENOG ELEKTROHIDRAULIČNOG SERVORAZVODNIKA

Dušan Gordić, Milun Babić, Dobrica Milovanović, Vanja Šušteršić*

Prvi stepen hidrauličnog pojačanja dvostepenih elektrohidrauličnih servorazvodnika, izvodi se kao ventil tipa mlaznik-odbojna pločica sa dva mlaznika. U radu su izvedeni matematički izrazi koji opisuju ponašanje ovog ventila za stacionarni režim rada servorazvodnika, u kojem razvodni klip drugog stepena miruje i nema protoka kroz dijagonalu opterećenja. Korišćenjem navedenih izraza, analizirane su dijagramske zavisnosti sledećih veličina: pritiska na izlazu iz mlaznika, razlike upravljačkih pritisaka i gubitka snage u prvom stepenu hidrauličnog pojačanja, od hoda odbojne pločice, za različite odnose hidrauličnih provodnosti prigušnih otvora. Navedena analiza obezbeđuje izbor geometrije prigušnog otvora u odvodnom vodu, koja omogućava dobijanje zahtevanih karakteristika analiziranog servorazvodnika.

Ključne reči: mlaznik-odbojna pločica, servorazvodnik, hidraulična provodnost

*Analysis of Characteristics of Working Fluid Flow through the First Stage in Steady State
Regime of Two-Stage Electrohydraulic Servovalve*

The first stage of hydraulic amplification in two-stage electro-hydraulic servovalve is flapper-nozzle valve with two nozzles. In this paper mathematical relations that describe behavior of this valve in the steady state regime of servovalve are shown. In this regime second stage spool is in rest and there are no flow through the diagonal of load. Using the obtained equations, diagrammatic presentations of following quantities: nozzle exit pressure, difference of the control pressures and power loss in the first stage, as the functions of flapper movement are shown. This analysis enables selection of geometry of orifice in return line that enables derivation of demanded characteristics of analyzed servovalve.

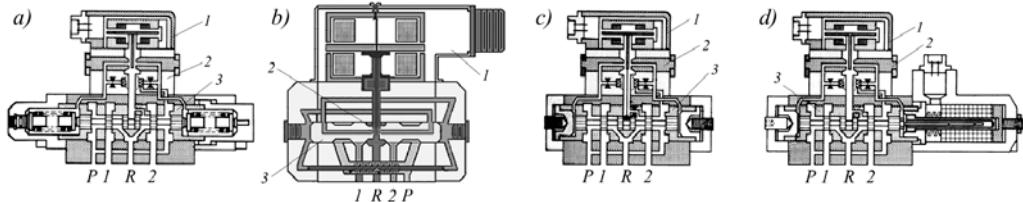
Keywords: flapper-nozzle valve, servovalve, hydraulic conductivity

* Dušan Gordić, Kragujevac, Mašinski fakultet Kragujevac, gordic@ptt.yu,
Prof. Dr Milun Babić, Kragujevac, Mašinski fakultet Kragujevac, nastasija@ptt.yu,
V.red. prof. Dr Dobrica Milovanović, Kragujevac, Mašinski fakultet Kragujevac,
dobrica@knez.uis.kg.ac.yu

Mr Vanja Šušteršić, Kragujevac, Mašinski fakultet Kragujevac, vanjas@knez.uis.kg.ac.yu,

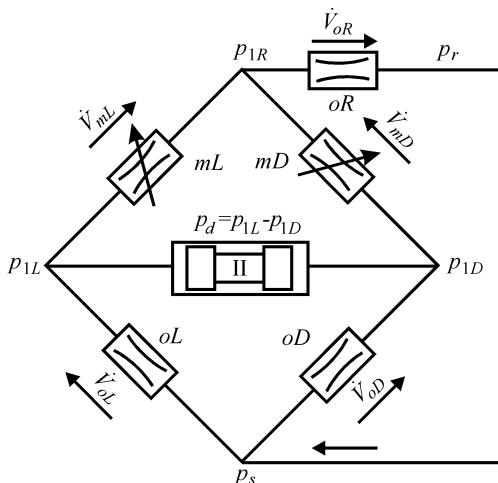
1.0 UVOD

Prvi stepen hidrauličnog pojačanja dvostepenih elektorhidrauličnih servorazvodnika (slika 1), izvodi se kao ventil tipa mlaznik-odbojna pločica sa dva mlaznika.



Slika 1 Dvostepeni elektrohidraulični servorazvodnici sa

a) oprugama koje centriraju klip, b) direktnom v) mehaničkom, g) električnom povratnom spregom, 1 - momentni motor, 2 - prvi stepen i 3 - drugi stepen hidrauličnog pojačanja, P - priključak pumpnog voda, R - priključak rezervoara, 1, 2 - priključci izvršnog organa



Slika 2 Šema prvog stepena hidrauličnog pojačanja

\$oL\$ i \$oD\$ - levi i desni konstantni prigušnik,
\$oR\$ - konstantni prigušnik u odvodnom vodu,
\$mL\$ i \$mD\$ - levi i desni promenljivi prigušnik
(mlaznik - odbojna pločica), II - drugi stepen

klip drugog stepena miruje i nema protoka kroz dijagonalu opterećenja. Za taj režim, primjenjujući jednačinu kontinuiteta [2] na hidraulični most (slika 2), uz zanemarivanje volumetrijskih gubitaka kroz radikalne zazore između klipa i tela razvodnika drugog stepena, mogu se pisati sledeći izrazi za zapremske protoke:

$$\dot{V}_{oL} = \dot{V}_{mL}, \quad (1)$$

$$\dot{V}_{oD} = \dot{V}_{mD}, \quad (2)$$

$$\dot{V}_{oR} = \dot{V}_{mL} + \dot{V}_{mD} = \dot{V}_{oL} + \dot{V}_{oD}, \quad (3)$$

gde su:

To je kombinacija četiri prigušnika (dva konstantna - \$oL\$ i \$oD\$ i dva promenljiva - \$mL\$ i \$mD\$) u redno-paralelnoj vezi (hidraulični most), u čijoj se dijagonali opterećenja nalazi razvodni klip drugog stepena hidrauličnog pojačanja -II. Iz razloga smanjenja volumetrijskih gubitaka i eliminisanja pojave kavitacije, obično se u odvodnom vodu prvog stepena dodaje još jedan konstantni prigušnik - \$oR\$. Ako se zanemare usputni i lokalni gubici pritiska, strujanje radne tečnosti kroz prostor prvog stepena, može se šematski prikazati hidrauličnim mostom na slici 2.

2.0 JEDNAČINE STRUJANJA RADNE TEČNOSTI KROZ PROSTOR PRVOG STEPENA

U stacionarnom režimu rada servorazvodnika, u kojem nijedna fizička veličina nije funkcija vremena, razvodni klip drugog stepena miruje i nema protoka kroz dijagonalu opterećenja. Za taj režim,

sistematički zanemariti se može da je volumetrijski gubici kroz radikalne zazore između klipa i tela razvodnika drugog stepena, nula. U tom slučaju, jednačine kontinuiteta (1) do (3) postaju:

$$\dot{V}_{oL} = \dot{V}_{mL}, \quad (1)$$

$$\dot{V}_{oD} = \dot{V}_{mD}, \quad (2)$$

$$\dot{V}_{oR} = \dot{V}_{mL} + \dot{V}_{mD} = \dot{V}_{oL} + \dot{V}_{oD}, \quad (3)$$

Analiza karakteristika strujanja radne tečnosti kroz prvi stepen hidrauličnog pojačanja u stacionarnom režimu rada dvostepenog elektrohidrauličnog servorazvodnika

- $\dot{V}_{oL}, \dot{V}_{oD}$ [m³/s] - zapreminska protoka kroz levi, desni konstantni prigušnik,
- $\dot{V}_{mL}, \dot{V}_{mD}$ [m³/s] - zapreminska protoka kroz levi, desni promenljivi prigušnik
- \dot{V}_{oR} [m³/s] - zapreminska protoka kroz konstantni prigušnik u odvodnom vodu.

Ako se posmatraju oznake na šemi sa slike 2, za zapreminske protoke kroz konstantne prigušnike, mogu se pisati sledeći izrazi [1]:

$$\dot{V}_{oL} = K_{oL} \cdot 1/4 \cdot d_{oLD}^2 \cdot \pi \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{p_s - p_{1L}} = \sigma_{oL} \cdot \sqrt{p_s - p_{1L}}, \quad (4)$$

$$\dot{V}_{oD} = K_{oD} \cdot 1/4 \cdot d_{oLD}^2 \cdot \pi \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{p_s - p_{1D}} = \sigma_{oD} \cdot \sqrt{p_s - p_{1D}}, \quad (5)$$

$$\dot{V}_{oR} = K_{oR} \cdot 1/4 \cdot d_{oR}^2 \cdot \pi \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{p_{1R} - p_r} = \sigma_{oR} \cdot \sqrt{p_{1R} - p_r}, \quad (6)$$

u kojima su:

- K_{oL}, K_{oD} [-] - koeficijent protoka levog, desnog konstantnog prigušnika,
- K_{oR} [-] - koeficijent protoka konstantnog prigušnika u odvodnom vodu,
- ρ [kg/m³] - gustina radne tečnosti,
- p_s [Pa] - pritisak napajanja radne tečnosti,
- p_{1L}, p_{1D} [Pa] - pritisak radne tečnosti u levom, desnem mlazniku,
- p_{1R} [Pa] - pritisak radne tečnosti po izlazu iz mlaznika,
- p_r [Pa] - pritisak radne tečnosti na izlazu iz prigušnika odvodnog voda,
- d_{oLD} [m] - prečnik otvora levog, odnosno desnog, konstantnog prigušnika,
- d_{oR} [m] - prečnik otvora konstantnog prigušnika u odvodnom vodu,
- A_{oLD} [m²] - protočna površina levog, odnosno desnog, konstantnog prigušnika,
- A_{oR} [m²] - protočna površina konstantnog prigušnika u odvodnom vodu,
- σ_{oL}, σ_{oD} [m³/sPa^{0.5}] - hidraulična provodnost levog, desnog konstantnog prigušnika,
- σ_{oR} [m³/sPa^{0.5}] - hidraulična provodnost konstantnog prigušnika u odvodnom vodu.

Pošto se razvodni ventili tipa mlaznik - odbojna pločica izvode tako da se odbojna pločica nalazi na relativno malom udaljenju od vrhova dva jednaka mlaznika, smatra se da je strujanje radne tečnosti kroz promenljivi prigušni otvor na izlazu iz mlaznika, određeno protočnom površinom oblika omotača cilindra. Na taj način se, pretpostavljajući da je pomeranje odbojne pločice u stranu levog mlaznika označeno kao pozitivno, mogu pisati izrazi:

$$\dot{V}_{mL} = K_{mL} \cdot d_m \cdot \pi \cdot (x_0 - x) \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{p_{1L} - p_{1R}} = \sigma_{m0L} \cdot (1 - x/x_0) \cdot \sqrt{p_{1L} - p_{1R}}, \quad (7)$$

$$\dot{V}_{mD} = K_{mD} \cdot d_m \cdot \pi \cdot (x_0 + x) \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{p_{1D} - p_{1R}} = \sigma_{m0D} \cdot (1 + x/x_0) \cdot \sqrt{p_{1D} - p_{1R}}. \quad (8)$$

gde su:

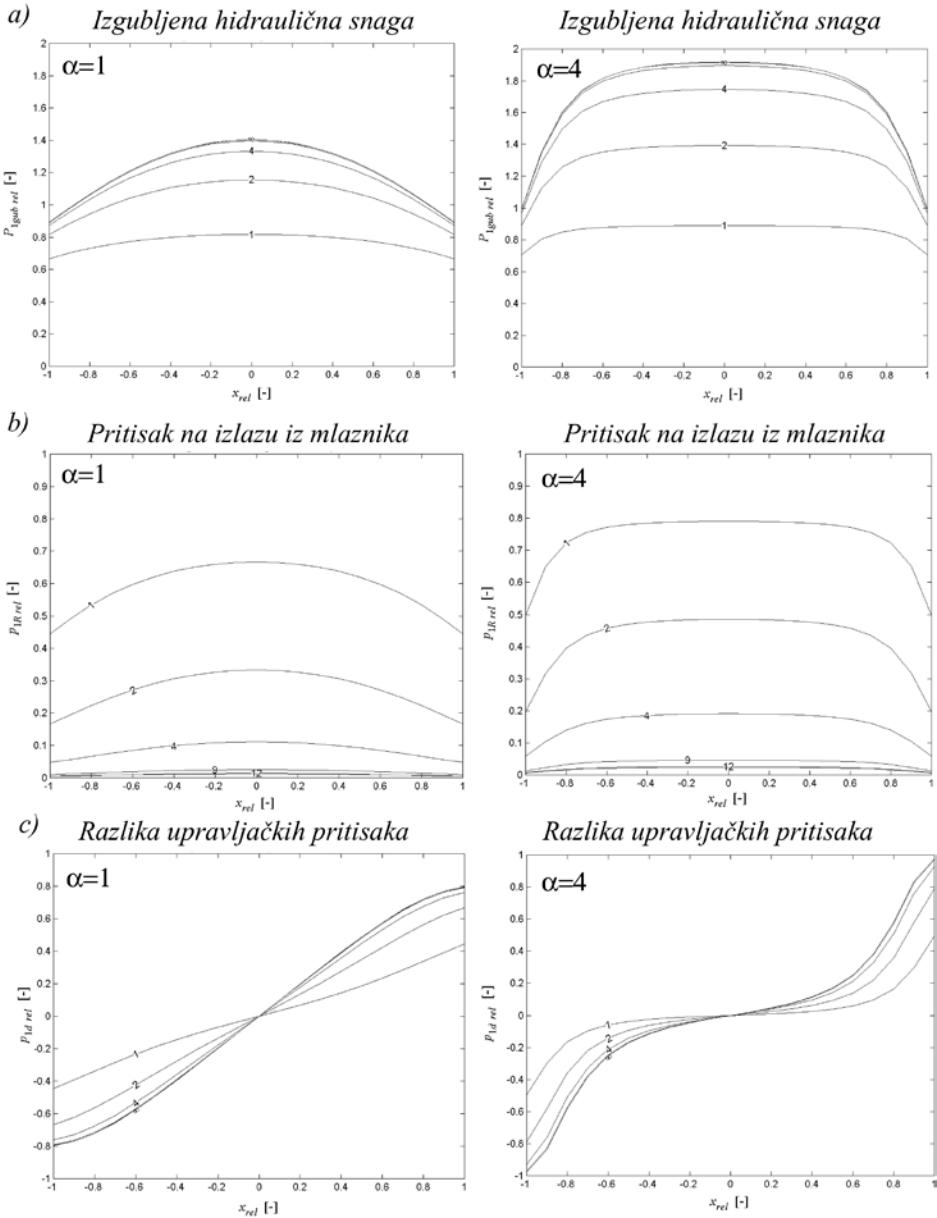
- K_{mL}, K_{mD} [-] - koeficijent protoka levog, desnog promenljivog prigušnika,
- d_m [m] - prečnik mlaznika,
- x_0 [m] - ravnotežno odstojanje odbojne pločice od vrhova mlaznika,
- x [m] - pomeranje vrha odbojne pločice od ravnotežnog položaja,
- $\sigma_{m0L}, \sigma_{m0D}$ [m³/sPa^{0.5}] - hidraulična provodnost levog, desnog promenljivog prigušnika u ravnotežnom položaju.

U analizama je uobičajena pretpostavka da su, zbog simetričnosti prigušnih otvora, koeficijenti protoka odgovarajućih konstantnih i promenljivih, levih i desnih prigušnih otvora jednaki. Samim tim, jednake su i hidraulične provodnosti:

$$\sigma_{oL} = \sigma_{oD} = \sigma_{oLD} \text{ i } \sigma_{m0L} = \sigma_{m0D} = \sigma_{m0}. \quad (9)$$

Zamenjujući izraze za zapreminske protoke (4)÷(8) u izraze (1)÷(3), uz korišćenje pretpostavke

(9) i zanemarivanje pritiska na izlazu iz prigušnika odvodnog voda p_r , jer je, kao atmosferski, mnogo manji od pritiska napajanja p_s , dobijaju se izrazi:



Slika 3 Uporedne dijagramske zavisnosti relativnih veličina: a) izgubljene hidraulične snage, b) pritiska na izlazu iz mlaznika, c) razlike upravljačkih pritisaka prvog stepena hidrauličnog pojačanja od relativnog hoda odbojne pločice, za dve karakteristične vrednosti koeficijenta α - $\alpha=1 \ \alpha=4$ i različite vrednosti koeficijenta β

Analiza karakteristika strujanja radne tečnosti kroz prvi stepen hidrauličnog pojačanja u stacionarnom režimu rada dvostepenog elektrohidrauličnog servorazvodnika

$$\sigma_{oLD} \cdot \sqrt{p_s - p_{1L}} = \sigma_{m0} \cdot (1 - x/x_0) \cdot \sqrt{p_{1L} - p_{1R}}, \quad (10)$$

$$\sigma_{oLD} \cdot \sqrt{p_s - p_{1D}} = \sigma_{m0} \cdot (1 + x/x_0) \cdot \sqrt{p_{1D} - p_{1R}}, \quad (11)$$

$$\sigma_{oR} \cdot \sqrt{p_{1R} - p_r} = \sigma_{oLD} \cdot \sqrt{p_s - p_{1L}} + \sigma_{oLD} \cdot \sqrt{p_s - p_{1D}}. \quad (12)$$

Prethodni izrazi se, radi dalje analize, predstavljaju u bezdimenzijskom obliku:

$$\sqrt{1 - p_{1Lrel}} = \alpha \cdot (1 - x_{rel}) \cdot \sqrt{p_{1Lrel} - p_{1Rrel}}, \quad (13)$$

$$\sqrt{1 - p_{1Drel}} = \alpha \cdot (1 + x_{rel}) \cdot \sqrt{p_{1Drel} - p_{1Rrel}}, \quad (14)$$

$$\beta \cdot \sqrt{p_{1Rrel}} = \sqrt{1 - p_{1Lrel}} + \sqrt{1 - p_{1Drel}}, \quad (15)$$

pri čemu se koeficijenti α i β definisu kao odnosi hidrauličnih provodnosti:

$$\alpha = \sigma_{m0} / \sigma_{oLD}, \quad \beta = \sigma_{oR} / \sigma_{oLD}, \text{ a vrednosti relativnih veličina:}$$

$$p_{1Lrel} = p_{1L} / p_s, \quad p_{1Drel} = p_{1D} / p_s, \quad p_{1Rrel} = p_{1R} / p_s, \quad x_{rel} = x / x_0.$$

Rešavanjem sistema jednačina (13)÷(15), dobijaju se izrazi za bezdimenzijske pritiske:

$$p_{1Rrel} = \frac{\frac{\alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2}{1 + \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2} + \frac{\alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2}{1 + \alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2} + \frac{2 \cdot \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel}^2)}{\sqrt{1 + \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2} \cdot \sqrt{1 + \alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2}}}{\beta^2 + \frac{\alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2}{1 + \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2} + \frac{\alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2}{1 + \alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2} + \frac{2 \cdot \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel}^2)}{\sqrt{1 + \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2} \cdot \sqrt{1 + \alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2}}}, \quad (16)$$

$$p_{1Lrel} = (1 + \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2 \cdot p_{1Rrel}) / (1 + \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2), \quad (17)$$

$$p_{1Drel} = (1 + \alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2 \cdot p_{1Rrel}) / (1 + \alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2). \quad (18)$$

Razlika upravljačkih pritisaka, p_{1d} [Pa], koja se vodi na drugi stepen hidrauličnog pojačanja, predstavlja razliku pritisaka u levom i desnom mlazniku:

$$p_{1d} = p_{1L} - p_{1D}. \quad (19)$$

Razlika upravljačkih pritisaka se može predstaviti u bezdimenzijskom obliku kao:

$$p_{1drel} = p_{1d} / p_s = p_{1Lrel} - p_{1Drel}. \quad (20)$$

Gubitak hidraulične snage u prvom stepenu hidrauličnog pojačanja, ΔP_{1gub} [W], je:

$$\Delta P_{1gub} = \dot{V}_{oR} \cdot (p_s - p_r). \quad (21)$$

Uz zanemarivanje pritiska p_r , može se prikazati u bezdimenzijskom obliku kao:

$$\Delta P_{1gubrel} = \Delta P_{1gub} / (\sigma_{oLD} \cdot \sqrt{p_s} \cdot p_s) = \beta \cdot \sqrt{p_{1Rrel}}. \quad (22)$$

3.0 ANALIZA UTICAJA ODNOSA HIDRAULIČNIH PROVODNOSTI PRIGU[NIH OTVORA NA KARAKTERISTIKE PRVOG STEPENA

Kod servorazvodnika sa mehaničkom povratnom spregom, uobičajene vrednosti koeficijenta α se kreću oko 1, što se i vidi iz tabele 1. Geometrija servorazvodnika sa direktnom povratnom spregom je takva, da koeficijent α ima nešto veće vrednosti koja ide i do $\alpha=4$ [3]. Prigušnik u odvodnom vodu se izvodi sa nešto većim prečnikom od prečnika levog i desnog konstantnog prigušnog otvora. Različiti proizvođači koriste različite vrednosti koeficijenta β , a samim tim i različite odnose prečnika navedenih konstantnih prigušnih otvora, jer koeficijent

β direktno zavisi od odnosa prečnika ovih otvora. Pri tome treba očekivati da je vrednost $\beta < 12$, što odgovara maksimalnom odnosu prečnika d_{oR}/d_{oLD} nešto većem od 3. Inače, kod servorazvodnika koji nema prigušnog otvora u odvodnom vodu, koeficijent $\beta \rightarrow \infty$.

Proizvodač	Tip povratne sprege	Izvor	α	β
Ultra Hydraulics (4551)	Mehanička	[4]	0,8 – 1,2	3,61- 11,1
Moog 77	Mehanička	[5]	0,94	3,27
Moog	Električna+Mehanička	[6]	1 – 1,41	2,83 – 4,9
	Mehanička	[2]	1,01	4,2

Tabela 1 Vrednosti koeficijenata α i β za različite tipove servorazvodnika dobijene izračunavanjem korišćenjem odgovarajućih literaturnih podataka

Korišćenjem izraza (16)÷(18), (20) i (22), dobijene su dijagramske zavisnosti sledećih relativnih veličina: pritiska na izlazu iz mlaznika, razlike upravljačkih pritisaka prvog stepena i gubitka hidraulične snage u prvom stepenu, od relativnog hoda odbojne pločice, za izabrane karakteristične vrednosti koeficijenta α ($\alpha=1$, $\alpha=4$) i različite vrednosti koeficijenta β (slika 3).

Analizom dijagrama sa slike 3-a), može se zaključiti da postavljanje prigušnog otvora u odvodnom vodu smanjuje gubitke hidraulične snage prvog stepena hidrauličnog pojačanja. Maksimalni gubici snage, javljaju se u ravnotežnom položaju, a povećanje koeficijenata α i β izaziva povećanje gubitaka snage. Sa druge strane, povećanje prečnika prigušnog otvora u odvodnom vodu (povećanje vrednosti koeficijenta β), uslovjava smanjenje pritiska na izlazu iz mlaznika $p_{1R\ rel}$ do nulte vrednosti, za beskonačne vrednosti koeficijenta β (slika 3 - b)). Manjim vrednostima koeficijenta α , za iste vrednosti koeficijenta β , odgovaraju nešto manje vrednosti pritiska $p_{1R\ rel}$. Manje vrednosti koeficijenta β uslovjavaju smanjenje gradijenta promene razlike upravljačkih pritisaka p_{1drel} (slika 3 - c)), u odnosu na slučaj kada nema prigušnog otvora u odvodnom vodu, što smanjuje sposobnost ubrzavanja i savladavanja otpornih sila razvodnog klipa drugog stepena. Ipak, za uobičajene vrednosti veličina prečnika konstantnih prigušnih otvora prvog stepena, za koje je $\beta \geq 3$, karakteristika razlike upravljačkih pritisaka $p_{1d\ rel}$, ne razlikuje se mnogo od karakteristike za slučaj kada nema prigušnog otvora u odvodnom vodu. Za manje vrednosti koeficijenta α , karakteristika je linearnija, naročito za režime oko nule.

5.0 ZAKLJUČAK

Kao opšti zaključak ove analize, može se konstatovati da se ugradnjom prigušnog otvora u odvodnom vodu, smanjuju gubici snage i povećava pritisak na izlazu iz mlaznika čime se smanjuje mogućnost nastanka kavitacije. Sa druge strane, treba biti obazriv pri izboru dimenzija prigušnog otvora u odvodnom vodu, jer se smanjivanjem njegovog prečnika smanjuje ostvarena razlika upravljačkih pritisaka, koja se vodi na drugi stepen hidrauličnog pojačanja.

LITERATURA

- [1] D. Gordić, **Analiza dvosetepenih elektrohidrauličnih servoventila sa povratnom spregom po položaju razvodnog klipa**, Doktorska disertacija, Maš. fak. Kragujevac, 2002.
- [2] H. Merritt, **Hydraulic Control Systems**, John Wiley & Sons, New York, 1967.
- [3] J. Watton, **The Effect of Drain Orifice Damping on the Performance Characteristics of a Servovalve Flapper/Nozzle Stage**, ASME Journal of DSM&C, Vol.109, No.1, 1987.
- [4] B. Svensson, **Simulation of an Electrohydraulic Servovalve**, LiTH-IKP-Ex-1092, 1993.

Analiza karakteristika strujanja radne tečnosti kroz prvi stepen hidrauličnog pojačanja u stacionarnom režimu rada dvostepenog elektrohidrauličnog servorazvodnika

[5] O. P. van Wel. **The Modeling of an Electrohydraulic Servovalve**, Master's Thesis, Delft University of Technology, Mechanical Engineering System and Control Group, 1992.

[6] G. van Schothorst, **Modeling of Long-Stroke Hydraulic Servo-Systems for Flight Simulator Motion Control and System Design**, Ph.D. Thesis, TU Delft, Netherland, 1997.

5. MEĐUNARODNO SAVJETOVANJE
O DOSTIGNUĆIMA ELEKTRONIKE
I MASINSKE INDUSTRIJE

5th INTERNATIONAL CONFERENCE
ON ACCOMPLISHMENTS
OF ELECTRICAL AND
MECHANICAL INDUSTRIES

BANJA LUKA
DEMI
2002
25/26 APRIL

**ANALIZA KARAKTERISTIKA STRUJANJA RADNE TEČNOSTI
KROZ PRVI STEPEN HIDRAULIČNOG POJAČANJA U
STACIONARNOM REŽIMU RADA DVOSTEPENOG
ELEKTROHIDRAULIČNOG SERVORAZVODNIKA**

Dušan Gordić, Milun Babić, Dobrica Milovanović, Vanja Šušteršić*

Prvi stepen hidrauličnog pojačanja dvostepenih elektrohidrauličnih servorazvodnika, izvodi se kao ventil tipa mlaznik-odbojna pločica sa dva mlaznika. U radu su izvedeni matematički izrazi koji opisuju ponašanje ovog ventila za stacionarni režim rada servorazvodnika, u kojem razvodni klip drugog stepena miruje i nema protoka kroz dijagonalu opterećenja. Korišćenjem navedenih izraza, analizirane su dijagramske zavisnosti sledećih veličina: pritiska na izlazu iz mlaznika, razlike upravljačkih pritisaka i gubitka snage u prvom stepenu hidrauličnog pojačanja, od hoda odbojne pločice, za različite odnose hidrauličnih provodnosti prigušnih otvora. Navedena analiza obezbeđuje izbor geometrije prigušnog otvora u odvodnom vodu, koja omogućava dobijanje zahtevanih karakteristika analiziranog servorazvodnika.

Ključne reči: mlaznik-odbojna pločica, servorazvodnik, hidraulična provodnost

*Analysis of Characteristics of Working Fluid Flow through the First Stage in Steady State
Regime of Two-Stage Electrohydraulic Servovalve*

The first stage of hydraulic amplification in two-stage electro-hydraulic servovalve is flapper-nozzle valve with two nozzles. In this paper mathematical relations that describe behavior of this valve in the steady state regime of servovalve are shown. In this regime second stage spool is in rest and there are no flow through the diagonal of load. Using the obtained equations, diagrammatic presentations of following quantities: nozzle exit pressure, difference of the control pressures and power loss in the first stage, as the functions of flapper movement are shown. This analysis enables selection of geometry of orifice in return line that enables derivation of demanded characteristics of analyzed servovalve.

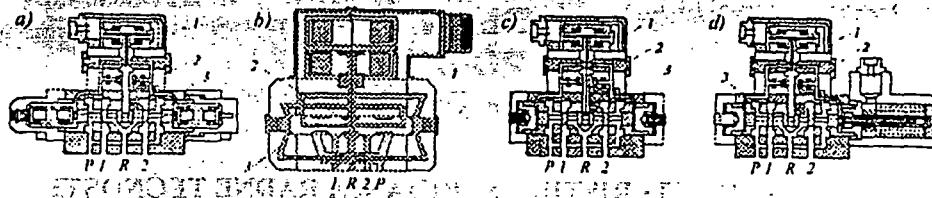
Keywords: flapper-nozzle valve, servovalve, hydraulic conductivity

* Dušan Gordić, Kragujevac, Mašinski fakultet Kragujevac, gordic@ptt.yu,
Prof. Dr Milun Babić, Kragujevac, Mašinski fakultet Kragujevac, nastasija@ptt.yu,
V.red. prof. Dr Dobrica Milovanović, Kragujevac, Mašinski fakultet Kragujevac,
dobrica@kncz.uis.kg.ac.yu

Mr Vanja Šušteršić, Kragujevac, Mašinski fakultet Kragujevac, vanjas@kncz.uis.kg.ac.yu

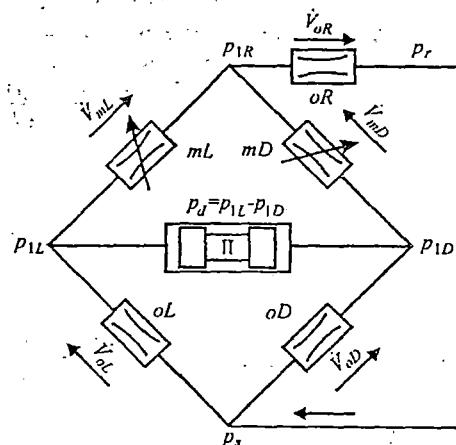
1.0 UVOD

Prvi stepen hidrauličnog pojačanja dvostepenih elektrohidrauličnih servorazvodnika (slika 1), izvodi se kao ventil tipa mlažnik-odbojna pločica sa dva mlažnika.



Slika 1 Dvostepeni elektrohidraulični servorazvodnici sa

- a) oprugama koje centriraju klip,
- b) direktnom v) mehaničkom,
- c) električnom povratnom spregom,
- 1 - momentni motor, 2 - prvi stepen i 3 - drugi stepen hidrauličnog pojačanja,
- P - priključak pumpnog voda, R - priključak rezervoara, I, 2 - priključci izvršnog organa



Slika 2 Šema prvog stepena hidrauličnog pojačanja

- oL i oD - levi i desni konstantni prigušnik,
- oR - konstantni prigušnik u odvodnom vodu,
- mL i mD - levi i desni promenljivi prigušnik (mlažnik - odbojna pločica), II - drugi stepen

kroz dijagonalu opterećenja. Za taj režim, primjenjujući jednačinu kontinuiteta [2] na hidraulični most (slika 2), uz zanemarivanje volumetrijskih gubitaka kroz radikalne zazore između klipa i tela razvodnika drugog stepena, mogu se pisati sledeći izrazi za zapreminske protote:

$$\dot{V}_{oL} = \dot{V}_{mL}, \quad (1)$$

$$\dot{V}_{oD} = \dot{V}_{mD}, \quad (2)$$

$$\dot{V}_{oR} = \dot{V}_{mL} + \dot{V}_{mD} = \dot{V}_{oL} + \dot{V}_{oD}, \quad (3)$$

gde su:

- \dot{V}_{oL} , \dot{V}_{oD} [m^3/s] - zapreminski protok kroz levi, desni konstantni prigušnik,

- \dot{V}_{mL} , \dot{V}_{mD} [m^3/s] - zapreminski protok kroz levi, desni promenljivi prigušnik

- \dot{V}_{oR} [m^3/s] - zapreminski protok kroz konstantni prigušnik u odvodnom vodu.

Ako se posmatraju oznake na šemama sa slike 2, za zapreminske protote kroz konstantne prigušnike, mogu se pisati sledeći izrazi [1]:

$$\dot{V}_{oL} = K_{oL} \cdot 1/4 \cdot d_{oL}^2 \cdot \pi \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{p_s - p_{1L}} = \sigma_{oL} \cdot \sqrt{p_s - p_{1L}}, \quad (4)$$

$$\dot{V}_{oD} = K_{oD} \cdot 1/4 \cdot d_{oD}^2 \cdot \pi \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{p_s - p_{1D}} = \sigma_{oD} \cdot \sqrt{p_s - p_{1D}}, \quad (5)$$

$$\dot{V}_{oR} = K_{oR} \cdot 1/4 \cdot d_{oR}^2 \cdot \pi \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{p_{1R} - p_r} = \sigma_{oR} \cdot \sqrt{p_{1R} - p_r}, \quad (6)$$

u kojima su:

- K_{oL} , K_{oD} [-]
- K_{oR} [-]
- ρ [kg/m^3]
- p_s [Pa]
- p_{1L} , p_{1D} [Pa]
- p_r [Pa]
- d_{oL} [m]
- d_{oP} [m]
- A_{oL} [m^2]
- A_{oP} [m^2]
- σ_{oL} , σ_{oD} [$\text{m}^3/\text{sPa}^{0.5}$]
- σ_{oR} [$\text{m}^3/\text{sPa}^{0.5}$]
- koeficijent protoka levog, desnog konstantnog prigušnika,
- koeficijent protoka konstantnog prigušnika u odvodnom vodu,
- gustina radne tečnosti,
- pritisak napajanja radne tečnosti,
- pritisak radne tečnosti u levom, desnem mlažniku,
- pritisak radne tečnosti po izlazu iz mlažnika,
- pritisak radne tečnosti na izlazu iz prigušnika odvodnog voda,
- prečnik otvora levog, odnosno desnog, konstantnog prigušnika,
- prečnik otvora konstantnog prigušnika u odvodnom vodu,
- protočna površina levog, odnosno desnog, konstantnog prigušnika,
- protočna površina konstantnog prigušnika u odvodnom vodu,
- hidraulična provodnost levog, desnog konstantnog prigušnika,
- hidraulična provodnost konstantnog prigušnika u odvodnom vodu.

Pošto se razvodni ventili tipa mlažnik - odbojna pločica izvode tako da se odbojna pločica nalazi na relativno malom udaljenju od vrhova dva jednakata mlažnika, smatra se da je strujanje radne tečnosti kroz promenljivi prigušni otvor na izlazu iz mlažnika, određeno protočnom površinom oblika omotača cilindra. Na taj način se, pretpostavljajući da je pomeranje odbojne ploče u stranu levog mlažnika označeno kao pozitivno, mogu pisati izrazi:

$$\dot{V}_{mL} = K_{mL} \cdot d_m \cdot \pi \cdot (x_0 - x) \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{p_{1L} - p_{1R}} = \sigma_{m0L} \cdot (1 - x/x_0) \cdot \sqrt{p_{1L} - p_{1R}}, \quad (7)$$

$$\dot{V}_{mD} = K_{mD} \cdot d_m \cdot \pi \cdot (x_0 + x) \cdot \sqrt{2/\rho} \cdot \sqrt{p_{1D} - p_{1R}} = \sigma_{m0D} \cdot (1 + x/x_0) \cdot \sqrt{p_{1D} - p_{1R}}, \quad (8)$$

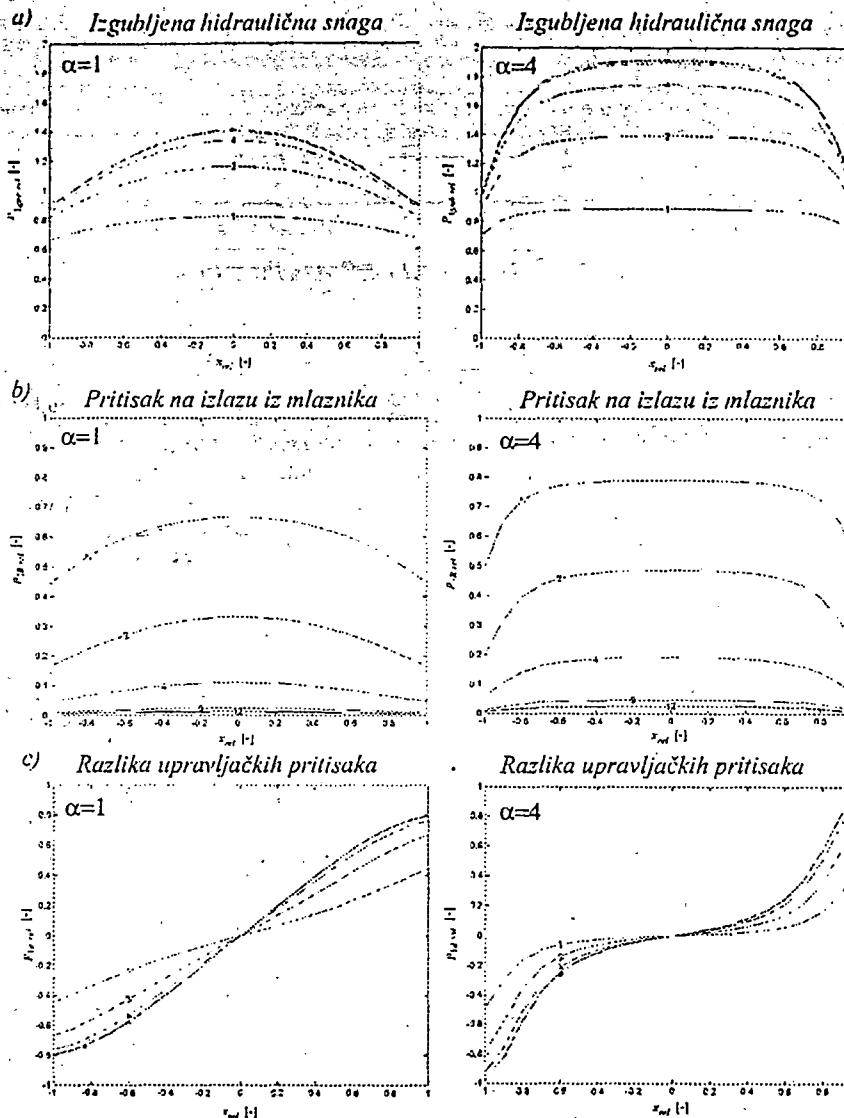
gde su:

- K_{mL} , K_{mD} [-]
- d_m [m]
- x_0 [m]
- x [m]
- σ_{m0L} , σ_{m0D} [$\text{m}^3/\text{sPa}^{0.5}$]
- koeficijent protoka levog, desnog promenljivog prigušnika,
- prečnik mlažnika,
- ravnotežno odstojanje odbojne ploče od vrhova mlažnika,
- pomeranje vrha odbojne ploče od ravnotežnog položaja,
- hidraulična provodnost levog, desnog promenljivog prigušnika u ravnotežnom položaju.

U analizama je uobičajena pretpostavka da su, zbog simetričnosti prigušnih otvora, koeficijenti protoka odgovarajućih konstantnih i promenljivih, levih i desnih prigušnih otvora jednaki. Samim tim, jednake su i hidraulične provodnosti:

$$\sigma_{oL} = \sigma_{oD} = \sigma_{oLD} \text{ i } \sigma_{m0L} = \sigma_{m0D} = \sigma_{m0}. \quad (9)$$

Zamenjujući izraze za zapreminske protote (4)+(8) u izraze (1)+(3), uz korišćenje pretpostavke (9) i zanemarivanje pritisaka na izlazu iz prigušnika odvodnog voda p_r jer je, kao atmosferski, mnogo manji od pritisaka napajanja p_s , dobijaju se izrazi:



Slika 3 Uporedne dijagramske zavisnosti relativnih veličina: a) izgubljene hidraulične snage, b) pritisaka na izlazu iz mlaznika, c) razlike upravljačkih pritisaka prvog stepena hidrauličnog pojačanja od relativnog hoda odbojne pločice, za dve karakteristične vrednosti koeficijenta α - $\alpha=1$ i $\alpha=4$ i različite vrednosti koeficijenta β

$$\sigma_{oLD} \cdot \sqrt{p_s - P_{1L}} = \sigma_{m0} \cdot (1 - x/x_0) \cdot \sqrt{P_{1L} - P_{1R}}, \quad (10)$$

$$\sigma_{oLD} \cdot \sqrt{p_s - P_{1D}} = \sigma_{m0} \cdot (1 + x/x_0) \cdot \sqrt{P_{1D} - P_{1R}} \quad (11)$$

Analiza karakteristika strujanja radne tečnosti kroz prvi stepen hidrauličnog pojačanja u stacionarnom režimu rada dvostepenog elektrohidrauličnog servorazvodnika

$$\sigma_{oR} \cdot \sqrt{P_{1R} - p_r} = \sigma_{oLD} \cdot \sqrt{p_s - P_{1L}} + \sigma_{oLD} \cdot \sqrt{p_s - P_{1D}}. \quad (12)$$

Prehodni izrazi se, radi dalje analize, predstavljaju u bezdimenzijskom obliku:

$$\sqrt{1 - p_{1Lrel}} = \alpha \cdot (1 - x_{rel}) \cdot \sqrt{P_{1Lrel} - P_{1Rrel}}, \quad (13)$$

$$\sqrt{1 - p_{1Drel}} = \alpha \cdot (1 + x_{rel}) \cdot \sqrt{P_{1Drel} - P_{1Rrel}}, \quad (14)$$

$$\beta \cdot \sqrt{P_{1Rrel}} = \sqrt{1 - p_{1Lrel}} + \sqrt{1 - p_{1Drel}}, \quad (15)$$

pri čemu se koeficijenti α i β definisu kao odnosi hidrauličnih provodnosti:

$$\alpha = \sigma_{m0} / \sigma_{oLD}, \quad \beta = \sigma_{oR} / \sigma_{oLD}, \text{ a vrednosti relativnih veličina:}$$

$$p_{1Lrel} = P_{1L} / p_s, \quad p_{1Drel} = P_{1D} / p_s, \quad p_{1Rrel} = P_{1R} / p_s, \quad x_{rel} = x / x_0.$$

Rešavanjem sistema jednačina (13)-(15), dobijaju se izrazi za bezdimenzijske pritiske:

$$p_{1Rrel} = \frac{\frac{\alpha^2 \cdot (1-x_{rel})^2}{1+\alpha^2 \cdot (1-x_{rel})^2} + \frac{\alpha^2 \cdot (1+x_{rel})^2}{1+\alpha^2 \cdot (1+x_{rel})^2} + \frac{2 \cdot \alpha^2 \cdot (1-x_{rel}^2)}{\sqrt{1+\alpha^2 \cdot (1-x_{rel})^2} \cdot \sqrt{1+\alpha^2 \cdot (1+x_{rel})^2}}}{\beta^2 + \frac{\alpha^2 \cdot (1-x_{rel})^2}{1+\alpha^2 \cdot (1-x_{rel})^2} + \frac{\alpha^2 \cdot (1+x_{rel})^2}{1+\alpha^2 \cdot (1+x_{rel})^2} + \frac{2 \cdot \alpha^2 \cdot (1-x_{rel}^2)}{\sqrt{1+\alpha^2 \cdot (1-x_{rel})^2} \cdot \sqrt{1+\alpha^2 \cdot (1+x_{rel})^2}}}, \quad (16)$$

$$p_{1Lrel} = (1 + \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2 \cdot p_{1Rrel}) / (1 + \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2), \quad (17)$$

$$p_{1Drel} = (1 + \alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2 \cdot p_{1Rrel}) / (1 + \alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2). \quad (18)$$

Razlika upravljačkih pritisaka, p_{1d} [Pa], koja se vodi na drugi stepen hidrauličnog pojačanja, predstavlja razliku pritisaka u levom i desnom mlazniku:

$$p_{1d} = p_{1L} - p_{1D}. \quad (19)$$

Razlika upravljačkih pritisaka se može predstaviti u bezdimenzijskom obliku kao:

$$p_{1drel} = p_{1d} / p_s = p_{1Lrel} - p_{1Drel}. \quad (20)$$

Gubitak hidraulične snage u prvom stepenu hidrauličnog pojačanja, ΔP_{1gub} [W], je:

$$\Delta P_{1gub} = \dot{V}_{oR} \cdot (p_s - p_r). \quad (21)$$

Uz zanemarivanje pritiska p_r , može se prikazati u bezdimenzijskom obliku kao:

$$\Delta P_{1gubrel} = \Delta P_{1gub} / (\sigma_{oLD} \cdot \sqrt{p_s} \cdot p_s) = \beta \cdot \sqrt{p_{1Rrel}}. \quad (22)$$

3.0 ANALIZA UTICAJA ODNOSA HIDRAULIČNIH PROVODNOSTI PRIGUŠNIH OTVORA NA KARAKTERISTIKE PRVOG STEPENA

Kod servorazvodnika sa mehaničkom povratnom spregom, uobičajene vrednosti koeficijenta α se kreću oko 1, što se i vidi iz tabele 1. Geometrija servorazvodnika sa direktnom povratnom spregom je takva, da koeficijent α ima nešto veće vrednosti koja ide i do $\alpha=4$ [3]. Prigušnik u odvodnom vodu se izvodi sa nešto većim prečnikom od prečnika levog i desnog konstantnog prigušnog otvora. Različiti proizvođači koriste različite vrednosti koeficijenta β , a samim tim i različite odnose prečnika navedenih konstantnih prigušnih otvora, jer koeficijent β direktno zavisi od odnosa prečnika ovih otvora. Pri tome treba očekivati da je vrednost $\beta < 12$, što odgovara maksimalnom odnosu prečnika d_{oR}/d_{oLD} nešto većem od 3. Inače, kod servorazvodnika koji nema prigušnog otvora u odvodnom vodu, koeficijent $\beta \rightarrow \infty$.

Prolizvodac	Tip povratne sprege	Izvor	α	β
UltraHydraulics (4551)	Mehanička	[4]	0,8 - 1,2	3,61 - 11,1
Moog 77	Mehanička	[5]	0,94	3,27
Moog	Električna+Mehanička	[6]	1 - 1,41	2,83 - 4,9
	Mehanička	[2]	1,01	4,2

Tabela 1 Vrednosti koeficijenata α i β za različite tipove servorazvodenika dobijene izračunavanjem korišćenjem odgovarajućih literaturnih podataka

Korišćenjem izraza (16)+(18), (20) i (22), dobijene su dijagramske zavisnosti sledećih relativnih veličina: pritiska na izlazu iz mlaznika, razlike upravljačkih pritisaka prvog stepena i gubitka hidraulične snage u prvom stepenu, od relativnog hoda odbojne pločice, za izabrane karakteristične vrednosti koeficijenta α ($\alpha=1$, $\alpha=4$) i različite vrednosti koeficijenta β (slika 3).

Analizom dijagrama sa slike 3-a), može se zaključiti da postavljanje prigušnog otvora u odvodnom vodu smanjuje gubitke hidraulične snage prvog stepena hidrauličnog pojačanja. Maksimalni gubici snage, javljaju se u ravnotežnom položaju, a povećanje koeficijenata α i β izaziva povećanje gubitaka snage. Sa druge strane, povećanje prečnika prigušnog otvora u odvodnom vodu (povećanje vrednosti koeficijenta β), uslovjava smanjenje pritiska na izlazu iz mlaznika $p_{1R,rel}$ do nulte vrednosti, za beskonačne vrednosti koeficijenta β (slika 3 - b)). Manjim vrednostima koeficijenta α , za iste vrednosti koeficijenta β , odgovaraju nešto manje vrednosti pritiska $p_{1R,rel}$. Manje vrednosti koeficijenta β uslovjavaju smanjenje gradijenta promene razlike upravljačkih pritisaka $p_{1d,rel}$ (slika 3 - c)), u odnosu na slučaj kada nema prigušnog otvora u odvodnom vodu, što smanjuje sposobnost ubrzavanja i savladavanja otpornih sila razvodnog klipa drugog stepena. Ipak, za uobičajene vrednosti veličina prečnika konstantnih prigušnih otvora prvog stepena, za koje je $\beta \geq 3$, karakteristika razlike upravljačkih pritisaka $p_{1d,rel}$, ne razlikuje se mnogo od karakteristike za slučaj kada nema prigušnog otvora u odvodnom vodu. Za manje vrednosti koeficijenta α , karakteristika je linearija, naročito za režime oko nule.

5.0 ZAKLJUČAK

Kao opšti zaključak ove analize, može se konstatovati da se ugradnjom prigušnog otvora u odvodnom vodu, smanjuju gubici snage i povećava pritisak na izlazu iz mlaznika čime se smanjuje mogućnost nastanka kavitacije. Sa druge strane, treba biti obazriv pri izboru dimenzija prigušnog otvora u odvodnom vodu, jer se smanjivanjem njegovog prečnika smanjuje ostvarena razlika upravljačkih pritisaka, koja se vodi na drugi stepen hidrauličnog pojačanja.

LITERATURA

- [1] D. Gordić, Analiza dvostrukih elektrohidrauličnih servoventila sa povratnom spregom po položaju razvodnog klipa, Doktorska disertacija, Maš. fak. Kragujevac, 2002.
- [2] H. Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, New York, 1967.
- [3] J. Walton, The Effect of Drain Orifice Damping on the Performance Characteristics of a Servovalve Flapper/Nozzle Stage, ASME Journal of DSM&C, Vol.109, No.1, 1987.
- [4] B. Svensson, Simulation of an Electrohydraulic Servovalve, LiTH-IKP-Ex-1092, 1993.
- [5] O. P. van Wel, The Modeling of an Electrohydraulic Servovalve, Master's Thesis, Delft University of Technology, Mechanical Engineering System and Control Group, 1992.
- [6] G. van Schothorst, Modeling of Long-Stroke Hydraulic Servo-Systems for Flight Simulator Motion Control and System Design, Ph.D. Thesis, TU Delft, Netherland, 1997.