

681.58

**УНИВЕРЗИТЕТ У КРАГУЈЕВЦУ  
МАШИНСКИ ФАКУЛТЕТ КРАГУЈЕВАЦ**

*Анализа двостепенних електрохидрауличних  
сервоventила са повратном контролом по  
положају разводног клипа*

**- докторска дисертација -**

**Кандидат:**  
*Душан Гордић*

**Ментор:**  
*Проф. др Милун Бабић*

*Крагујевац, децембар 2001.*





---

# САДРЖАЈ

---

РЕЗИМЕ/ABSTRACT.....	I
----------------------	---

---

СПИСАК КОРИШЋЕНИХ ОЗНАКА .....	III
--------------------------------	-----

## Део 1.

---

УВОДНА РАЗМАТРАЊА .....	1
-------------------------	---

1.1. Дефиниције електрохидрауличних разводника и њихово место у електрохидраулици.....	2
1.2. Серворазводници и пропорционални разводници.....	5
1.3. Двостепени електрохидраулични серворазводници .....	6
1.4. Конструкција и принцип рада двостепених електрохидрауличних серворазводника са повратном спрегом по положају клипа .....	8
1.5. Историјски развој и примена електрохидрауличних серворазводника .....	12
1.6. Преглед досадашњих истраживања.....	16

## Део 2.

---

ТЕОРИЈСКА АНАЛИЗА .....	21
-------------------------	----

2.1. Анализа понашања електронског струјног појачавача.....	22
2.2. Анализа понашања моментног мотора .....	23
2.3. Анализа понашања првог степена хидрауличног појачања .....	36
2.3.1. Једначине струјања радије течности кроз пригушне отворе првог степена хидрауличног појачања.....	36
2.3.1.1. Математички изрази за израчунавање запреминских протока кроз пригушне отворе првог степена.....	37

2.3.1.1. Математички изрази за израчунавање запреминских протока кроз константне пригушне отворе првог степена ...	37
2.3.1.2. Математички изрази за израчунавање запреминских протока кроз променљиве пригушне отворе првог степена .	40
2.3.2. Анализа струјања радне течности кроз први степен хидрауличног појачања у стационарним режимима рада серворазводника.....	42
2.3.3. Једначине струјања радне течности кроз први степен хидрауличног појачања .....	49
2.3.4. Анализа кретања склопа котве .....	53
2.3.4.1. Рачунање обртног момента услед трења.....	54
2.3.4.2. Рачунање обртног момента услед деформације еластичне цевчице.....	55
2.3.4.3. Рачунање резултантне силе млазева радне течности .....	57
2.3.4.4. Рачунање обртног момента услед деформације опруге повратне спреге .....	59
2.3.4.5. Рачунање обртног момента услед удара одбојне плочице о млазник .....	61
2.4. Анализа понашања другог степена хидрауличног појачања.....	62
2.4.1. Једначине струјања радне течности кроз простор другог степена хидрауличног појачања .....	62
2.4.1.1. Математички изрази за израчунавање запреминских протока кроз пригушне отворе другог степена.....	62
2.4.1.2. Математички изрази за израчунавање запреминских протока унутрашњег цурења кроз други степен.....	69
2.4.1.3. Математички израз за израчунавање запреминског протока кроз серворазводник.....	71
2.4.2. Једначина кретања разводног клипа .....	71
2.4.2.1. Рачунање силе трења разводног клипа .....	72
2.4.2.2. Рачунање силе услед струјања радне течности .....	73
2.4.2.3. Рачунање реакције опруге повратне спреге .....	79

### Д е о 3.

<b>ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА АНАЛИЗА .....</b>	<b>81</b>
3.1. Одређивање статичких карактеристика .....	83
3.2. Одређивање динамичких карактеристика.....	87
3.3. Одређивање вредности физичких величина и параметара који учествују у математичком моделу .....	91
3.3.1. Карактеристичне физичке величине радне течности .....	91
3.3.2. Карактеристичне физичке величине и параметри моментног мотора .....	92
3.3.3. Карактеристичне физичке величине првог степена хидрауличног појачања .....	93
3.3.4. Карактеристичне физичке величине другог степена хидрауличног појачања .....	99



**Део 4.**

<b>НУМЕРИЧКА АНАЛИЗА.....</b>	<b>101</b>
<b>4.1. Формирање нумеричког модела .....</b>	<b>102</b>
<b>4.2. Анализа тачности нумеричког модела .....</b>	<b>109</b>

**Део 5.**

<b>РЕЗУЛТАТИ РАЗВИЈЕНОГ МАТЕМАТИЧКОГ МОДЕЛА .....</b>	<b>113</b>
<b>5.1. Временске зависности релевантних унутрашњих карактеристика серворазводника и њихова анализа .....</b>	<b>114</b>
<b>5.2. Анализа утицаја физичких величина и параметара из модела на спољашње карактеристике серворазводника .....</b>	<b>129</b>

**Део 6.**

<b>ЗАКЉУЧАК.....</b>	<b>141</b>
----------------------	------------

<b>ЛИТЕРАТУРА .....</b>	<b>147</b>
-------------------------	------------

<b>ПРИЛОЗИ .....</b>	<b>I</b>
----------------------	----------

Користим прилику да искажем рени искрене захвалности особама које су највише помогле да би се дошло до коначног изгледа дисертације:

- ментору, проф. др Милузу Бабићу, на свој пријасеној помоћи, корисним саветима, исказаном поверењу и разумевању, не само током израде дисертације, већ и током наше дугогодишње сарадње,

- проф. др Светиславу Стојковићу, на отворану врата интересантног света сербо-хидраулике, који ме прати још од студентских дана, и помоћи при реализацији дисертације,

- свим члановима "Катедре за енергетику и процесну технику", на крајње другарској, отвореној и стимулативној радној атмосфери, у којој се сваки задатак лакше савладава,

- колегама из 22 "Напоиска" - "Прве Потлошак" из Тростника, пре свих година Вучићу, Шоковићу и мр Милутиновићу, на отворености да ми изађу у сусрет при реализацији експерименталног дела истраживања,

- "мојим" Тордићима, који су ми најзначајнији ослонац и подршка, и који су ми, свако на свој начин, помогли у изради дисертације и члановима ижељовану.

Душан Тордић

У Крагујевцу, децембра 2004.

## *Анализа двостепенних електрохидрауличних сервовентила са повратном спрегом по положају клипа*

---

### РЕЗИМЕ

У овој тези је анализирано функционисање двостепенних електрохидрауличних серворазводника са повратном спрегом по положају клипа. Најпре су дати дефиниције, систематизација, приказ конструкција, принципи рада и историјски развој ових најсложенијих стандардних електрохидрауличних компонента. На основу критичког прегледа досадашњих истраживања и обимне теоријске анализе, формиран је детаљан математички модел, чији су параметри физичке величине и чију сложеност једино лимитира могућност коректне нумеричке интеграције. Овај модел укључује појаве и величине од утицаја на понашање анализираних серворазводника, тако да може да предвиди њихово функционисање у широком опсегу очекиваних радних режима.

Добијени резултати нумеричког моделирања на персоналном рачунару, поређени су са одговарајућим експерименталним. У оквиру експерименталне анализе, поред мерења одговарајућих статичких и динамичких карактеристика, које су првенствено служиле као средство за утврђивање тачности модела, развијене су и посебне експерименталне процедуре за мерење или прорачунавање појединих физичких величина и параметара из модела. Валидност формираног модела, потврђена је задовољавајућом тачношћу.

Експериментално верификован модел, послужио је као основа за:

- описивање карактеристичних појава које усложњавају модел (суво трење, волуметријски губици радне течности, деформација склопа котве, режими струјања радне течности кроз пригушне отворе, итд.) и објашњавање њиховог утицаја на понашање серворазводника и

- детаљно испитивање утицаја физичких величина и параметара на карактеристике серворазводника, посебно оних који се конструктивно могу лако мењати (геометријске мере моментног мотора, геометријске мере првог и другог степена, крутости елемената склопа котве, број навојака, реланентна магнетна индукција трајног магнета, итд.).

На бази ових анализа изведени су одређени закључци и дате су смернице за даља истраживања.

## *Analysis of Two-Stage Electrohydraulic Servovalves with Spool Position Feedback*

---

### **ABSTRACT**

In this thesis performance of two-stage electrohydraulic servovalves with spool position feedback was analyzed. Primarily, definitions, systematization, description of constructions, principles of operations and historic development of this the most complex standard electrohydraulic components are shown. Based on critical review of hitherto research and extensive theoretical analysis, detailed mathematical model is created. Its parameters are physical quantities and its complexity is only constrained by numerical integration limits. This model comprises phenomena and quantities that have influence on behavior of analyzed servovalves, so it can predict their operation in wide scope of expected working regimes.

Results obtained using numerical integration on personal computer were compared with appropriate experimental. Besides measuring static and dynamic characteristics that were used for identifying the accuracy of the model, the special experimental procedures for measuring or calculation of some physical quantities from model were developed. The validity of created model was confirmed with satisfactory accuracy.

Experimentally verified model served as a basis for:

- describing the characteristic phenomena that complicate the model (such as dry friction, leakage flows, armature deflection, flow regimes, etc) and explaining their influence on behavior of the servovalves and
- detailed investigation of influence of physical quantities on servovalve characteristics, especially those that can be easily change constructively (geometric measures of torque motor, geometric measures of the first and the second stage, stiffness of armature elements, number of coils, remanent magnetic induction of permanent magnet, etc).

Based on those analyzes certain conclusions were made and directions for further investigation were written.



## СПИСАК КОРИШЋЕНИХ ОЗНАКА

## А

$A$ [ $m^2$ ]	проточна површина пригушника
$A_k$ [ $m^2$ ]	површина чела разводног клипа
$A_{kz}$ [ $m^2$ ]	површина попречног пресека коморе разводника (површина контролне запремине)
$A_{mD}$ [ $m^2$ ]	проточна површина десног променљивог пригушника
$A_{mL}$ [ $m^2$ ]	проточна површина левог променљивог пригушника
$A_{oLD}$ [ $m^2$ ]	проточна површина левог, односно десног, константног пригушника
$A_{oR}$ [ $m^2$ ]	проточна површина константног пригушника у одводном воду
$A_p$ [ $m^2$ ]	површина пресека ваздушних процепа управна на линије магнетне индукције
$A_{ti}$ [ $m^2$ ]	проточна површина $i$ - тог пригушног отвора на телу разводника $i = (1, 2, 3, 4)$
$A_{tm}$ [ $m^2$ ]	површина попречног пресека трајног магнета
$\alpha_1$ [rad]	угао скретања радне течности у улазном пресеку 1
$\alpha_2$ [rad]	угао скретања радне течности у излазном пресеку 2
$\alpha_{ti}$ [ $^\circ$ ]	угао скретања радне течности у $i$ - том управљачком пригушном отвору на телу разводника ( $i = 1, 2, 3, 4$ )

## В

$B_{cev}$ [ $N \cdot m^2$ ]	савојна крутост еластичне цевчице
$B_{op}$ [ $N \cdot m^2$ ]	савојна крутост одбојне плочице
$B_{pi}$ [T]	магнетна индукција у $i$ - том процепу ( $i = \overline{1,4}$ )
$B_{r\ m}$ [T]	реманентна магнетна индукција трајног магнета
$\beta_{st}$ [Pa]	модул стишљивости радне течности

## С

$\xi$ [-]	тзв. "коэффициент покретања"
-----------	------------------------------

## D

$d_k$ [m]	пречник разводног клипа
$d_m$ [m]	пречник млазника
$d_o$ [m]	пречник отвора константног пригушника
$d_{oLD}$ [m]	пречник отвора левог, односно десног, константног пригушника
$d_{op}$ [m]	дебљина одбојне плочице
$d_{oR}$ [m]	пречник отвора константног пригушника у одводном воду
$d_{sk}$ [m]	средњи пречник прстенастог концентричног зазора
$d_t$ [m]	пречник тела разводника (чауре)

$\delta r$  [m] номинална величина радијалног процепа

### Е

$e$  [m] ексцентрицитет клипа у чаури  
 $\eta$  [Pa·s] динамичка вискозност радне течности

### Ф

$f_t$  [m] ширина правоугаоних отвора на телу разводника (чаури)  
 $F_h$  [N] резултантна сила млазева радне течности из млазника  
 $F_{hL}$  [N] сила млаза радне течности из левог млазника  
 $F_{hD}$  [N] сила млаза радне течности из десног млазника  
 $F_{ops}$  [N] сила узајамног дејства клипа и опруге повратне спреге/ реакција опруге повратне спреге  
 $F_{pi}$  [N] електромагнетна сила у  $i$ -том процепу ( $i = \overline{1,4}$ )  
 $\vec{F}_R$  [N] вектор резултантне силе која делује на контролну запремину радне течности  
 $\vec{F}_{st}$  [N] вектор силе услед струјања радне течности која делује на разводни клип  
 $F_{sta}$  [N] аксијална компонента силе услед струјања радне течности  
 $F_{stan}$  [N] нестационарна аксијална компонента силе услед струјања радне течности  
 $F_{stas}$  [N] стационарна аксијална компонента силе услед струјања радне течности  
 $F_{str}$  [N] сила сувог трења  
 $F_{strn}$  [N] номинална сила сувог трења  
 $F_{str0}$  [N] сила сувог трења покретања  
 $F_{tr}$  [N] сила трења разводног клипа  
 $F_{vir}$  [N] сила вискозног трења  
 $\varphi$  [rad] угао нагиба еластичне линије одбојне плочице у равни њеног врха  
 $\Phi_{pi}$  [Wb] магнетни флуks у  $i$ -том процепу ( $i = \overline{1,4}$ )  
 $\Phi_{tm}$  [Wb] магнетни флуks у трајном магнету

### И

$i$  [A] јачина струје кроз намотаје моментног мотора  
 $i_{max}(\Delta i_{max})$  [A] максимални износ јачине струје (разлике јачина струје) у намотајима  
 $i_{rel}$  [-] релативна вредност јачине струје (разлике јачина струје) у намотајима  
 $i_s$  [A] јачина струје која одговара напону засићења електронског струјног појачавача  
 $\Delta i$  [A] разлика јачина струја у намотајима

### Ј

$J_{sk}$  [N·m·s<sup>2</sup>/rad] момент инерције склопа котве за осу закретања

## K

$k_{mp}$ [-]	константа која узима у обзир неравномерност јачине магнетног поља по запремини трајног магнета и смањење јачине магнетног поља у трајном магнету које изазивају полови трајног магнета
$k_{mre}$ [-]	константа магнетне релуктансе
$k_{opt}$ [N/m]	тзв. "крутост удара", величина која има димензију крутости
$k_{ras}$ [-]	константа која узима у обзир расипање флукса у ваздушном процепу
$k_{tr}$ [N·m·s /rad]	коэффициент вискозног трења склопа котве
$k_{vn}$ [-]	коэффициент типа везе намотаја
$k_{vtr}$ [kg/s]	коэффициент вискозног трења клипа
$K$ [-]	коэффициент протока (карактеристика бленде)
$K_a$ [A/V]	појачање електронског струјног појачавача
$K_{ci}$ [-]	коэффициент контракције радне течности у $i$ - том пригушном отвору на телу разводника, $i = (1, 2, 3, 4)$
$K_{dp}$ [V/m]	појачање електричне повратне спреге, укључујући појачање давача положаја
$K_i$ [N·m/A]	"главно" појачање моментног мотора
$\vec{K}_k$ [kg·m·s <sup>-1</sup> ]	вектор количине кретања радне течности у контролној запремини
$K_m$ [N·m/rad]	крутост моментног мотора
$K_{mD}$ [-]	коэффициент протока десног променљивог пригушника
$K_{mL}$ [-]	коэффициент протока левог променљивог пригушника
$K_{oD}$ [-]	коэффициент протока десног константног пригушника
$K_{oL}$ [-]	коэффициент протока левог константног пригушника
$K_{ops}$ [N/m]	поречна савојна крутост опруге повратне спреге
$K_{oR}$ [-]	коэффициент протока константног пригушника у одводном воду
$K_{ti}$ [-]	коэффициент протока $i$ - тог пригушног отвора на телу разводника, $i = (1, 2, 3, 4)$

## L

$l_{cev}$ [m]	дужина еластичне цевчице (од равни ослањања одбојне плочице до равни везивања за кућиште моментног мотора)
$l_{kpk}$ [m]	дужина крајњег левог (десног) појаса клипа
$l_m$ [m]	растојање од осе млазника до осе закретања склопа котве
$l_{op}$ [m]	дужина одбојне плочице
$l_{ops}$ [m]	дужина опруге повратне спреге
$l_{ot}$ [m]	растојање између прикључка и управљачког пригушног отвора
$l_{ot1}$ [m]	растојање између прикључака извршног органа и управљачких отвора пумпног вода (1 и 2)
$l_{ot2}$ [m]	растојање између прикључака извршног органа и управљачких отвора ка резервоару (3 и 4)
$l_{tm}$ [m]	дужина трајног магнета
$L_p$ [m]	дужина процепа
$L_s$ [m]	укупна дужина контакта клипа и тела разводника (чауре) (укупна дужина појасева на клипу)

## M

$m_k$ [kg]	маса разводног клипа
$m_{kz}$ [kg]	маса радне течности у контролној запремини
$M_{I \max}$ [A]	максимална вредност магнетопобудне силе коју ствара електрична струја у намотајима
$M_{Im}$ [A]	магнетопобудна сила трајног магнета
$\mu_0$ [H/m]	магнетна пермеабилност ваздуха, тј. вакуума: $\mu_0 = 1.257 \cdot 10^{-6}$ [H/m]
$\mu_d$ [-]	коэффициент трења при клизању
$\mu_s$ [-]	статички коэффициент трења
$\mu_{Im}$ [H/m]	магнетна пермеабилност материјала трајног магнета

## N

$N$ [-]	број навојака у сваком намотају моментног мотора
$\nu$ [m <sup>2</sup> /s]	кинематска вискозност радне течности

## P

$p_{1d}$ [Pa]	разлика управљачких притисака првог степена хидрауличног појачања
$p_{1D}$ [Pa]	притисак радне течности у десном млазнику
$p_{1L}$ [Pa]	притисак радне течности у левом млазнику
$p_{1R}$ [Pa]	притисак радне течности по излазу из млазника
$p_r$ [Pa]	атмосферски притисак
$p_s$ [Pa]	притисак напајања радне течности
$\frac{dp}{dt}$ [Pa/s]	први извод по времену притиска радне течности у хидрауличном систему
$\Delta p$ [Pa]	пад притиска на пригушнику
$\Delta p_p$ [Pa]	разлика притисака са обе стране процепа
$\Delta p_{ti}$ [Pa]	пад притиска на $i$ -том пригушном отвору на телу разводника, $i = (1, 2, 3, 4)$
$\Delta P_{1gub}$ [W]	губитак хидрауличне снаге у првом степену хидрауличног појачања

## Q

$q$ [m]	расстојање од осе закретања склопа котве до хоризонталне осе симетрије ваздушних процепа и котве
---------	--

## R

$r_k$ [m]	расстојање од вертикалне осе симетрије склопа котве до осе центара полова трајног магнета
$Re$ [-]	Рејнолдсов (Reynolds) број
$Re_o$ [-]	Рејнолдсов број струјања радне течности кроз константни пригушник
$R_{m p0}$ [H <sup>-1</sup> ]	релуктанса ваздушног процепа у равнотежном (нултом) положају



$R_{m\ pi}$ [ $H^{-1}$ ]	релуктанса $i$ – тог ваздушног процепа ( $i = \overline{1,4}$ )
$R_{m\ tm}$ [ $H^{-1}$ ]	релуктанса трајног магнета
$\rho$ [ $kg/m^3$ ]	густина радне течности

## S

$\sigma_{m0D}$ [ $m^3/sPa^{0.5}$ ]	хидраулична проводност десног променљивог пригушника у равнотежном положају
$\sigma_{m0L}$ [ $m^3/sPa^{0.5}$ ]	хидраулична проводност левог променљивог пригушника у равнотежном положају
$\sigma_{oD}$ [ $m^3/sPa^{0.5}$ ]	хидраулична проводност десног константног пригушника
$\sigma_{oL}$ [ $m^3/sPa^{0.5}$ ]	хидраулична проводност левог константног пригушника
$\sigma_{oR}$ [ $m^3/sPa^{0.5}$ ]	хидраулична проводност константног пригушника у одводном воду

## T

$T_{cev}$ [ $N\cdot m$ ]	обртни момент услед деформације еластичне цевчице
$T_{em}$ [ $N\cdot m$ ]	обртни момент услед електромагнетних сила
$T_{em\ lin}$ [ $N\cdot m$ ]	обртни момент услед електромагнетних сила рачунат линеарним моделом
$T_{em\ lin\ rel}$ [-]	релативна вредност обртног момента услед електромагнетних сила рачунатог линеарним моделом
$T_{em\ ref}$ [ $N\cdot m$ ]	референтни обртни момент услед електромагнетних сила
$T_{em\ rel}$ [-]	релативна вредност обртног момента услед електромагнетних сила
$T_{ops}$ [ $Nm$ ]	обртни момент услед деформације опруге повратне спреге
$T_{tr}$ [ $N\cdot m$ ]	обртни момент услед дејства трења
$T_{uopt}$ [ $N\cdot m$ ]	обртни момент услед деформације при удару одбојне плочице о млазник
$\Delta T_{em\ lin\ rel}$ [-]	релативно одступање линеарног модела релативне вредности обртног момента услед електромагнетних сила
$\theta$ [rad]	угао закретања котве
$\ddot{\theta}$ [ $rad/s^2$ ]	угаоно убрзање склопа котве
$\dot{\theta}$ [ $rad/s$ ]	угаона брзина закретања склопа котве

## U

$u_{cev}$ [m]	угиб еластичне цевчице
$u_{op}$ [m]	угиб одбојне плочице
$U$ [V]	управљачки напон

## V

$v_{mD}$ [m/s]	брзина истицања радне течности из десног млазника
$v_{mL}$ [m/s]	брзина истицања радне течности из левог млазника
$v_{ti}$ [m/s]	брзина радне течности у најужем пресеку струјања у $i$ - том управљачком пригушном отвору на телу разводника ( $i = 1, 2, 3, 4$ )
$\vec{v}_i$ [m/s]	вектор брзине радне течности у улазном пресеку (1)

$\bar{v}_2$ [m/s]	вектор брзине радне течности у излазном пресеку (2)
$\bar{v}_{kz}$ [m/s]	вектор брзине радне течности у контролној запремини
$V$ [m <sup>3</sup> ]	запремина радне течности у хидрауличном систему
$V_{10}$ [m <sup>3</sup> ]	почетна запремина леве (десне) коморе првог степена хидрауличног појачања (за равнотежни положај разводног клипа другог степена)
$V_{1D}$ [m <sup>3</sup> ]	запремина десне коморе хидрауличног моста првог степена (укључује део запремине десне коморе разводног клипа, вода константног пригушника $oD$ и вода млазника $mD$ )
$V_{1L}$ [m <sup>3</sup> ]	запремина леве коморе хидрауличног моста првог степена (укључује део запремине леве коморе разводног клипа, вода константног пригушника $oL$ и вода млазника $mL$ )
$V_{1R}$ [m <sup>3</sup> ]	запремина простора одводног вода испред константног пригушника
$\dot{V}_{kz}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремина радне течности у контролној запремини
$\dot{V}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток кроз пригушни отвор
$\dot{V}_{cti}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток цурења кроз $i$ - ти пригушни отвор на телу разводника, $i = (1, 2, 3, 4)$
$\dot{V}_{iz}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток који излази из система
$\dot{V}_{L1}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток кроз десни прикључак извршног органа
$\dot{V}_{L2}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток кроз леви прикључак извршног органа
$\dot{V}_{mL}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток кроз леви променљиви пригушник (млазник)
$\dot{V}_{mD}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток кроз десни променљиви пригушник (млазник)
$\dot{V}_{oL}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток кроз леви константни пригушник
$\dot{V}_{oD}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток кроз десни константни пригушник
$\dot{V}_{oR}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток кроз константни пригушник у одводном воду
$\dot{V}_o$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток кроз константни пригушник
$\dot{V}_{SR}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток кроз серворазводник
$\dot{V}_{ti}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток кроз $i$ - ти пригушни отвор на телу разводника, $i = (1, 2, 3, 4)$
$\dot{V}_{ul}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток који улази у систем
$\Delta \dot{V}_c$ [m <sup>3</sup> /s]	промена запреминског протока у систему услед цурења радне течности
$\Delta \dot{V}_{cp}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток цурења кроз процеп
$\Delta \dot{V}_{cpL}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток услед протицања радне течности кроз процеп кога чини крајњи леви појас на клипу и тело разводника (чаура)
$\Delta \dot{V}_{cpD}$ [m <sup>3</sup> /s]	запремински проток услед протицања радне течности кроз процеп кога чини крајњи десни појас на клипу и тело разводника (чаура)
$\Delta \dot{V}_{cR}$ [m <sup>3</sup> /s]	губитак запреминског протока услед цурења радне течности из простора одводног вода испред константног пригушника
$\Delta \dot{V}_{st}$ [m <sup>3</sup> /s]	промена запреминског протока у систему услед промене притиска у систему, тј. услед стисљивости радне течности

## X

$x$ [m]	померање врха одбојне плочице од равнотежног положаја
$x_0$ [m]	равнотежно одстојање одбојне плочице од врхова млазника

$x_m$ [m]	одстојање одбојне плочице од врха млазника
$x_{p0}$ [m]	дужина ваздушних процепа у нултом (неутралном) положају
$x_{pi}$ [m]	дужина $i$ – тог ваздушног процепа ( $i = \overline{1,4}$ )
$\dot{x}$ [m/s]	брзина померања врха одбојне плочице
$\Delta x_{pi}$ [m]	промена дужине $i$ – тог ваздушног процепа због закретања склопа котве ( $i = \overline{1,4}$ ).
$\Delta x_{p\ rel}$ [-]	релативна вредност промене дужине ваздушног процепа

## Y

$y$ [m]	ход разводног клипа
$y_{0i}$ [m]	величина преклананја у нули $i$ - тог пригушног отвора на телу разводника, $i = (1, 2, 3, 4)$
$y_{ops}$ [m]	померање (угиб) доњег краја опруге повратне спреге
$y_{opsf}$ [m]	фиктивно померање доњег, слободног краја опруге повратне спреге (краја са куглицом) за случај да нема клипа
$y_{ti}$ [m]	дужина $i$ - тог пригушног отвора на телу разводника, $i = (1, 2, 3, 4)$
$\dot{y}$ [m/s]	брзина разводног клипа
$\ddot{y}$ [m/s <sup>2</sup> ]	убрзање разводног клипа

## Z

$zaz_k$ [m]	величина зазора на клипу са обе стране куглице
-------------	--





Део 1.

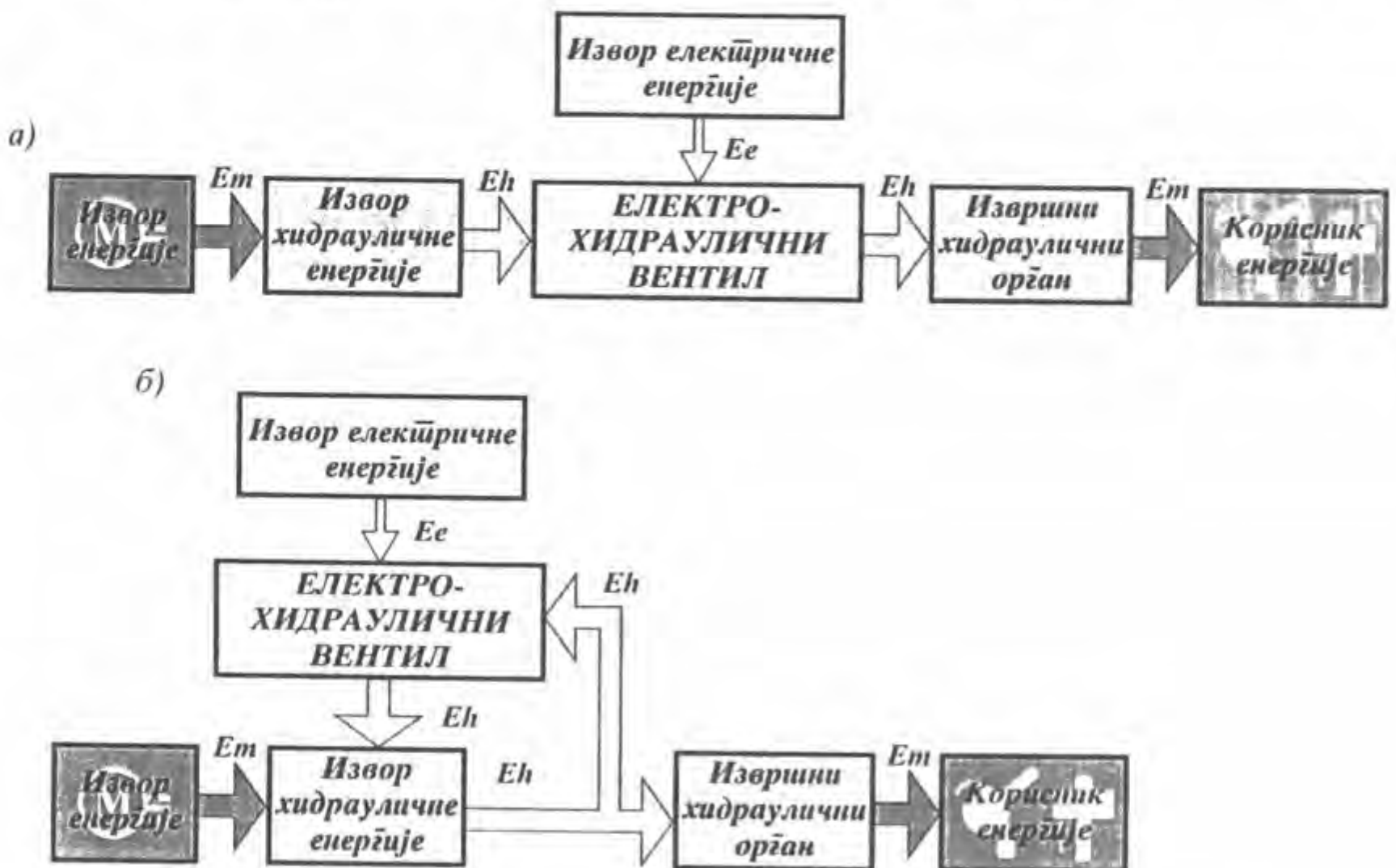
**УВОДНА РАЗМАТРАЊА**

## 1.1. Дефиниције електрохидрауличних разводника и њихово место у електрохидраулици

Поред велике конкуренције постојећих система преноса снаге (механичких, пнеуматских и, посебно, електричних), хидраулични системи и данас имају велику примену у преносу снаге јер се одликују:

- способношћу да компактни системи релативно малих маса преносе велике износе снага и сила (момената),
- способношћу да задрже у мировању велике терете без преоптерећења,
- великом крутошћу,
- једноставношћу претварања ротационог у транслаторно кретање, итд.

Хидраулични системи постају нарочито конкурентни осталим начинима преноса снаге, ако се у њих интегришу електричне (електронске) компоненте, са задатком да генеришу, преносе и обрађују информације. Овом “симбиозом” хидраулике и електрике формирају се *електрохидраулични системи*, код којих хидраулични део система има функцију “мишића”, а електрични “мозга” (слика 1.1).



Слика 1.1 Приказ енергетских токова у електрохидрауличном систему  
 а) са директним управљањем, б) са зајреминским управљањем  
 $E_e$  – електрична енергија,  $E_m$  – механичка енергија,  $E_h$  – хидраулична енергија

За успостављање везе између хидрауличног дела система (дела на високом енергетском нивоу) и електричног дела система (дела на ниском енергетском нивоу), користе се *електрохидраулични вентили*. Електрохидраулични вентили се у електрохидрауличним управљачким и регулационим системима најчешће изводе као *електрохидраулични разводни вентили (разводници)*, а изводе се и као електрохидраулични притисни и електрохидраулични проточни вентили.

Постоји више критеријума за класификацију електрохидрауличних разводних вентила, а према једном од најважнијих - положајима укључивања разликују се:

- *електрохидраулични разводници са утврђеним (фиксним) положајима укључивања (електрохидраулични on-off разводници, електрохидраулични усмерни разводници)* и

- *електрохидраулични разводници без утврђених (фиксних) положаја укључивања (притисни разводници)*<sup>1</sup>.

Прву групу представљају разводни вентили, са задатком да електричним сигналом управљају покретање, заустављање и промену смера радне течности. Разводни елемент код оваквих, класичних, електрохидрауличних разводника, може да заузме само тачно дефинисане положаје, одређене конструктивним решењем и функцијом разводника. Електрохидраулични разводници без утврђених положаја укључивања<sup>2</sup> имају, сасвим побројаних задатака карактеристичних за електрохидрауличне разводнике са утврђеним положајима укључивања, и задатак да нискоенергетски електрични сигнал претворе у кретање разводног елемента, којим се управља или регулише параметрима хидрауличне енергије (протоком и/или притиском). Код ових електрохидрауличних разводника, разводни елемент је у стању да поред тачно дефинисаних, заузме и било који други међуположај. При томе се мењају проточни пресеци отвора разводника кроз које протиче радна течност, тако да су сви разводници у стању да континуално мењају параметре хидрауличне енергије на свом излазу. У њима је тако обједињена функција разводника, регулатора притиска и регулатора протока.

Електрични сигнал на улазу у ЕХПР може да буде аналоган или дигиталан. Такав електрични сигнал се доводи *електромеханичком прећварачу (електромагнетном управљачком елементу)*, који електричну енергију претвара у механичку и обезбеђује кретање одговарајућег разводног елемента ЕХПР. У зависности од намене и извођења ЕХПР, користе се различита решења електромеханичких претварача (слика 1.2), и то: за *аналогне ЕХПР* - покретни калемови (намотаји), закретни моментни мотори (торк мотори), пропорционални соленоиди (пропорционални магнети са регулисаном силом или ходом) и транслаторни "мотори силе" (force motors), а за *дигиталне ЕХПР* - корачни (степ) мотори. За сада је много распрострањеније коришћење ЕХПР са аналогним електричним сигналом, без обзира што савремени управљачки и регулациони системи све више подразумевају употребу и микропроцесорску обраду дигиталних сигнала. Коришћење аналогних ЕХПР, омогућено је и у овим системима употребом елемената за аналогно-дигиталну (АД) и дигитално-аналогну (ДА) конверзију сигнала. Ипак, без обзира на речено, треба очекивати да ће у будућности употреба дигиталних ЕХПР бити све обимнија.

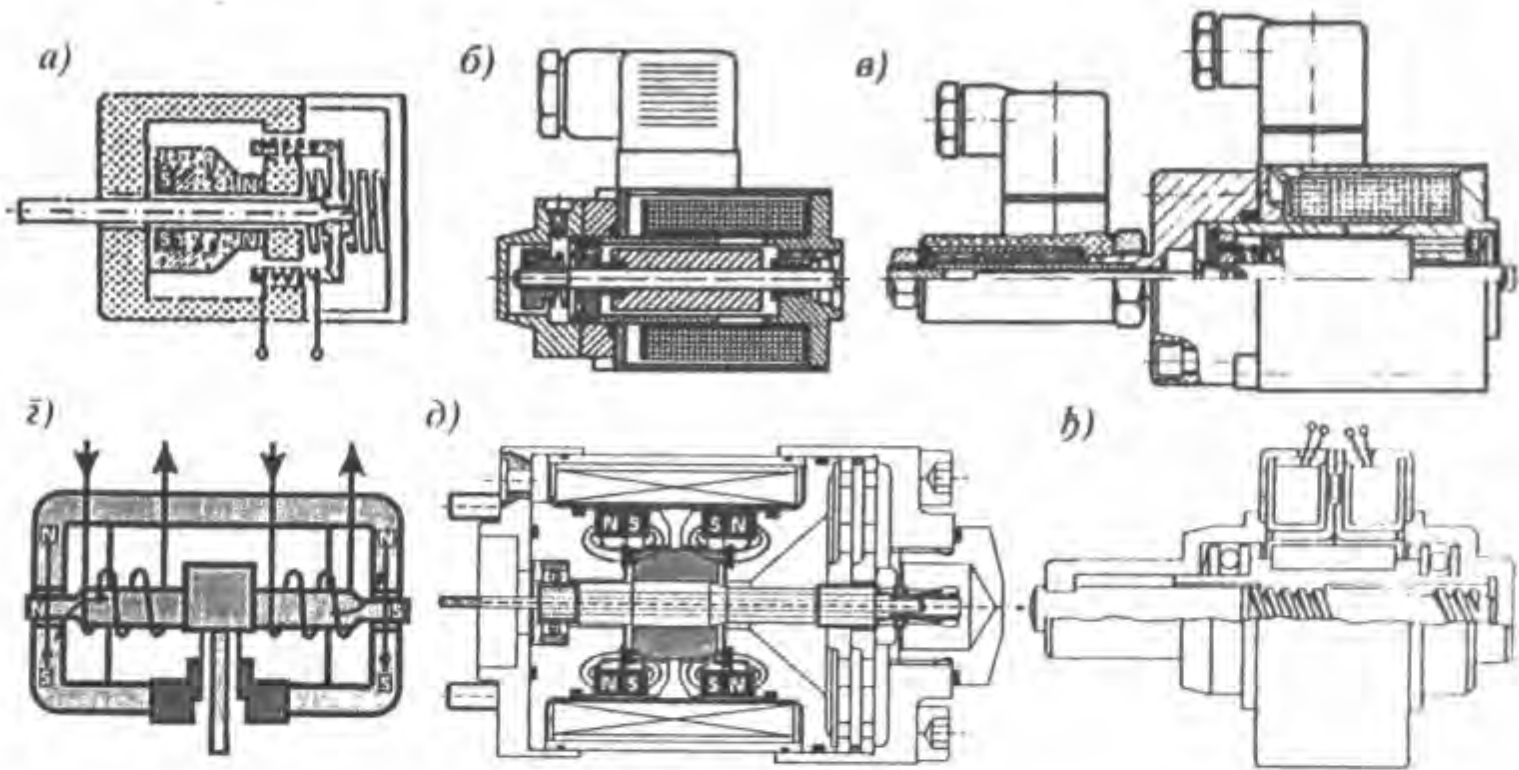
У зависности од износа хидрауличне енергије којом управљају или регулишу, ЕХПР се израђују као:

<sup>1</sup> При дефинисању термина и појмова, термини и појмови у заградама представљају њихове алтернативне дефиниције, које се могу се наћи у одговарајућој литератури

<sup>2</sup> У даљем тексту ЕХПР



- једностепјени,
- двостепјени и
- шро(више)стејени.



Слика 1.2 Приказ највише коришћених елекџромеџаничких шрејварача

а) шокрејни калем, б) шројорционални соленоид са реџулисаном силом, в) шројорционални соленоид са реџулисаним ходом, џ) моменјни мојор, д) "мојор силе", е) корачни мојор

Код једностепјених ЕХПР, радна течност се разводним елементом директно усмерава ка извршном органу. У зависности од конструкције разводног елемента, обично се ови ЕХПР изводе као:

- елекџрохидраулични разводници са сшрујном цеви,
- елекџрохидраулични разводници шшја млазник - одбојна шлочица и
- елекџрохидраулични разводници са аксијалним крејшањем цилиндричног разводног клија (клијно-аксијални елекџрохидраулични разводници).

Каракштерисшика	Једностејени клијни ЕХПР		Млазник - одбојна шлочица	Сшрујна цев
	Пројорционални соленоид	"Мојор силе"		
Покрејачка сила на разводном клију	мала	средња	велика	велика и изузетно велика
* односи се на дво и вишестејене ЕХПР	50-100 N са реџулисаном силом	400 N	зависи од притиска напајања: за притисак напајања 210 bar иде до 2000 N	
	100 N са реџулисаним ходом			
Фреквенјши ојсеџ	низак до средњег	средњи до високог	висок до највишег	висок
Приџушење	мало	мало	средње	мало
Линеарносш	мала до средње	средња	средња до велика	мала до средње
Сшабилносш у нули	мала до средње	средња до велике	велика	велика
Лакоћа одржаваша	велика	мала	мала	мала

Табела 1.1 Ушоредне каракштерисшике једностејених ЕХПР



ЕХПР са струјном цев и ЕХПР типа млазник - одбојна плочица, најчешће се користе као први степен хидрауличног појачања двостепених и вишестепених ЕХПР, а постоје и извођења код којих се параметри хидрауличне енергије варирају у једном степену. Као електромеханички претварачи за ове типове, углавном се користе моментни мотори. За покретање клипно-аксијалних, користе се пропорционални соленоиди и "мотори силе" и, у ранијим извођењима, покретни калемови. Једностепени клипно-аксијални ЕХПР имају знатно већу примену, када се за њихово покретање користе пропорционални соленоиди и "мотори силе" већих снага.

Једностепени ЕХПР не могу да обезбеде адекватне динамичке карактеристике при преносу великих снага. Тада се јављају проблеми са њиховом стабилношћу, на коју знатног утицаја има динамика оптерећења. Један од начина превазилажења је употреба двостепених и, уколико се ради о екстремно великим снагама реда  $30 \div 500$  kW, тро(више)степених ЕХПР. Двостепени и вишестепени ЕХПР су изведени комбиновањем елемената различитих типова једностепених: први степен хидрауличног појачања може да буде било који од основних типова, док се други и виши степени, обавезно изводе као клипно-аксијални.

## 1.2. Серворазводници и пропорционални разводници

У круговима произвођача и корисника хидрауличних и електрохидрауличних управљачких и регулационих система, уобичајена је подела електрохидрауличних разводника без утврђених положаја укључивања на две велике групе: такозване "серворазводнике" (*разводне сервоventиле*) и "пропорционалне разводнике" (*пропорционалне разводне ventиле*). Међутим, врло је тешко направити јасно разграничење између ове две групе електрохидрауличних компонената и дати њихове егзактне дефиниције. С једне стране, серворазводници дају излазне параметре хидрауличне енергије пропорционалне улазном струјном сигналу, док с друге стране, постоје и конструкције пропорционалних вентила са интегрисаним серво дејством. Термин "пропорционални" код пропорционалних разводника, потиче од пропорционалних соленоида, али на тржишту постоје и извођења пропорционалних разводника, који користе друге типове електромеханичких претварача.

Неки произвођачи узимају серворазводнике и ограничавају скупе карактеристике да би добили пропорционалне разводнике; док други, развијајући ове компоненте из другог смера, узимају обичне електрохидрауличне разводнике са утврђеним (фиксним) положајима укључивања и побољшавају њихове карактеристике да би добили пропорционалне разводнике. То све води до широког опсега разводних вентила названих пропорционалним. Дефиниције варирају од произвођача до произвођача, а често зависе од њихових маркетиншких циљева. Рецимо, једна од водећих компанија у овој области "Муг" (Moog, East Aurora, САД), у свом производном програму има и ЕХПР које назива серво-пропорционалним (једностепени ЕХПР, покретани "мотором силе" и двостепени са првим степеном типа струјна цев, покретани моментним мотором) [168]. Све то ствара додатне проблеме при покушају правилног одређивања и систематизације.

Табела 1.2, приказује типичне карактеристике пропорционалних разводника и серворазводника, које одређују њихове међусобне разлике. Треба напоменути да се између ових "екстрема", налазе варијације на оба типа. Зато и наведене карактеристике пропорционалних и серворазводника треба схватити условно. На

пример, поменути "Муг" производи ЕХПР које назива пропорционалним, који су компетитивни серворазводницима у свим карактеристикама, изузев величине преклапања и динамичким карактеристикама нешто више зависним од хода разводног клипа [168].

<b>Карактеристика</b>	<b>Пропорционални разводник</b>	<b>Серворазводник</b>
<i>Примена у електрохидрауличним системима</i>	За управљачке системе (системе са отвореним колом - без повратне спреге) и регулационе системе са спорим динамичким одзивом и мањим захтевом за тачношћу, уз коришћење нелинеарних електронских управљачких техника	За регулационе системе (системе са затвореним колом - повратном спрегом). Може и за отворене системе
<i>Електромеханички претварач</i>	Најчешће су у питању пропорционални соленоиди са релативно великом снагом (5-40 W), који директно делују на разводни клип. Има и двостепених извођења, као и извођења са моментним мотором	Најчешће су у питању моментни мотори мале снаге (0,02 – 4 W), који делују на први степен хидрауличног појачања двостепеног серворазводника. У новије време има једноступених извођења са мотором силе снаге 10-40 W
<i>Унутрашња повратна спрега</i>	Углавном не постоји, али има извођења двостепених пропорционалних разводника са унутрашњом повратном спрегом	Најчешће постоји повратна спрега и код једноступених и вишеступених
<i>Динамичке карактеристике:</i> - пропусни опсег (-3 dB) - време одзива на одскочни улазни сигнал	Слабије < 10 Hz 40-80 ms	Одличне 60-400 Hz 5-10 ms
<i>Сигналичке (сигнационарне) карактеристике:</i> - преклапање разводног клипа - хистерезис - праг	Слабије, могу да буду и лоше Велико позитивно: 10-30 % укупног хода клипа 5 % 2 %	Одличне Нулно или мало негативно 3 % 1 %
<i>Ход разводног клипа</i>	Дужи	Краћи
<i>Пад притиска на разводном клипу</i>	Мали (3-10% притиска напајања) - већи степен корисности	Велики (33% притиска напајања) - мањи степен корисности
<i>Цена</i>	Умерена	Велика
<i>Потреба за помоћном електронском опремом</i>	Умерена	Значајна, захтевају сложенију управљачку електронику
<i>Осељивосћ на збрљаносћ радне течносћи</i>	Толерантна: максимална димензија нечистоћа < 10 $\mu\text{m}$	Велика: максимална димензија нечистоћа = 3 $\mu\text{m}$
<i>Габарити и маса</i>	Углавном већи	Углавном мањи

Табела 1.2 Упоредне карактеристике пропорционалних разводника и серворазводника

### 1.3. Двоступени електрохидраулични серворазводници

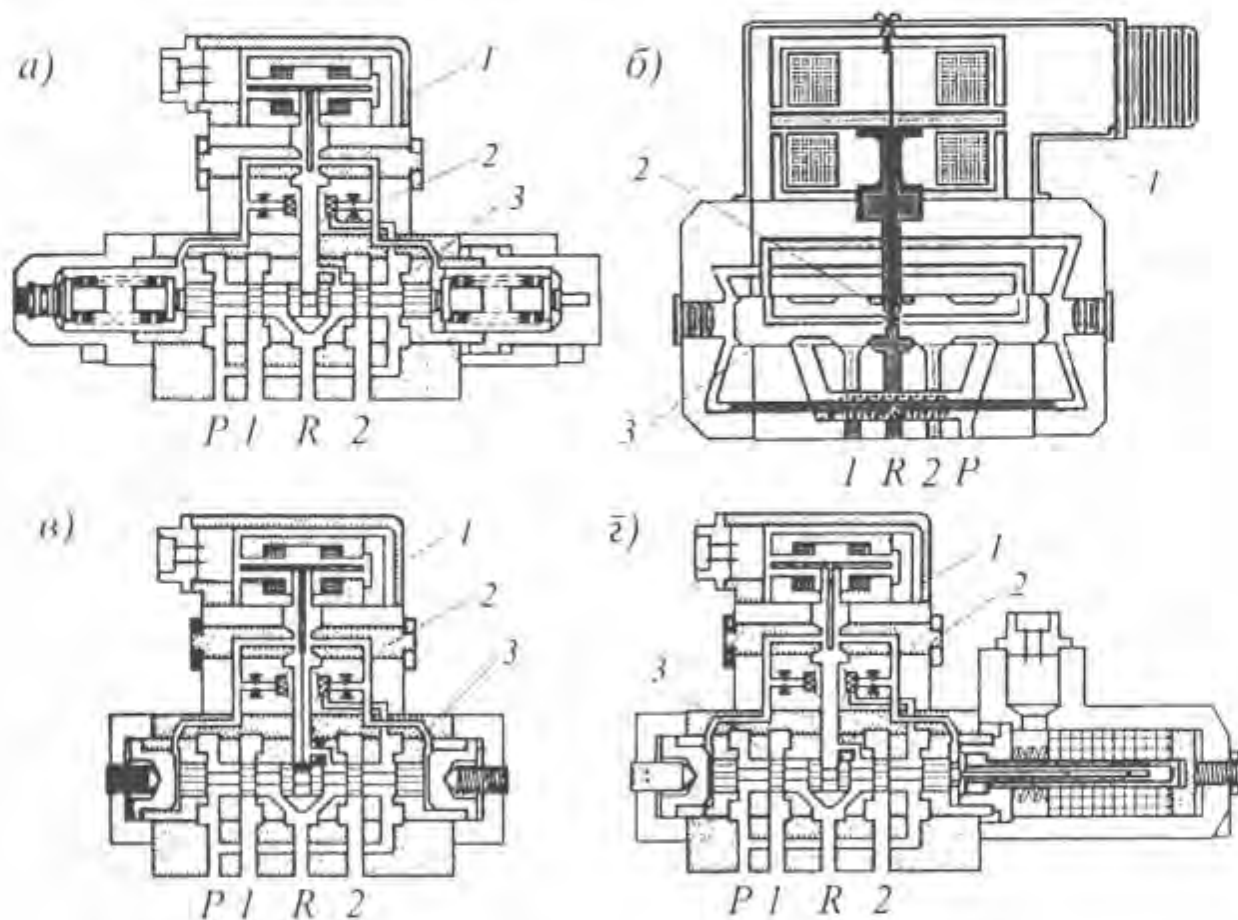
Двоступени електрохидраулични серворазводници, са моментним мотором као електромеханичким претварачем и разводником типа млазник - одбојна плочица као



првим степеном хидрауличног појачања, представљају највише коришћено решење серворазводника у изведеним електрохидрауличним регулационим системима. Моментни мотори имају мале покретне масе и стога високе природне учестаности и брзе одзиве, а у комбинацији са разводником типа млазник - одбојна плочица обезбеђују релативно велики однос између излазне (хидрауличне) и улазне (електричне) снаге. Притисни део хидрауличне енергије првог степена, служи за покретање другог степена хидрауличног појачања - клипно-аксијалног разводника. При конструкцији ових уређаја, тежи се да се на неки начин управља или регулише положајем клипа, јер он одређује износ хидрауличне енергије који се води ка хидрауличном извршном органу. Два најчешће коришћена решења за ту намену су:

- опруге које центрирају клип,
- повратни сирежа по позицији клипа до првог степена.

Први тип електрохидрауличних серворазводника (слика 1.3 - а), користи круте опруге, постављене на крајевима клипа, које позиционирају клип у зависности од разлике притисака првог степена. За ову групу серворазводника, може се у литератури наћи и неадекватан термин: серворазводници са "барометарском повратном спрегом" [59]. Њихова употреба је ограничена, јер се одликују знатно лошијом динамиком у поређењу са осталим типовима серворазводника.



Слика 1.3 Двостепени електрохидраулични разводни сервоентитли  
 а) са опругама које центрирају клип, б) са директном повратном сирежом  
 в) са механичком повратном сирежом, з) са електричном повратном сирежом  
 1 - моментни мотор, 2 - први степен хидрауличног појачања, 3 - други степен хидрауличног појачања  
 P - прикључак пуног вода, R - прикључак резервоара, 1, 2 - прикључци извршног органа

Двостепени серворазводници углавном укључују повратну спрегу између хидрауличних степена. Тиме разводници постају мали серво системи, са свим предностима регулисања. Коришћењем повратне спреге, позиција разводног клипа се "упоређује" са карактеристичном величином првог степена, тако да се било која грешка положаја клипа исправља. Повратна спрега клипа дозвољава већа појачања првог степена, независно од положаја клипа. Истовремено се и елеминише зависност

крајњег положаја клипа од разлике притисака првог степена, тј. релативно велике вредности сила покретања се остварују малим процентом називне јачине струје на улазу у моментни мотор [165].

У зависности од конструктивног решења повратне спреге по положају клипа другог степена хидрауличног појачања, разликујемо разводне сервоентиле са:

- директним њовратним спрегом,
- механичком њовратним спрегом (са њовратним ојругом) и
- електричном њовратним спрегом.

Двостепени серворазводници са директним повратним спрегом (слика 1.3 - б) су најједноставније конструкције. Међутим, појачање повратне спреге између положаја клипа и положаја одбојне плочице, не може се мењати и једнако је јединици. Код серворазводника са механичком (слика 1.3 - в) или електричном (слика 1.3 - г) повратним спрегом, појачање повратне спреге, може се мењати. Промена појачања повратне спреге код серворазводника са механичком повратним спрегом, мења се променом крутости опруге повратне спреге, а промена појачања код серворазводника са електричном повратним спрегом, мења се променом појачања електронског појачавача (сервопојачавача). Електрична повратна спрега обезбеђује најлакшу промену појачања повратне спреге и најбоље динамичке карактеристике, али захтева линеарни варијабилни давач положаја и сервопојачавач. Механичка повратна спрега је мање флексибилна, али има мање делова и нижа јој је цена израде.

Наведена решења су најчешће коришћена извођења двостепених серворазводника на тржишту. Сем наведених, постоје и решења двостепених серворазводника са повратним спрегом по притиску и протоку извршног органа, као и њихова комбинација. Ови серворазводници, користе се само у посебним случајевима, када се захтева другачији облик статичких карактеристика, од облика које обезбеђују стандардна извођења двостепених електрохидрауличних серворазводника [102].

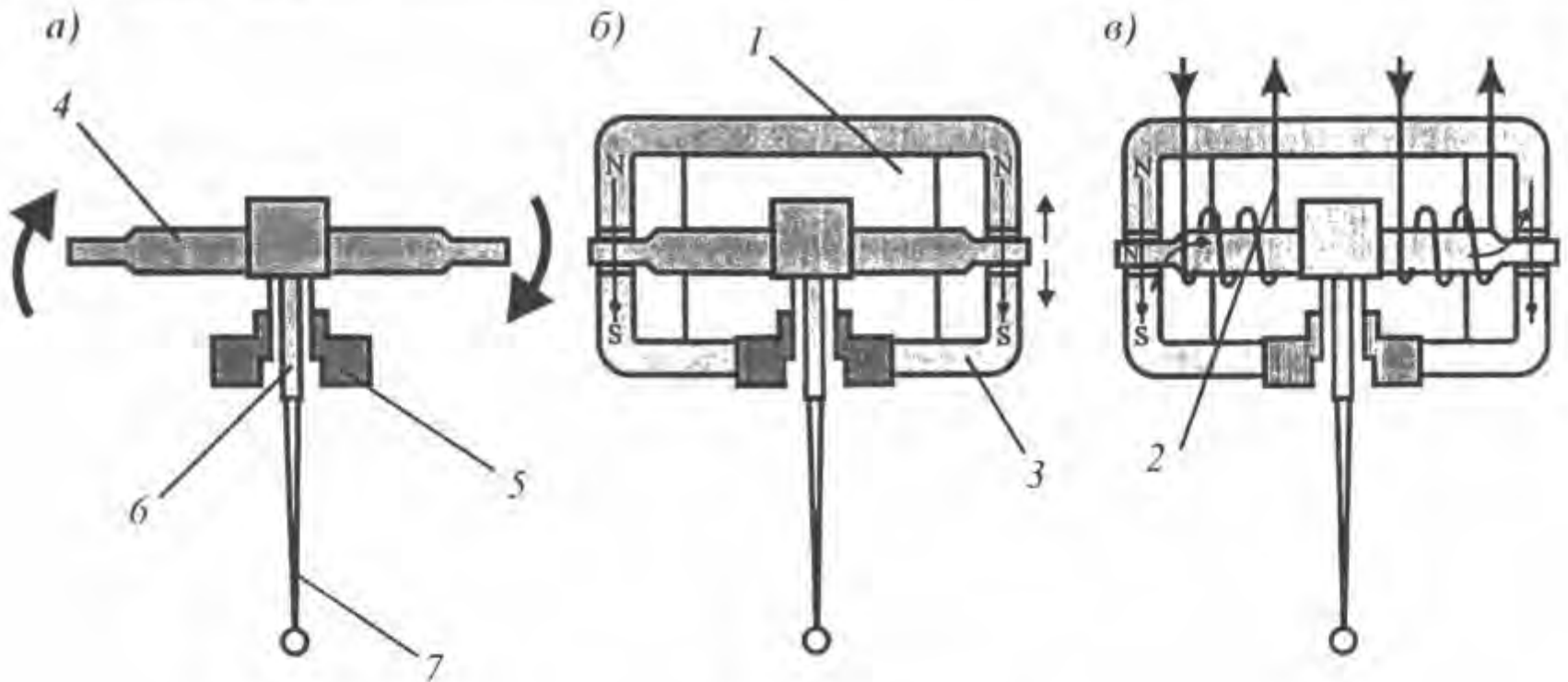
#### 1.4. Конструкција и принцип рада двостепених електрохидрауличних серворазводника са повратним спрегом по положају клипа

Двостепени електрохидраулични серворазводници са повратним спрегом по положају клипа имају следеће функционалне целине (слика 1.3):

- моментни мотор,
- први степен хидрауличног појачања и
- други степен хидрауличног појачања.

Електромагнетни моментни мотор (управљачки мотор, торк мотор), као електромеханички претварач, користи се за претварање струјног сигнала мале снаге у одговарајуће закретање, пропорционално јачини струје улазног сигнала. Развојем серворазводника, развијали су се и коришћени моментни мотори [98]. Данас се примењују као независни уређаји који се појединачно монтирају и испитују, што омогућава њихову заменљивост. Израђују се као "суви управљачки мотори", херметички затворени и заштићени од радне течности [59]. Основни делови моментног мотора, шематски су приказани на слици 1.4.



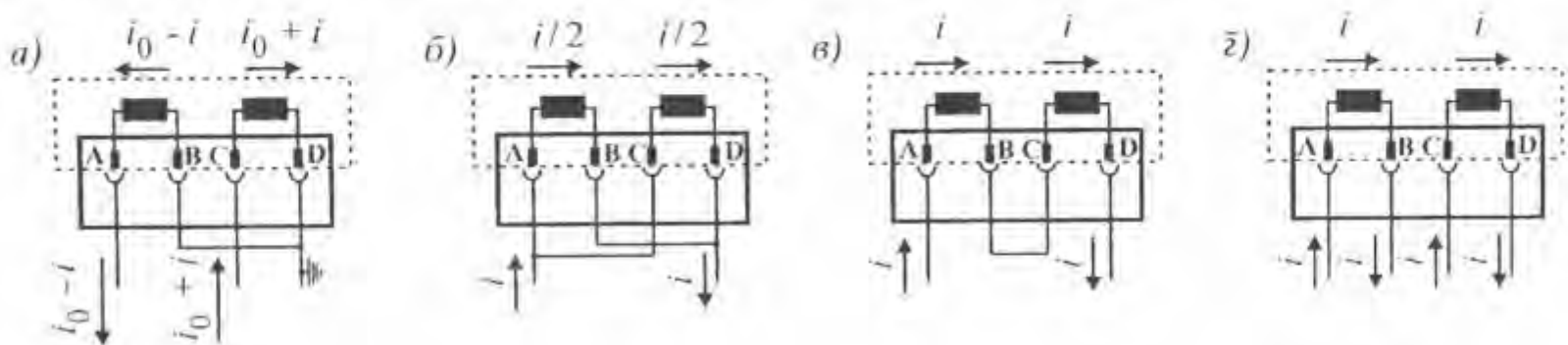


Слика 1.4 Моментни мотор

а) склоп котве, б) дејство њрајног магнетиа, в) магнетизација котве

1 - перманентни магнетиа, 2 - намотаји за побуду, 3 - носећи део, 4 - котва, 5 - еластична цевчица, 6 - одбојна плочица, 7 - ојружа њвратне сиреже (код двосијених са механичком њвратном сирежом)

Котва (4), начињена од меког магнетног материјала, постављена је у ваздушни простор магнетног поља перманентних (сталних) магнета (1). Два перманентна магнета, постављају се тако да је магнетно поље најинтензивније у ваздушном простору између котве и полова (S и N) тих магнета (слика 1.4 - б). Симетрично магнетно коло минимизира утицај варијација температуре. Магнетно поље перманентног магнета не изазива обртни момент на котви. Склоп котве (слика 1.4 - а), најчешће се изводи у облику слова Т, са паром намотаја за побуду (2), постављеним са обе стране котве. У зависности од карактеристика извора напајања електричне енергије и управљачке електронике, намотаји могу, по потреби, бити везани: редно, паралелно и комбиновано, а могуће је и њихово појединачно коришћење (слика 1.5).



Слика 1.5 Веза намотаја

а) комбинована, б) паралелна, в) редна, д) појединачно коришћење

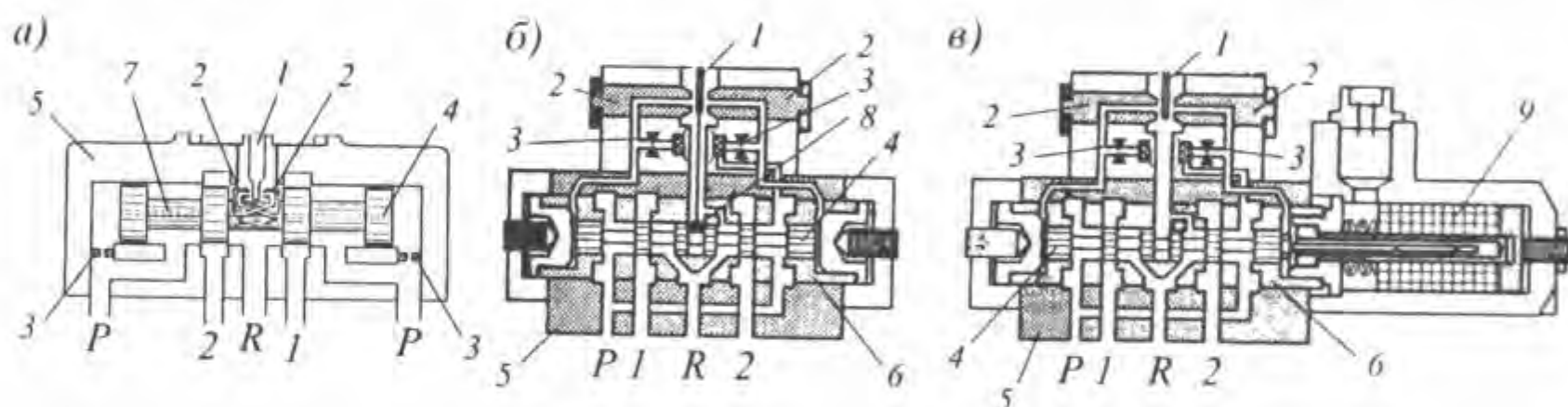
Код комбиноване везе намотаја (слика 1.5 - а), електронски струјни појачавач, у стању мировања, остварује у сваком намотају одређени износ јачине струје мировања  $i_0$ . Повећањем јачине струје у једном намотају за неки износ  $i$ , истовремено се, за исти износ, у другом намотају смањује јачина струје, тако да се поларитет никада не мења. Овај начин везивања намотаја је погодан, јер се неутралише ма каква промена јачине струје кроз намотаје, настала као последица флукуација напона, температурних промена и других појава, због једнаких, али супротносмерних дејстава тих ефеката у намотајима. Одликује се и већом стабилношћу позиционирања котве, као и мањом потрошњом електричне енергије од редног и паралелног начина везивања [41].



Паралелна веза (слика 1.5 - б), такође је врло популаран начин везивања намотаја, јер омогућава рад система и у случају отказа једног намотаја.

При протицању електричне струје кроз намотаје за побуду, котва се магнетише, на њој се ствара обртни момент и она се закреће. По искључењу електричне струје момент на котви услед електромагнетних сила пада на нулу и еластична цевчица враћа склоп котве у почетни положај. Котва је ослоњена на еластичну танкозидну цевчицу (5) (слика 1.4), која има улогу вођице одбојне плочице и заптивача према простору са радном течношћу у серворазводнику. За котву је круто везана одбојна плочица (6), која конструктивно припада моментном мотору, а функционално првом степену хидрауличног појачања. Код двостепених електрохидрауличних серворазводника са механичком повратном спрегом, за одбојну плочицу је круто везана опруга повратне спреге.

Први степен хидрауличног појачања је разводник типа млазник-одбојна плочица са два млазника. Чине га два константна, геометријски иста, пригушна отвора (3) и два променљива пригушна отвора, које формирају одбојна плочица (1) и врхови два, геометријски иста, млазника (2) (слика 1.6). Код двостепених серворазводника са механичком и електричном повратном спрегом, млазници се постављају у посебном склопу (слика 1.6 - б и в). Код двостепених серворазводника са директном повратном спрегом, млазници су изведени на самом клипу другог степена хидрауличног појачања (4), кроз чију је осу пробушен отвор (7) за вођење радне течности ка млазницима (слика 1.6 - а).



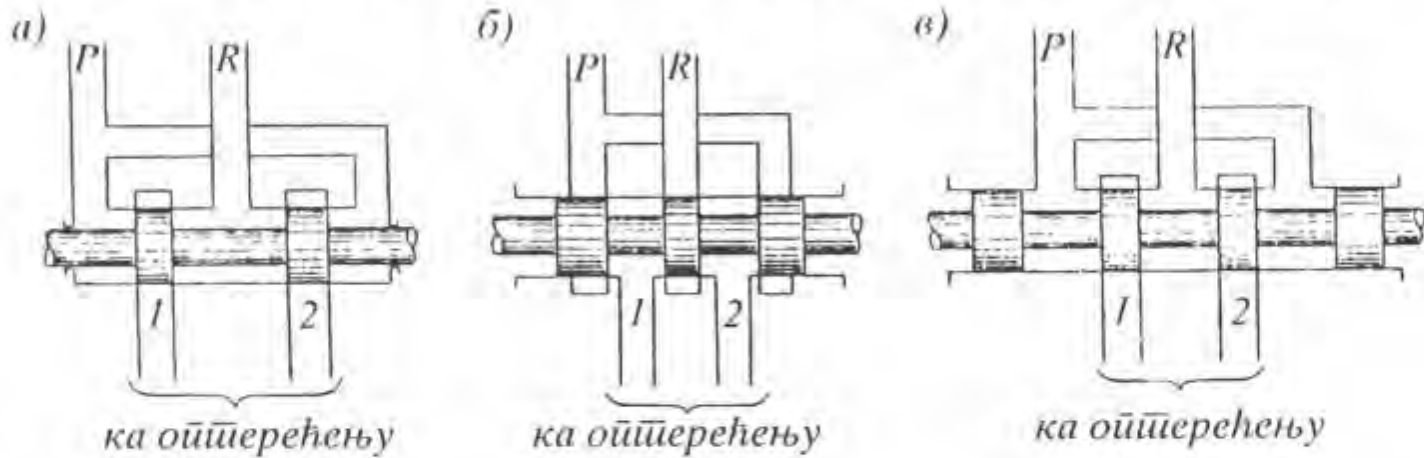
Слика 1.6 Шемајски приказ првог и другог степена хидрауличног појачања код серворазводника са а) директном, б) механичком, в) електричном повратном спрегом

1 - одбојна плочица, 2 - млазник, 3 - константни пригушник, 4 - клип, 5 - тело разводника, 6 - чаура, 7 - разводни отвори у клипу, 8 - оруђа повратне спреге, 9 - давач положаја

У неутралном (нултом, равнотежном) положају, одбојна плочица (1) налази се на подједнаком одстојању од врхова млазника, па су и притисци у оба млазника једнаки. Када се плочица помери из неутралног положаја, услед закретања склопа котве моментног мотора чији је саставни елемент, притисак радне течности расте у млазнику на страни кретања плочице и истовремено опада на супротној страни. Разлика притисака у млазницима (разлика управљачких притисака првог степена хидрауличног појачања), која се јавља при померању одбојне плочице, "води" се на други степен хидрауличног појачања - серворазводник са аксијалним кретањем цилиндричног разводног клипа.

Други степен хидрауличног појачања чини клипно-аксијални серворазводник са променљивим ивичним управљачким пригушницима. Сваки променљиви пригушни отвор на разводнику, формиран је од пара управљачких ивица, од којих се једна налази на цилиндричном разводном клипу (4), а друга на телу разводника (5) (слика 1.6 - а), или на чаури (6) (слика 1.6 - б и в). Чаура се ставља у тело разводника због лакше

заменљивости. Облици променљивих пригушних отвора могу да буду различити, а најчешће су у примени правоугаони, јер се тиме обезбеђује линеарна промена протока кроз разводник са померањем клипа. Број управљачких ивица може да буде три или четири (врло ретко две), што зависи од хидрауличног извршног органа којим серворазводник управља. Најчешће се у електрохидрауличним сервосистемима користе двосмерни хидраулични извршни органи, па ће се и у овом раду анализирати *чејворовични серворазводници*. Типична извођења ових разводних вентила шематски су приказана на слици 1.7. Број појасева на клипу, најчешће се креће од два (а), до три (б) и четири (в), што зависи од функције серворазводника и избора конструктора. Већи број појасева смањује цурење, хабање и, у нешто мањој мери, осетљивост на задрљање радне течности, али диже цену израде конструкције.



Слика 1.7 Извођења чејворовичних клипно-аксијалних разводних вентила

Са обе чеоне стране клип је везан хидрауличним водовима управљачких притисака првог степена хидрауличног појачања. Када не постоји разлика управљачких притисака првог степена, клип се налази у равнотежном положају. Под дејством разлике управљачких притисака првог степена, настале због померања врха одбојне плочице, клип се креће у страну мањег притиска. Код серворазводника са механичком и електричном повратном спрегом, клип се креће у смеру супротном од смера померања врха одбојне плочице. Код серворазводника са директном повратном спрегом, клип се креће у смеру померања врха одбојне плочице, све док се одбојна плочица поново не нађе на средини између млазника.

Средње поље разводног клипа серворазводника са механичком повратном спрегом, изводи се са жљебом, у који је убачен крај опруге повратне спреге (8) (слика 1.6 - б), којом се остварује повратна спрега са првим степеном хидрауличног појачања. При кретању, разводни клип повлачи опругу повратне спреге, која одбојну плочицу враћа ка равнотежном положају, све док се разводни клип другог степена не заустави у жељеном положају.

На једном од крајева разводног клипа серворазводника са електричном повратном спрегом, причвршћен је давач положаја (9) (слика 1.6 - в), који са одговарајућим сервопојачавачем остварује електричну повратну спрегу са првим степеном хидрауличног појачања. При кретању разводног клипа, давач положаја преноси позицију клипа, као сигнал положаја повратне спреге, до сервопојачавача. Тај се сигнал упоређује са задатим сигналом и њихова разлика се шаље моментном мотору. По достизању жељене вредности положаја клипа, разлика наведених сигнала постаје једнака нули, тако да се одбојна плочица враћа ка равнотежном положају.

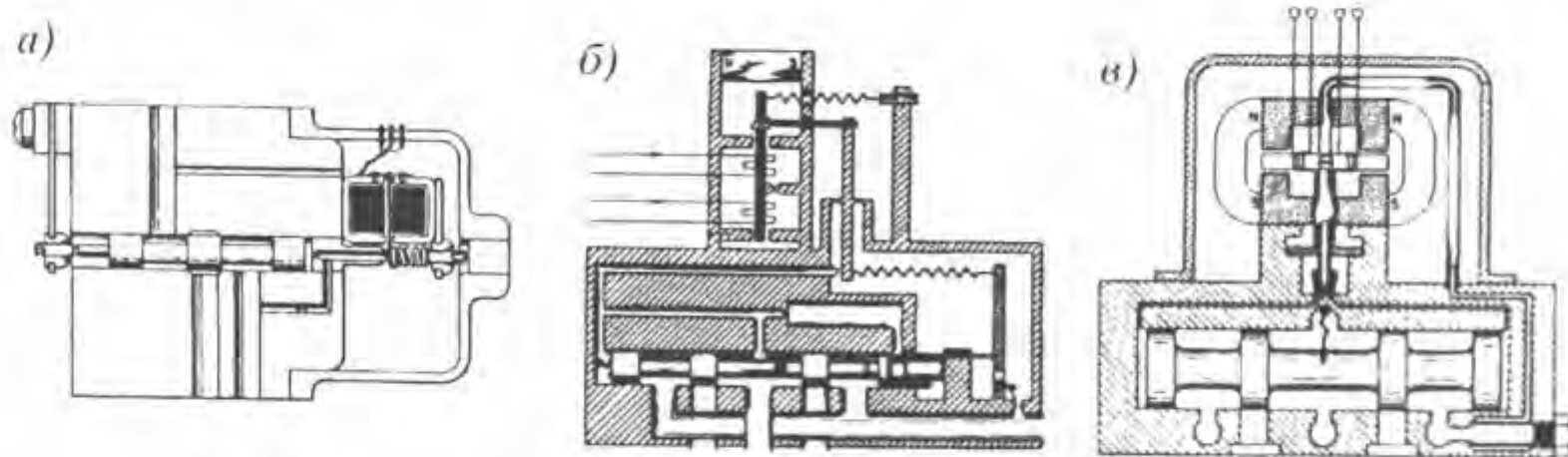
Положај разводног клипа, пропорционалан је јачини струје на улазу у моментни мотор; у случају правоугаоних пригушних отвора, и запремински проток кроз серворазводник, пропорционалан је тој јачини струје.



## 1.5. Историјски развој и примена електрохидрауличних серворазводника

Електрохидраулични серворазводници спадају у ред најмлађих стандардних хидрауличних компонената. За почетак њиховог развоја, може се узети период непосредно пред II светски рат, када су патентирани и развијени: разводник типа струјна цев - "Асканија" (Askania Regulator Company и Askania-Werkle, Немачка), разводник типа млазник - одбојна плочица - "Фоксборо" (Foxboro, САД) и клипно-аксијални разводник са двоструким покретањем - механичким (опругом) и електричним (покретним калемом) - "Сименс" (Siemens, Немачка) [98]. [76]. 1946. године Британац Тинзли (Tinsley) је патентирао први двостепени разводник, а нешто касније исте године "Рејтион енд Бел Еиркрафт" (Raytheon and Bell Aircraft, САД) су конструисали двостепени разводник са повратном спрегом између првог и другог степена. Код оба ова решења, први степен хидрауличног појачања, изведен је са аксијалним кретањем цилиндричног клипа.

Електрохидраулични сервосистеми у којима су уграђивани тадашњи разводници, нису имали значајно боље динамичке карактеристике од електричних сервосистема, јер није било одговарајућег "брзог" електромеханичког покретача. Зато су серворазводници најчешће били "најспорији" елементи, који су ограничавали карактеристике система. У то време је у "Лабораторији за динамичку анализу и управљање" на "Масачусетском технолошком институту" (MIT, САД), развијен први моментни мотор и двостепени серворазводник са електричном повратном спрегом између првог и другог степена. Коришћење моментног мотора као електромеханичког покретача, условило је смањену потрошњу електричне енергије, побољшану линеарност и бржи одзив.



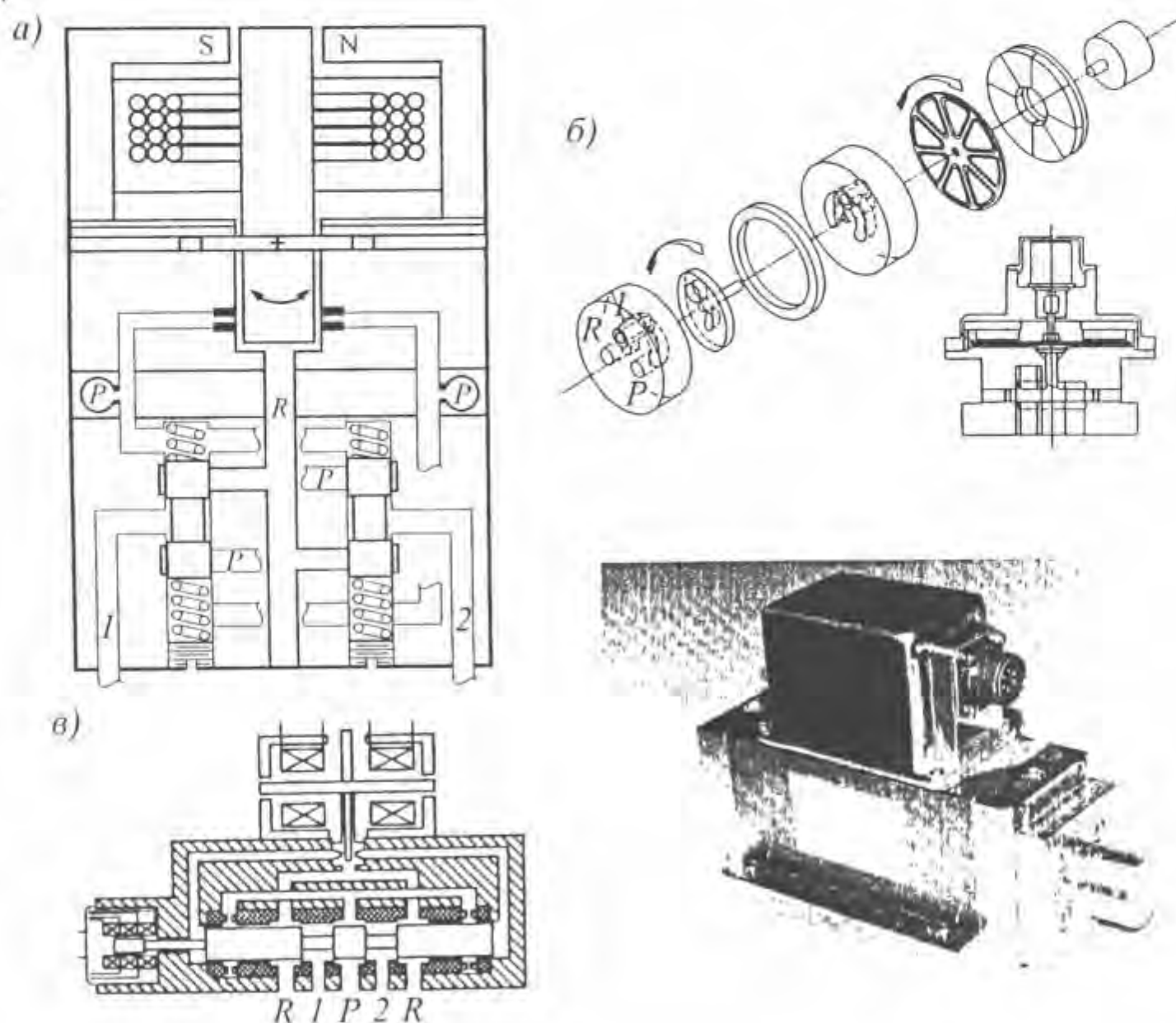
Слика 1.8 Развој електрохидрауличних разводних сервоентитета

а) двостепени са једним млазником (W. C. Moog Jr. - 1950), б) двостепени са механичком повратном спрегом (T. H. Carson - 1953), в) серворазводник типа струјна цев (R. Atchley - 1957) [98].

Муг (W. C. Moog, Jr.) је 1950. године развио први двостепени електрохидраулични серворазводник са првим степеном типа млазник - одбојна плочица. Одликовао се знатно мањим прагом и побољшаном динамиком (пропусни опсег од 100 Hz за фазно кашњење од 90°), у односу на дотадашње. 1953. године, Карсон (T. H. Carson) је извео серворазводник са првим степеном типа млазник - одбојна плочица и

механичком поватном спрегом између првог и другог степена, што је допринело даљем побољшању статичких и динамичких карактеристика и смањењу зависности карактеристика од параметара окружења (температуре радне течности и притиска напајања). Исте године, Муг конструише двостепени електрохидраулични серворазводник са симетричним разводним вентилом млазник - одбојна плочица (са два млазника), као првим степеном хидрауличног појачања, што је додатно смањило зависност карактеристика од окружења. У истом периоду, Уолпин (Wolpin) конструише изолован (сув) моментни мотор, а 1957. године, Ечли (R. Atchley) конструише први двостепени серворазводник са првим степеном типа струјна цев и механичком повратном спрегом са опругом повратне спреге. 1959. Ечли конструише и први тростепени серворазводник.

У фебруарском издању часописа "Hydraulics & Pneumatics" из 1959. године, дат је приказ свих тада доступних модела серворазводника, који показује тадашњи интензиван развој ових компонената. У то време је било двадесетак различитих произвођача серворазводника: једостепених, двостепених, са и без повратне спреге, са различитим првим степеном појачања, тростепених, итд. Различити произвођачи су се борили за опстанак на тржишту, а различите идеје су се кристалисале и конвергирале ка неколико изабраних решења, од којих су, од шездестих година па до данас, највише коришћени двостепени серворазводници са моментним мотором и повратном спрегом по положају клипа.



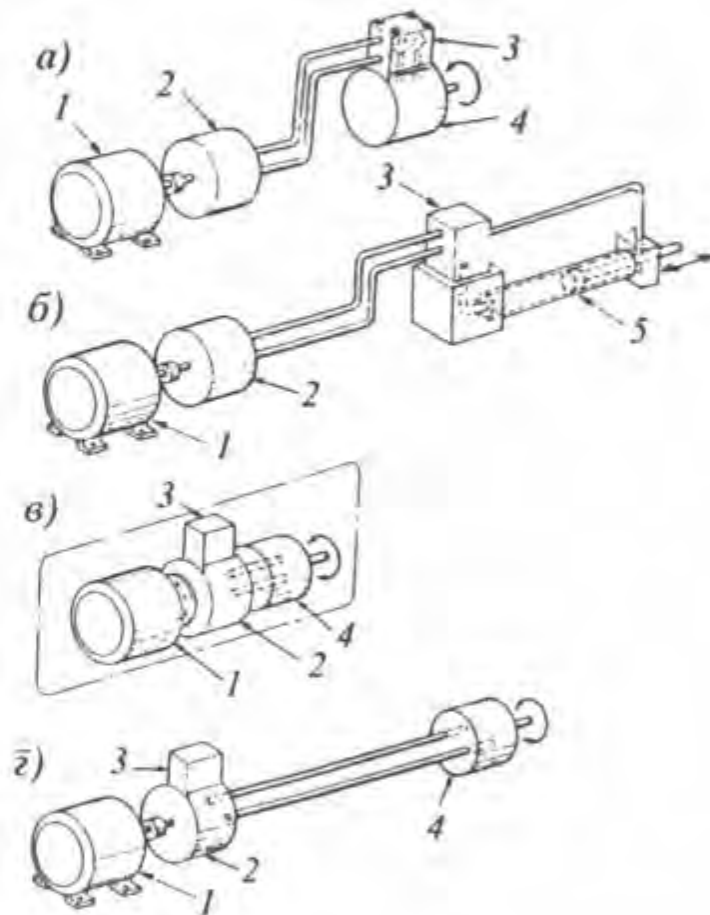
Слика 19 Специфична решења серворазводника

а) двостепен са два клипа [168], б) ротициони [109],

в) исмајски приказ и фотографија серворазводника који користи воду као радну течност [83]



Примена серворазводника је у прво време била у ваздухопловним системима за контролу лета. Касније су примењивани и у различитим објектима војне индустрије, а нешто касније и у космичким летилицама. Висока цена производње и одржавања првобитних уређаја, била је једино прихватљива за овакве апликације. Интензивнији индустријски развој у свету почетком шездесетих година, изазвао је коришћење нумеричких машина за обраду метала, у којима су серворазводници нашли знатну примену. Све већа њихова примена и производња, условила је потребу за стандардизацијом модела и даљим побољшањима у циљу смањивања цена. Зато су серворазводници извођени са већим телима (због лакше израде), одвојивим и независним првим степеном (због лакше поправке и замене) и са нешто мањим притисцима него првобитни. Без обзира на све напоменуто, њихова индустријска примена је остала донекле ограничена због сложене конструкције, цене, проблема у одржавању и осетљивости на задрљање радне течности. Раних седамдесетих година, на тржишту су се јавили и пропорционални разводници, који су својим ценама и карактеристикама успели да задовоље део потреба у индустрији, и то најпре у Европи, а касније и у САД.

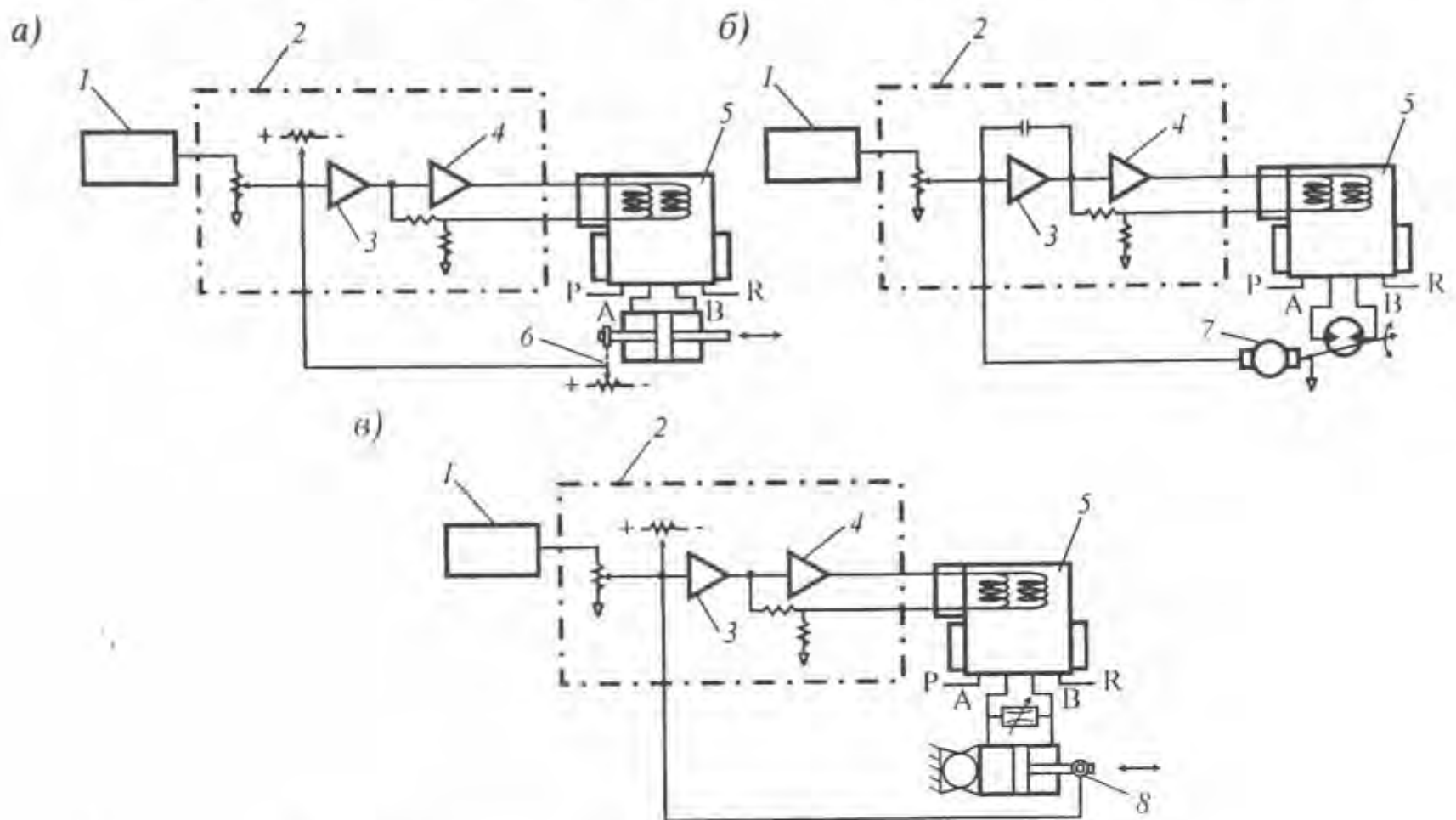


Слика 1.10 Основни облици извођења електрохидрауличних сервосистема  
 а) серворазводник - хидромотор, б) серворазводник - хидроцилиндар,  
 в) сервојумља - хидромотор (склој), г) сервојумља - хидромотор  
 1 - извор енергије, 2 - јумља, 3 - серворазводник, 4 - хидромотор, 5 - хидроцилиндар

Шездесетих година XX века, електрохидраулични серворазводници добијају изглед који су, углавном, задржали до данас. У наредном периоду, њихов развој је усмерен на побољшање односа квалитет/цена кроз: коришћење нових материјала, развој управљачке електронике, развој технологије филтрирања и коришћење нових теорија управљања. То, ипак, не значи да се у међувремену нису јављала нова решења. Нека од њих су: серворазводник са обртним кретањем разводног клипа (група аутора из Јапана [109]), серворазводник са плочастим разводним елементом ("Босх" (Bosch). Немачка) - 1973 [76]), двостепени са два клипа другог степена (Андерсон (W. Anderson) из фирме "Зауер" (Sauer-Sundstrand), САД - 1984 [8], [168]), "Муг"-ови директно



управљани једностепени клипни са "мотором силе" као електропокретачем веће снаге, развијеним почетком осамдесетих година [168], серворазводници који као радну течност користе воду ([83], [143] - [146]), итд. Наравно, не треба заборавити ни дигиталне серворазводнике чији развој почиње осамдесетих година, а чија се интензивнија употреба, као што је већ наглашено, очекује тек у наредном периоду.



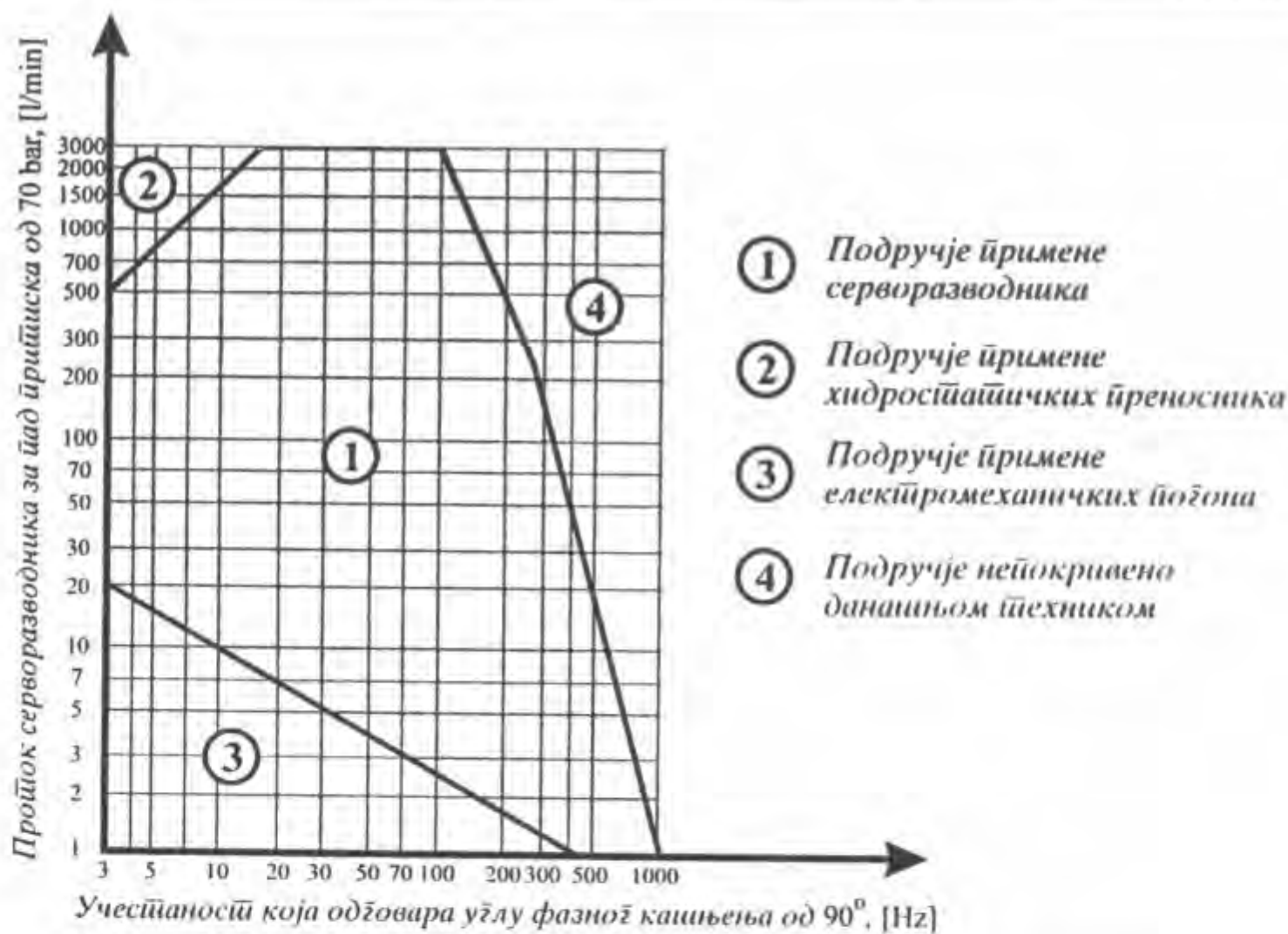
Слика 1.11 Основни шематски прикази електрохидрауличних сервосистема

а) позициони сервосистем, б) брзински сервосистем, в) сервосистем силе

1 - извор управљачко-регулационог сигнала, 2 - сервопојачавач, 3 - сабирач + интегратор (варијанта под б)) + појачавач, 4 - електронски ступорни појачавач, 5 - серворазводник, 6 - датчик положаја, 7 - датчик брзине, 8 - датчик силе

У нашој земљи се електрохидраулични серворазводници производе од 1973. године у Индустији хидраулике и пнеуматике "Прва петолетка" - Трстеник [168]. Данас се у њиховом производном програму налази више различитих модела двостепених електрохидрауличних серворазводника са механичком повратном спрегом по положају клипа.

Серворазводници данас имају примену у различитим електрохидрауличним сервосистемима (слика 1.10) за регулацију положаја, брзине и силе (слика 1.11). Неке од области и уређаја које покрива електрохидраулична серво-техника су: ваздухопловна техника [116], војна индустрија, нумеричке машине, машине за електролучно заваривање [35], машине за обраду пластике, машине за производњу папира, машине за производњу гуме, регулатори гасних, парних и водних турбина [168], роботи [34], симулатори лета [147], [90], машине за испитивање на замор материјала, симулатори сеизмичких испитивања [119], електролучне пећи [55], забавни паркови [165], грађевинске машине [78], железница, бродови, рударске машине [131], машине за сечења дрва [22], [23], моторна возила (системи активног вешања, сервоуправљачи, кочиони уређаји) [60], подморнице, уређаји за ласерска мерења [52], антенски системи [17], итд. Подручје примене електрохидрауличних серворазводника, може се видети на дијаграму са слике 1.12. [106]



Слика 1.12 Подручје примене електрохидрауличних серворазводника

## 1.6. Преглед досадашњих истраживања

Понашање целог хидрауличног система, чији је саставни елемент серворазводник, у највећој мери зависи од његових карактеристика. Да би се оптимизирало пројектовање, анализирало понашање, побољшао надзор стања и унапредило функционисање коришћењем напредних управљачких техника, добар динамички модел је крајње потребан. Међутим, сложеност, нелинеарност и осетљивост електрохидрауличних серворазводника, представљају највеће препреке у остваривању овог циља.

Упоредо са развојем и почетком њихове комерцијалне употребе, појављују се и писани радови различитих аутора, у којима су предмет истраживања серворазводници. Основне дефиниције, принципи функционисања и пројектовања, приказани су у уџбеницима [24], [105], [89] истраживача, који су активно учествовали у развоју првих електрохидрауличних сервосистема и њихових компонената (укључујући електрохидрауличне серворазводнике). Једно од најзначајнијих дела, које и данас представља скоро обавезну цитирану референцу данашњих истраживача, написао је Мерит (Merritt) [102]. Ту су дати генерални прикази пројектовања електрохидрауличних система, а дефинисана су и објашњена врло значајна правила функционисања и конструисања клипно-аксијалних разводника, разводника типа млазник - одбојна плочица, моментних мотора, итд. Врло је значајно и то што Мерит динамику хидрауличних управљачких система и њихових компонената, по први пут до тада, описује коришћењем блок алгебре и преносних функција, што је у то време представљало одличну основу за линеарну анализу серворазводника.

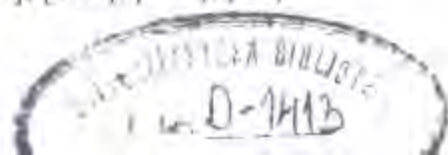


За добијање линеарних математичких модела којима се описује понашање електрохидрауличних серворазводника, у основи, користила су се два прилаза. У зависности од динамичких карактеристика система у који се уграђује, динамика серворазводника се, према првом прилазу, занемарује или се описује преносним функцијама првог, другог или евентуално трећег реда. При томе се вредности временских константи, односно вредности непригушених природних учестаности и фактора релативног пригушења, рачунају из експериментално одређених фреквентних карактеристика неоптерећеног серворазводника, које се могу наћи као уобичајени подаци у каталозима произвођача [79]. Произвођачи у својим каталозима предлажу, углавном, модел трећег реда, при чему динамику првог степена млазник - одбојна плочица, апроксимирају моделом другог реда [133].

Други прилаз подразумева добијање линеарних математичких модела формирањем теоријског или теоријско-експерименталног модела и његовом линеаризацијом око неког карактеристичног радног режима (најчешће се ради о нултом, равнотежном положају). При томе се одређене појаве или физичке величине, за које се сматра да су од мање важности, занемарују. Тако на пример Тајер (Thayer) [133], за двостепени електрохидраулични серворазводник са механичком повратном спрегом, предлаже модел трећег реда уз претпоставке врло малих релативних померања склопа котве првог степена и занемаривања: стишљивости радне течности и волуметријских губитака, утицаја силе опруге повратне спреге на разводни клип, масе клипа и нестационарне силе услед струјања радне течности. Сличним резонувањем, Мерит [102] предлаже модел четвртог реда за двостепени серворазводник са механичком повратном спрегом и модел трећег реда за двостепени серворазводник са директном повратном спрегом. Виленијус и Вивалдо (Vilenius, Vivaldo) [153], понашање серворазводника са механичком повратном спрегом проучавају анализирањем нелинеарног модела на аналогном рачунару, који у себи укључује упрошћене линеарне диференцијалне једначине и услов удара одбојне плочице у млазник. Интересантно је поменути и рад [106], где се динамика двостепених серворазводника, код којих је први степен појачања клипно-аксијални разводник, описује преносном функцијом четвртог реда. Укључивање у линеарне моделе израза који описују понашање система због постављања константног пригушног отвора (бленде) у одводном воду [160], типа и величине преклапања [99], компресибилности радне течности и линеаризованих израза за резултантну силу млазева радне течности на одбојну плочицу [91], [97], представљају додатна побољшања линеарних модела.

У последње време у радовима се, углавном, предлажу линеарни модели приказани једначинама простора стања<sup>3</sup>. Ли, Мисава и Рид (Lee, Misawa i Reid) [86], за потребе анализе робусне стабилности двостепеног серворазводника са механичком повратном спрегом и пригушним отвором у одводном воду, користе систем диференцијалних једначина осмог реда представљен у простору стања. За потребе анализе стабилности хидрауличног сервосистема са хидроцилиндрима великих ходова, Ван Шотхорст, (van Schothorst) [147] предлаже модел серворазводника у простору стања, са седам физичких величина као променљивим стања. Исти модел, након одређених упрошћења, своди на модел четвртог реда за двостепени, тј. модел петог реда за тростепенни серворазводник. Узимајући у обзир одређене нелинеарности документоване у радовима [102] и [10], Тауфик (Tawfik), за потребе пројектовања контролера, предлаже бездимензијску презентацију динамике серворазводника у форми шестодимензионог простора стања.

<sup>3</sup> Коциент простора стања (простора променљивих стања), тј. записивање система диференцијалних једначина динамичког система у виду нормалне или Кошијеве (Cauchy) форме и његова анализа, обрађен је у литератури [127], [110], [117], [21].





Међутим, постојећи линеарни модели електрохидрауличних серворазводника, иако могу да дају прелиминарни осећај о њиховом понашању, нису у стању да адекватно објасне и верно предвиде њихово стварно понашање у различитим радним режимима. И сам поглед на експериментално добијене фреквентне карактеристике, које сваки произвођач обезбеђује за своје производе, јасно указује на постојање нелинеарности.

Релативно велики број истраживача, бавио се нелинеарном анализом различитих модела серворазводника и тако давао допринос бољем разумевању и вернијем описивању њиховог понашања. Још је Мерит [102] детаљно објаснио ефекте неких нелинеарности на понашање серворазводника. Расветлио је појаве: силе услед струјања радне течности у клипно-аксијалним разводницима, резултантне силе млазева радне течности на одбојној плочици, нелинеарности моментног мотора (магнетни хистерезис и засићење), силе трења (суво и вискозно) разводног клипа, итд. и дефинисао њихове одговарајуће описне функције (функције преноса хармонијски линеаризованог нелинеарног елемента). Ширер (Shearer) [123] је анализирао утицај радијалних зазора између клипа и тела разводника (чауре), заобљених ивица на клипу и чаури и негативног преклапања, на статичке и динамичке карактеристике серворазводника у временском домену. У свом раду [10], Арафа и Ризк (Arafa, Rizk), посебно се осврћу на одређивање обртног момента услед електромагнетних сила и сила млазева радне течности на одбојну плочицу. Такође, извели су и експеримент који открива нелинеарност крутости опруге повратне спреге, дефинисан као ефекат "отврдњавања" опруге повратне спреге. Проучавањем и нелинеарним моделирањем разводника типа млазник - одбојна плочица, као најчешће коришћеног првог степена хидрауличног појачања данашњих двостепених електрохидрауличних серворазводника, бавили су се Лин и Акерс (Lin, Akers) [92] и интензивно Бароуз, Му и Дарлинг (Burrows, Mu, Darling) [28]. Елман (Ellman) [46] и Ерјилмаз и Уилсон (Egülmaz, Wilson) [49], [50] анализирају утицај протока истицања кроз радијални зазор између разводног клипа и тела разводника (чауре) на статичке карактеристике серворазводника. Проток истицања је идентификован и моделиран на основу одговарајућих експериментално добијених статичких карактеристика. Користећи динамику апроксимирану, на основу експерименталних података, линеарним диференцијалним једначинама другог реда и узимајући у обзир нелинеарности: појачање протока, нулту компензациону струју, праг и хистерезис, Бартос (Bartos) [17] формира нелинеарни математички модел за двостепене серворазводнике, чији се резултати добро слажу са експерименталним. Елгамил и Канки (Elgamil, Kanki) [44] теоријски анализирају понашање клипно-аксијалног серворазводника са нултим преклапањем у нултом положају, за случај када су ширине пригушних отвора на разводном клипу различите. У свом раду Вирвало (Virvalo) [154], даје генерални прилаз моделирању аналогних ЕХПР (серво и пропорционалних). Развијени модел укључује следеће карактеристике: величине преклапања свих контролних ивица, хистерезис, засићење, волуметријске губитке, померање нуле и утицај операционог појачавања. Нелинеарни математички модел двостепеног серворазводника базиран на физичким величинама, развијен је у раду [158]. Модел укључује нелинеарне релације обртног момента моментног мотора, реакције силе млазева радне течности на одбојну плочицу, компресибилност радне течности, промену контролних запремина првог степена због кретања клипа, волуметријских губитака, силе услед струјања радне течности и трење. Исправност модела је проверавана упоређивањем добијених резултата са експерименталним, где је утврђено да добијени модел обезбеђује знатно мању грешку стационарног стања, за случај одзива система на улазни сигнал типа одскочне функције, у поређењу са типичним линеарним моделом трећег реда

коришћеним у индустрији (4,1% према 25%). Најзначајније радове, у последње време, на тему анализе серворазводника је објавио Урата (Urata) [141], [142], који се бавио детаљним анализама понашања моментног мотора и динамике еластичне структуре, коју чине склоп котве и еластична цевчица.

Највећи број наведених радова укључује и експерименталну верификацију постављених модела. Међутим, у већини радова начин идентификације параметара и физичких величина које улазе у модел, није приказан. У појединим радовима само се приказују вредности одређених, изабраних величина [11], [28], [92], итд., а у другим се вредности тих величина крију, под изговором пословне тајне и својине произвођача [158]. Вредности параметара и физичких величина који улазе у модел, у одређеним радовима нису експериментално одређиване, већ су биране тако да резултати математичке анализе ипак је могуће мање одступају од експериментално добијених карактеристика (различите технике апроксимације) [163], [130]. Због тога добијају на значају радови који се баве експерименталним одређивањем различитих карактеристика серворазводника. Такви су радови: [138], где аутори предлажу метод за мерење коефицијената трења оба степена хидрауличног појачања, [151], где је описана експериментална процедура за одређивање коефицијената протока пригушних отвора на клипно-аксијалном разводнику, [71], где је описан метод за одређивање динамичких карактеристика вентила, као и већ поменути рад [10]. У ову групу радова, посредно се може сврстати и рад [64], где се експериментално анализира понашање двостепених серворазводника са механичком повратном спрегом, у условима различитих врста типичних неисправности: запрљани филтер, похабани заптивачи, похабане управљачке ивице на разводном клипу, итд., чиме се додатно објашњава функционисање ових електрохидрауличних компонената.

Значајано је још напоменути истраживања и моделирања понашања другачијих типова серворазводника, од двостепених са првим степеном типа млазник - одбојна плочица и другим типа разводник са аксијалним кретањем цилиндричног клипа. Иако се ови серворазводници конструктивно разликују, највећи број физичких појава, које се узимају у обзир при математичком моделирању, описују се истим или сличним изразима. Тако су се, Цај, Лин и Акерс (Tsai, Lin, Akers) [137], Андерсон (Anderson) [8] и Андерсон и Ли (Anderson, Li) [7], бавили анализом двостепеног серворазводника са два разводна клипа другог степена хидрауличног појачања. Кориштећи енергетски приступ, Лиу и Браун (Liaw, Brown) [90] су развили нелинарни модел за серворазводник типа млазник - одбојна плочица. Модел је примењен за пројектовање серворазводника са импулсно-ширинском модулацијом. У раду [166], приказане су методологије нелинарног моделирања, параметарске идентификације, процене модела и оцене понашања двостепеног серворазводника са првим степеном типа клипно-аксијални серворазводник. Предложени модел узима у обзир нелинарности: мртва зона клипа првог степена, трење клипа, промена коефицијента протока пригушних отвора са ходом клипа и волуметријски губици. Да би се добили одговарајући параметри који улазе у модел, предложени су специфични приступи мерењу и техникама апроксимација. Интересантни су и радови групе аутора са Универзитета Канагава (Kanagawa) из Јапана [144]-[146], који се интензивно баве нелинарним моделирањем и развојем серворазводника, са водом као радном течношћу.

Све досад наведено, директно указује да проучавање и истраживање електрохидрауличних серворазводника представља подстицајан и актуелан истраживачки задатак. Зато је за тематику овог рада изабрана анализа најраспрострањенијих електрохидрауличних серворазводника - двостепених са повратном спрегом по положају клипа.





Део 2.

**ТЕОРИЈСКА АНАЛИЗА**

Први корак који треба да омогући увид у различите физичке феномене од утицаја на понашање двостепених електрохидрауличних серворазводника са повратном спрегом по положају клипа, представља њихова детаљна теоријска анализа. За ту намену ће се користити фундаментални закони механике флуида, електромагнетизма и опште механике. Истовремено, са неопходним критичким освртом, користиће се искуства и резултати истраживача који су се бавили истом или сличном проблематиком. Тиме ће теоријски модел укључивати појаве и физичке величине за које се очекује да имају утицај на понашање анализираних серворазводника.

У оквиру овог теоријског разматрања, биће посебно обрађене све функционалне целине: електронски струјни појачавач (иако он физички није саставни део серворазводника, али функционално јесте), моментни мотор, први степен хидрауличног појачања и други степен хидрауличног појачања, са свим посебностима различитих типова двостепених електрохидрауличних серворазводника са повратном спрегом по положају клипа. Сем математичких израза који дефинишу понашање серворазводника у условима стационарних и динамичких режима, биће дате и препоручене вредности појединих физичких величина, чијим се избором у фази пројектовања добијају серворазводници са оптималним карактеристикама за захтеване радне режиме. У наведеним математичким изразима, просторно променљиве физичке величине, осредњене су у одговарајућим запреминама.

## 2.1. Анализа понашања електронског струјног појачавача

Да би се омогућило функционисање двостепеног електрохидрауличног серворазводника, потребно је до намотаја електромагнетног моментног мотора довести одговарајућу јачину струје. За ту намену, користи се електронски струјни појачавач јачине струје (линеарни операциони појачавач), који претвара управљачки напон са улаза у појачавач, у јачину струје кроз намотаје моментног мотора. Управљачки напон представља разлику између задатог напона (одговара жељеној вредности одговарајуће физичке величине: положају, брзини или сили, коју електрохидраулични сервосистем регулише) и напонског електричног сигнала повратне спреге (одговара измереној вредности физичке величине коју електрохидраулични сервосистем регулише). Сем задатка управљања јачином струје кроз намотаје моментног мотора, електронски струјни појачавач треба да обезбеди да јачина струје, коју "вуче" моментни мотор, не буде изнад вредности која може да оштети намотаје моментног мотора. Изнад вредности управљачког напона који одговара том износу јачине струје, у њему се јавља засићење.

Електронски струјни појачавачи се изводе са повратном спрегом по јачини струје (струјна повратна спрега), да би се утицаји отпорности и индуктивности намотаја на сигнал јачине струје свели на минимум. Тиме се динамичке карактеристике струјног појачавача знатно побољшавају (слика 2.1), тако да се динамика формирања струјног сигнала у односу на динамику серворазводника обично може занемарити [161], [144], [147], итд. Дакле, може се писати да је јачина струје кроз намотаје пропорционална управљачком напону, све док исти има вредности мање од напона засићења појачавача:

$$i = \begin{cases} K_a \cdot U, & |K_a \cdot U| \leq i_s, \\ i_s, & |K_a \cdot U| > i_s, \end{cases} \quad (2.1)$$

где су:

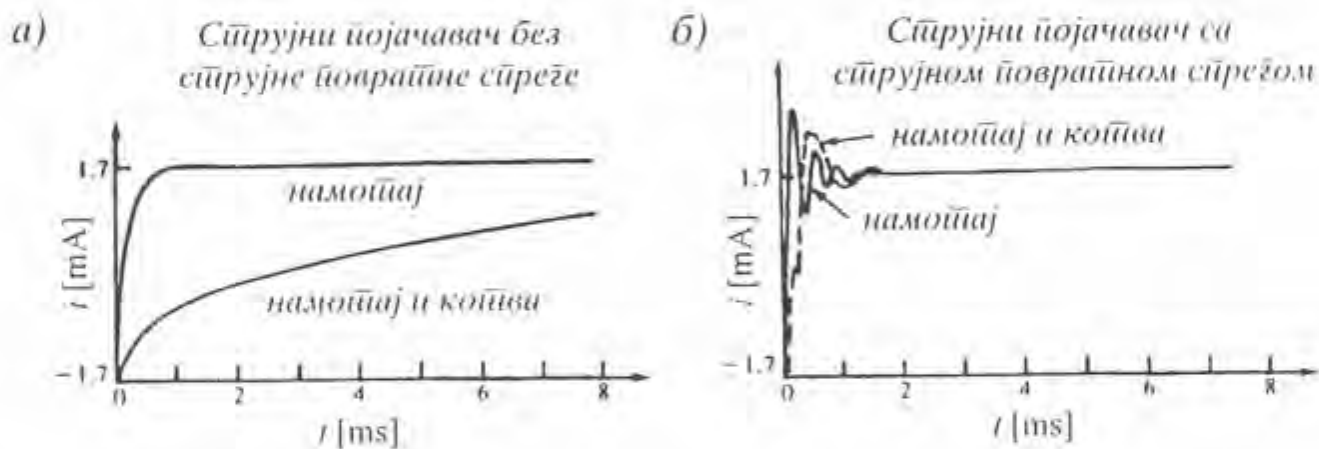
- $i$  [A] - јачина струје кроз намотаје моментног мотора,
- $U$  [V] - управљачки напон,
- $K_a$  [A/V] - појачање електронског струјног појачавача,
- $i_s$  [A] - јачина струје која одговара напону засићења електронског струјног појачавача.

Претходни израз важи за серворазводнике са механичком и директном повратном спрегом, док за серворазводнике са електричном повратном спрегом, због утицаја електричног сигнала интерне повратне спреге, важи нешто измењен израз:

$$i = \begin{cases} K_a \cdot (U - K_{dp} \cdot y), & |K_a \cdot (U - K_{dp} \cdot y)| \leq i_s, \\ i_s, & |K_a \cdot (U - K_{dp} \cdot y)| > i_s, \end{cases} \quad (2.2)$$

где су:

- $K_{dp}$  [V/m] - појачање електричне повратне спреге, укључујући појачање давача положаја,
- $y$  [m] - ход разводног клипа другог степена хидрауличног појачања.



Слика 2.1 Упоредни приказ формирања јачине струје на улазу у серворазводник за случајеве коришћења електронског струјног појачавача без повратне спреге и са повратном спрегом [161]

## 2.2. Анализа понашања моментног мотора

Јачина струје која се доводи до намотаја моментног мотора, изазива одговарајући обртни момент на склопу котве. За случај да нема електричне струје кроз намотаје, обртни момент услед дејства електромагнетних сила, једнак је нули. Довођењем електричне струје, котва се магнетинише, што изазива стварање обртног момента и закретање склопа котве.

Да би се дошло до израза за обртни момент услед дејства електромагнетних сила, потребно је одредити електромагнетне силе којима магнетно поље дејствује на котву у сва четири ваздушна процпа (међугвожђа). Како је угао закретања котве врло мали (код изведених серворазводника мањи од  $1^\circ$  [102], [163], [130], [57], [137]).



итд), може се без велике грешке сматрати да котва, за све време кретања, остаје приближно паралелна половима трајних магнета. Зато се за израчунавање електромагнетних сила<sup>3</sup> у ваздушним процепима, може користити израз за електромагнетну силу између две паралелне намагнетисане површине, у облику [15], [112], [129]:

$$F_{pi} = \frac{B_{pi}^2 \cdot A_p}{2 \cdot \mu_0}, \quad (2.3)$$

где су:

- $F_{pi}$  [N] - електромагнетна сила у  $i$ -том процепу ( $i = \overline{1,4}$ ),
- $B_{pi}$  [T] - магнетна индукција у  $i$ -том процепу ( $i = \overline{1,4}$ ),
- $A_p$  [m<sup>2</sup>] - површина пресека ваздушних процепа управна на линије магнетне индукције, која је иста за сва четири процена,
- $\mu_0$  [H/m] - магнетна пермеабилност ваздуха, која је, уз занемаривање релативне пермеабилности ваздуха ( $\mu_r = 1,000008$ ), једнака магнетној пермеабилности вакуума:  $\mu_0 = 1.257 \cdot 10^{-6}$  [H/m].

Како је веза између магнетног флукса и магнетне индукције у процепима дата изразом [15], [112], [129]:

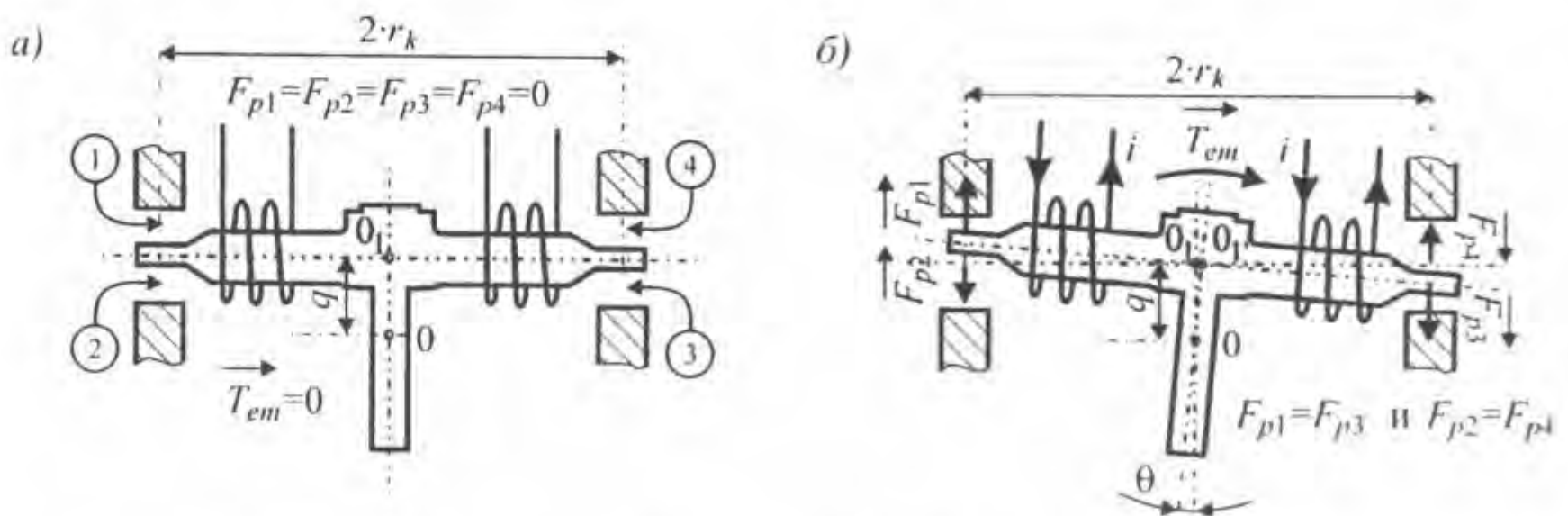
$$B_{pi} = \frac{\phi_{pi}}{A_p}, \quad (2.4)$$

где је:

- $\phi_{pi}$  [Wb] - магнетни флукс у  $i$ -том процепу ( $i = \overline{1,4}$ ),

то се замном у израз (2.3) добија:

$$F_{pi} = \frac{\phi_{pi}^2}{2 \cdot \mu_0 \cdot A_p}, \quad (2.5)$$



Слика 2.2 Шемајски приказ моментног мотора за извођење израза за  $T_{em}$   
 а) јачина сирује кроз намагњаје -  $\theta$ , б) јачина сирује кроз намагњаје -  $i$

<sup>3</sup> Правилније би требало рећи да се ради о интензитету електромагнетних сила. И у даљем тексту ће се, када се говори о векторским величинама, интензитети истих, због једноставности изостављати, сем где није у тексту другачије наглашено.

Ако претпоставимо да су електромагнетне силе (односно магнетни флуксиви) у процепима 1 и 4, односно 2 и 3 (слика 2.2), међусобно једнаке, може се за обртни момент писати:

$$T_{em} = 2 \cdot (F_{p1} - F_{p2}) \cdot r_k, \quad (2.6)$$

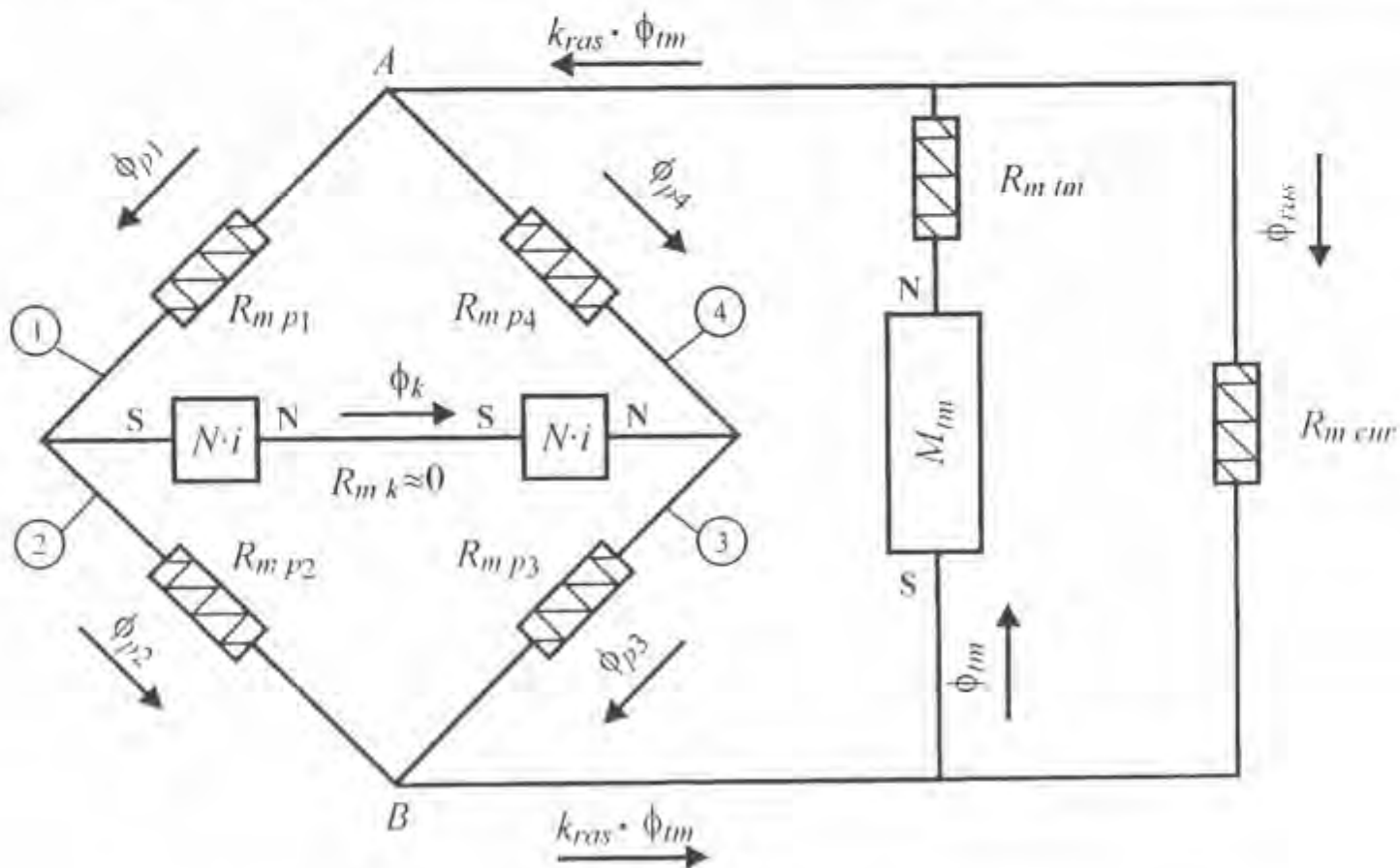
где су:

- $T_{em}$  [N·m] - обртни момент услед електромагнетних сила,
- $r_k$  [m] - растојање од вертикалне осе симетрије склопа котве до осе центра полова трајног магнета.

Заменом израза (2.5) у (2.6) добија се израз:

$$T_{em} = \frac{\phi_{p1}^2 - \phi_{p2}^2}{\mu_0 \cdot A_p} \cdot r_k. \quad (2.7)$$

Да би претходни израз могао да се користи за израчунавање обртног момента услед електромагнетних сила, потребно је одредити магнетне флуксеве у ваздушним процепима. Ако уведемо претпоставку, да се магнетна отпорност (релуктанса) меког магнетног материјала склопа котве  $R_{mk}$ , у поређењу са релуктансом тврдог магнетног материјала трајног магнета  $R_{mtm}$  и релуктансама сва четири ваздушна процепца  $R_{mpi}$  може занемарити, магнетно коло моментног мотора може се шематски приказати као на слици 2.3. Претходна претпоставка је сасвим оправдана, ако се узме у обзир да је пермеабилност меког магнетног материјала склопа котве много већа, у поређењу са пермеабилностима тврдог магнетног материјала трајног магнета и ваздуха [15], [129].



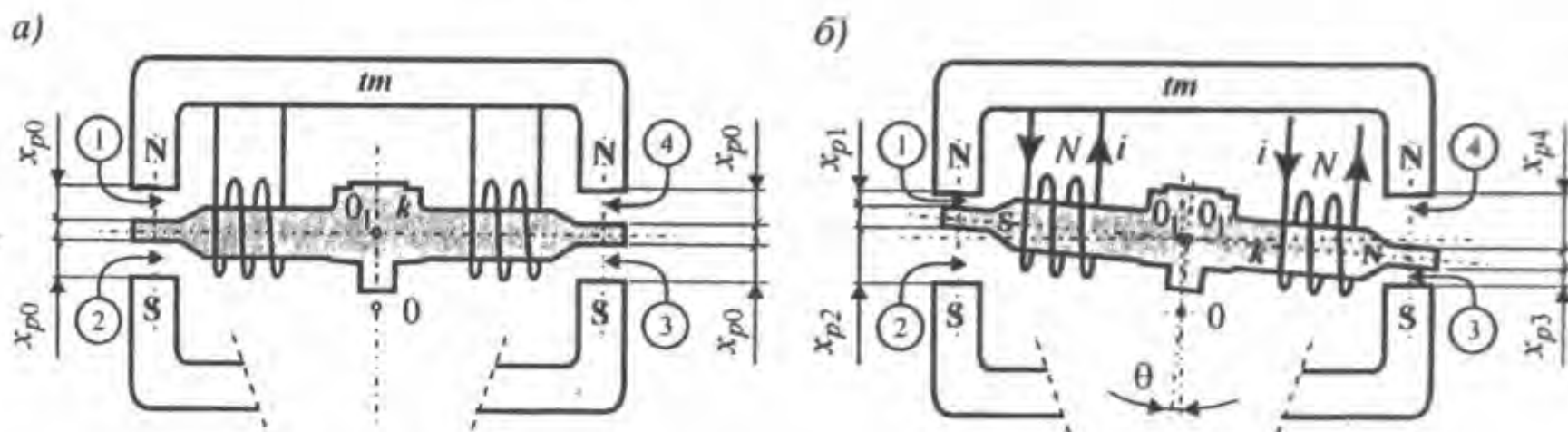
Слика 2.3 Шематски приказ магнетног кола моментног мотора.

Релуктансе ваздушних процепца, могу се израчунати по изразу [15], [129]:

$$R_{mpi} = \frac{x_{pi}}{\mu_0 \cdot A_p} = \frac{x_{p0} + \Delta x_{pi}}{\mu_0 \cdot A_p}, \quad (2.8)$$

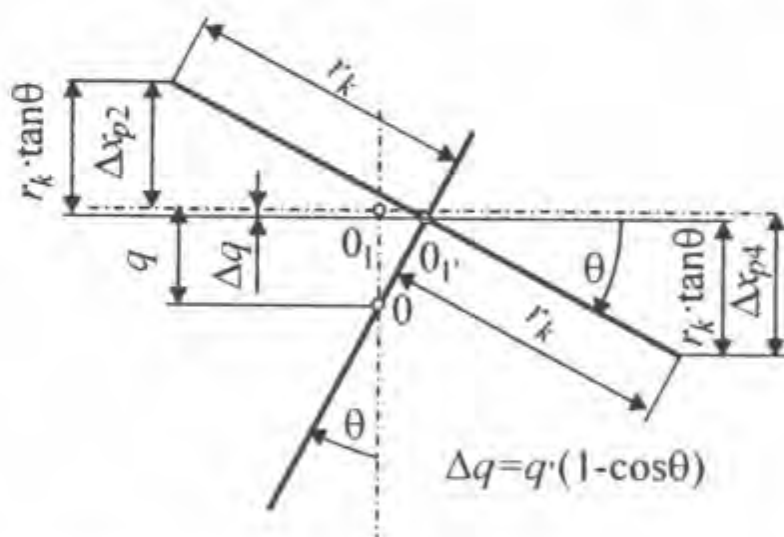
где су:

- $R_{m pi}$  [ $H^{-1}$ ] - релуктанса  $i$  - тог ваздушног процепа ( $i = \overline{1,4}$ ),
- $x_{pi}$  [m] - дужина  $i$  - тог ваздушног процепа ( $i = \overline{1,4}$ ),
- $x_{p0}$  [m] - дужина ваздушних процепа у нултом (неутралном) положају,
- $\Delta x_{pi}$  [m] - промена дужине  $i$  - тог ваздушног процепа због закретања склопа котве ( $i = \overline{1,4}$ ).



Слика 2.4 Шемајски приказ за рачунање релуктанси ваздушних процепа  
а) неутрални положај, б) закренији положај  
 $tm$  - трајни магнет,  $k$  - коџа

У неутралном положају, дужине сва четири ваздушна процепа су једнаке (слика 2.4 - а), а закретањем склопа котве око осе која пролази кроз тачку 0, дужине ваздушних процепа се мењају (слика 2.4 - б).



Слика 2.5 Шема за анализу утицаја положаја осе закретања на величину ваздушних процепа

Закретањем котве, на пример у смеру казаљке на сату (слика 2.5), види се да се дужине ваздушних процепа 2 и 4 повећавају за величине:

$$\begin{aligned} \Delta x_{p2} &= r_k \cdot \tan \theta - \Delta q, \\ \Delta x_{p4} &= r_k \cdot \tan \theta + \Delta q, \end{aligned} \quad (2.9)$$

где је:

- $\theta$  [rad] - угао закретања котве,
- $\Delta q$  [m] - вертикално померање тачке  $\theta_1$  (слика 2.5), због закретања склопа котве.

Већ је напоменуто да се моментни мотори серворазводника изводе тако да су, у оба смера ротације, углови закретања котве врло мали. За тако мале углове, без веће грешке се може узети да је  $\tan \theta = \theta$  [rad].



Вертикално померање  $\Delta q$  (слика 2.5), рачуна се по:

$$\Delta q = q \cdot (1 - \cos \theta), \quad (2.10)$$

где је:

- $q$  [m] - растојање од осе ротације склопа котве до хоризонталне осе симетрије ваздушних процепа и котве.

Узимајући у обзир ограничење величине угла закретања и чињеницу да је код изведених моментних мотора за погон серворазводника дужина  $r_k$  неколико пута већа од дужине  $q$  [165], [130], [57], [137], може се, не чинећи грешку већу од 0,5 % која важи за случај максималних углова закретања, занемарити утицај вертикалног померања  $\Delta q$  на димензије ваздушних процепа, па је:

$$\Delta x_{p2} = \Delta x_{p4} = r_k \cdot \theta, \quad (2.11)$$

Сличним размишљањем, може се закључити да су промене дужине процепа 1 и 3:

$$\Delta x_{p1} = \Delta x_{p3} = -r_k \cdot \theta, \quad (2.12)$$

где знак (-) у изразу означава смањење дужине процепа.

За релуктансе ваздушних процепа, коначно се може писати:

$$R_{mp1} = R_{mp3} = \frac{x_{p0} - r_k \cdot \theta}{\mu_0 \cdot A_p}, \text{ односно } R_{mp2} = R_{mp4} = \frac{x_{p0} + r_k \cdot \theta}{\mu_0 \cdot A_p} \quad (2.13)$$

Претходна анализа индиректно потврђује и претпоставку о симетричности и једнакости електромагнетних сила и магнетних флуксева у процепима 1 и 3, тј. 2 и 4, коришћену за извођење израза (2.6), за обртни момент услед електромагнетних сила.

Релуктанса трајног магнета, може се рачунати по изразу [141]:

$$R_{mim} = \frac{l_{im}}{A_{im} \cdot \mu_{im}} \cdot \frac{1}{k_{mp}}, \quad (2.14)$$

где су:

- $R_{mim}$  [ $H^{-1}$ ] - релуктанса трајног магнета,
- $A_{im}$  [ $m^2$ ] - површина попречног пресека трајног магнета,
- $l_{im}$  [m] - дужина трајног магнета,
- $\mu_{im}$  [H/m] - магнетна пермеабилност материјала трајног магнета,
- $k_{mp}$  [-] - константа која узима у обзир неравномерност јачине магнетног поља по запремини трајног магнета и смањење јачине магнетног поља у трајном магнету које изазивају полови трајног магнета.

Магнетопобудна сила трајног магнета, одређена је следћим изразом [141]:

$$M_{im} = \frac{l_{im} \cdot B_{rim}}{\mu_{im}} \cdot \frac{1}{k_{mp}}, \quad (2.15)$$

где су:

- $M_{im}$  [A] - магнетопобудна сила трајног магнета,
- $B_{rim}$  [T] - реланентна магнетна индукција трајног магнета.

Из услова првог Кирхофовог (Kirchhoff) закона за магнетна кола [15], по коме је у месту гранања кола, алгебарски збир магнетних флуксева увек једнак нули, може се за места гранања  $A$  и  $B$  (слика 2.3) писати:



$$k_{ras} \cdot \phi_{tm} = \phi_{p1} + \phi_{p4} = \phi_{p2} + \phi_{p3}, \quad (2.16)$$

где су:

- $\phi_{tm}$  [Wb] - магнетни флуks у трајном магнету,
- $k_{ras}$  [-] - константа која узима у обзир расипање флуksа у ваздушном процепу.

Константа  $k_{ras}$ , физички представља део површине поља трајног магнета, кроз коју пролазе линије магнетног флуksа ваздушног процепа.

Користећи услов другог Кирхофовог закона за магнетна кола [15], да магнетопобудна сила дуж сваке затворене контуре магнетног флуksа мора да буде једнака нули, могу се, посматрајући слику 2.3, за случај редне везе намотаја моментног мотора, писати следеће једначине за две различите контуре магнетног флуksа:

$$M_{tm} - R_{mtm} \cdot \phi_{tm} = R_{mp1} \cdot \phi_{p1} - 2 \cdot N \cdot i + R_{mp3} \cdot \phi_{p3} = 2 \cdot R_{mp1} \cdot \phi_{p1} - 2 \cdot N \cdot i, \quad (2.17)$$

$$M_{tm} - R_{mtm} \cdot \phi_{tm} = R_{mp4} \cdot \phi_{p4} + 2 \cdot N \cdot i + R_{mp2} \cdot \phi_{p2} = 2 \cdot R_{mp2} \cdot \phi_{p2} + 2 \cdot N \cdot i, \quad (2.18)$$

где је:

- $N$  [-] - број навојака у сваком намотају моментног мотора.

Решавањем система једначина датог изразима (2.16)÷(2.18), по непознатим магнетним флуksевима, добијају се изрази за магнетне флуksеве у ваздушним процепима:

$$\phi_{p1} = \frac{R_{mp2} \cdot (M_{tm} + 2 \cdot N \cdot i) + 2 \cdot N \cdot i \cdot \frac{R_{mtm}}{k_{ras}}}{2 \cdot R_{mp1} \cdot R_{mp2} + \frac{R_{mtm}}{k_{ras}} \cdot (R_{mp1} + R_{mp2})}, \quad (2.19)$$

$$\phi_{p2} = \frac{R_{mp1} \cdot (M_{tm} - 2 \cdot N \cdot i) - 2 \cdot N \cdot i \cdot \frac{R_{mtm}}{k_{ras}}}{2 \cdot R_{mp1} \cdot R_{mp2} + \frac{R_{mtm}}{k_{ras}} \cdot (R_{mp1} + R_{mp2})}. \quad (2.20)$$

Изрази за релуктансе ваздушних процепа (2.13), могу се писати и у облику:

$$R_{mp1} = R_{mp0} \cdot \left(1 - \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}}\right), \text{ односно } R_{mp2} = R_{mp0} \cdot \left(1 + \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}}\right), \quad (2.21)$$

где је:

- $R_{mp0}$  [ $H^{-1}$ ] - релуктанса ваздушног процепа у равнотежном (нултом) положају, која се рачуна по изразу:

$$R_{mp0} = \frac{x_{p0}}{\mu_0 \cdot A_p}. \quad (2.22)$$

Коришћењем израза (2.21) и увођењем појма константе магнетне релуктансе, која је дефинисана изразом:

$$k_{mre} = \frac{R_{mtm}}{R_{mp0}} \cdot \frac{1}{k_{ras}}, \quad (2.23)$$

где је:

-  $k_{mre}$  [-] - константа магнетне релуктансе,

у изразе (2.19) и (2.20), изразе за магнетне флуksеве у ваздушним процепима пишемо у облику:

$$\phi_{p1} = \frac{1}{2 \cdot R_{mp0}} \cdot \frac{\left(1 + \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}}\right) \cdot (M_{im} + 2 \cdot N \cdot i) + 2 \cdot N \cdot i \cdot k_{mre}}{1 - \left(\frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}}\right)^2 + k_{mre}}, \quad (2.24)$$

$$\phi_{p2} = \frac{1}{2 \cdot R_{mp0}} \cdot \frac{\left(1 - \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}}\right) \cdot (M_{im} - 2 \cdot N \cdot i) - 2 \cdot N \cdot i \cdot k_{mre}}{1 - \left(\frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}}\right)^2 + k_{mre}}. \quad (2.25)$$

Заменом израза за магнетне флуksеве (2.24) и (2.25) у израз (2.7), добија се коначни израз за обртни момент  $T_{em}$ , за случај редне везе намотаја:

$$T_{em} = \frac{r_k \cdot \mu_0 \cdot A_p}{x_{p0}^2} \cdot \frac{\left[ M_{im} \cdot \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}} + 2 \cdot N \cdot (1 + k_{mre}) \cdot i \right] \cdot \left( M_{im} + 2 \cdot N \cdot \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}} \cdot i \right)}{\left[ 1 - \left(\frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}}\right)^2 + k_{mre} \right]^2}, \quad (2.26)$$

Уколико би се користили аналогни поступци извођења за случајеве паралелне или диференцијалне везе намотаја, добили би се следећи изрази за обртни момент  $T_{em}$ :

$$T_{em} = \frac{r_k \cdot \mu_0 \cdot A_p}{x_{p0}^2} \cdot \frac{\left[ M_{im} \cdot \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}} + N \cdot (1 + k_{mre}) \cdot i \right] \cdot \left( M_{im} + N \cdot \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}} \cdot i \right)}{\left[ 1 - \left(\frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}}\right)^2 + k_{mre} \right]^2}, \quad (2.27)$$

за случај паралелне везе и:

$$T_{em} = \frac{r_k \cdot \mu_0 \cdot A_p}{x_{p0}^2} \cdot \frac{\left[ M_{im} \cdot \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}} + 2 \cdot N \cdot (1 + k_{mre}) \cdot \Delta i \right] \cdot \left( M_{im} + 2 \cdot N \cdot \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}} \cdot \Delta i \right)}{\left[ 1 - \left(\frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}}\right)^2 + k_{mre} \right]^2}, \quad (2.28)$$

за случај диференцијалне везе, где је:

-  $\Delta i$  [A] - разлика јачина струја у намотајима.

Изрази (2.26)÷(2.28) могу да се генерализују у облик:

$$T_{em} = \frac{r_k \cdot \mu_0 \cdot A_p}{x_{p0}^2} \cdot \frac{\left[ M_{tm} \cdot \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}} + k_{vn} \cdot N \cdot (1 + k_{mre}) \cdot i^* \right] \cdot \left( M_{tm} + k_{vn} \cdot N \cdot \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}} \cdot i^* \right)}{\left[ 1 - \left( \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}} \right)^2 + k_{mre} \right]^2}, \quad (2.29)$$

где је:

- $k_{vn}$  [-] - коефицијент типа везе намотаја;  $k_{vn}=1$  за паралелну и  $k_{vn}=2$  за редну и диференцијалну везу намотаја,
- $i^*$  [A] -  $i^*=i$ , код паралелне и редне, и  $i^*=\Delta i$ , код диференцијалне везе намотаја.

У највећем броју радова у којима се анализира понашање сервоизводника [8], [34], [57], [79], [91], [99], [130], [132], [137], [153], [163], не користи се нелинеарна зависност  $T_{em}(i^*, \theta)$ , већ се користи линеарна једначина облика:

$$T_{emlin} = K_i \cdot i^* + K_m \cdot \theta, \quad (2.30)$$

где су:

- $K_i$  [N·m/A] - "главно" појачање моментног мотора,
- $K_m$  [N·m/rad] - кругост моментног мотора,
- $T_{emlin}$  [N·m] - обртни момент услед електромагнетних сила рачунат линеарним моделом.

Вредности параметара  $K_i$  и  $K_m$  зависе од везе намотаја, а најчешће се одређују експериментално.

Линеаризацијом израза (2.29) око равнотежног положаја, за који је јачина струје  $i=0$  и угао закретања  $\theta=0$ , добиће се израз:

$$T_{emlin} = \frac{k_{vn} \cdot N \cdot r_k \cdot \mu_0 \cdot A_p \cdot M_{tm}}{x_{p0}^2 \cdot (1 + k_{mre})} \cdot i^* + \frac{r_k^2 \cdot \mu_0 \cdot A_p \cdot M_{tm}^2}{x_{p0}^3 \cdot (1 + k_{mre})^2} \cdot \theta, \quad (2.31)$$

одакле следи да се  $K_i$  и  $K_m$ , из израза (2.30), одређују по:

$$K_i = \frac{k_{vn} \cdot N \cdot r_k \cdot \mu_0 \cdot A_p \cdot M_{tm}}{x_{p0}^2 \cdot (1 + k_{mre})} \quad \text{и} \quad K_m = \frac{r_k^2 \cdot \mu_0 \cdot A_p \cdot M_{tm}^2}{x_{p0}^3 \cdot (1 + k_{mre})^2}. \quad (2.32)$$

У даљем делу рада, анализираће се оправданост линеаризације израза за обртни момент услед електромагнетних сила. За ту намену, ради општег прилаза, изрази (2.29) и (2.31), биће приказани у бездимензијским облицима, као функције релативне јачине струје:

$$i_{rel} = \frac{i^*}{i_{max}^*}, \quad (2.33)$$

где су:

- $i_{rel}$  [-] - релативна вредност јачине струје (разлике јачина струје) у намотајима,
- $i_{max}^*$  [A] - максимални износ јачине струје (разлике јачина струје) у намотајима,

и релативне промене дужине процепа, која је сразмерна углу закретања котве:

$$\Delta x_{prel} = \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}}, \quad (2.34)$$

где је:

- $\Delta x_{prel}$  [-] - релативна вредност промене дужине ваздушног процепа.

При томе се референтни обртни момент бира у облику:

$$T_{em\ ref} = \frac{r_k \cdot \mu_0 \cdot A_p}{x_{p0}^2} \cdot (k_{vn} \cdot N \cdot i_{max}^*)^2, \quad (2.35)$$

где је:

- $T_{em\ ref}$  [N·m] - референтни обртни момент услед електромагнетних сила.

Дељењем левих и десних страна израза (2.29) и (2.31) изразом (2.35) и коришћењем бездимензијских веза (2.33) и (2.34), уз коришћење израза за максималну вредност магнетопобудне силе коју ствара електрична струја у намотајима:

$$M_{i\ max} = k_{vn} \cdot N \cdot i_{max}^*,$$

где је:

- $M_{i\ max}$  [A] - максимална вредност магнетопобудне силе коју ствара електрична струја у намотајима,

добивају се изрази:

$$T_{em\ rel} = \frac{T_{em}}{T_{em\ ref}} = \frac{\left[ (1 + k_{mre}) \cdot i_{rel} + \frac{M_{tm}}{M_{i\ max}} \cdot \Delta x_{prel} \right] \cdot \left( \frac{M_{tm}}{M_{i\ max}} + i_{rel} \cdot \Delta x_{prel} \right)}{\left( 1 - \Delta x_{prel}^2 + k_{mre} \right)^2}, \quad (2.36)$$

$$T_{em\ lin\ rel} = \frac{T_{em\ lin}}{T_{em\ ref}} = \frac{1}{1 + k_{mre}} \cdot \frac{M_{tm}}{M_{i\ max}} \cdot i_{rel} + \frac{1}{(1 + k_{mre})^2} \cdot \left( \frac{M_{tm}}{M_{i\ max}} \right)^2 \cdot \Delta x_{prel}, \quad (2.37)$$

где су:

- $T_{em\ rel}$  [-] - релативна вредност обртног момента услед електромагнетних сила,
- $T_{em\ lin\ rel}$  [-] - релативна вредност обртног момента услед електромагнетних сила рачунатог линеарним моделом.

Да би се спровела анализа оправданости линеаризације израза за обртни момент услед електромагнетних сила, потребно је одредити граничне вредности физичких величина и параметара који учествују у изразима (2.36) и (2.37). Израчунавање константе магнетне релуктансе, изузетно је отежано, јер произвођачи углавном не стављају истраживачима и корисницима на располагање величине неопходне за њено израчунавање. Коришћењем доступних података, добијају се вредности овог параметра у релативно широком интервалу, око 0,4 за моментне моторе серворазводника серије В произвођача "Прва Петолетка" - Трстеник, односно 0,7÷2 за моментне моторе описане у раду [14]. Иначе, вредност  $k_{mre}$  зависи од материјала трајног магнета и геометрије моментног мотора, па је врло тешко утврдити могуће границе у којима леже његове вредности. Да се не би нарушила "стабилност магнетног поља" трајног магнета, тј. да се значајно не помери његова радна тачка, због дејства магнетног поља које формира електрична струја кроз намотаје моментног мотора [15], моментни мотори се пројектују тако да максимална вредност магнетопобудне



силе коју ствара електрична струја у намотајима  $M_{i \max}$ , буде знатно мања од магнетопобудне силе трајног магнета  $M_{im}$ . Вредности односа  $M_{i \max} / M_{im}$ , до којих се дошло преузимањем или израчунавањем уз коришћење података из литературе или података добијених од произвођача, приказане су у табели 2.1.

Тип	Извор	$M_{i \max} / M_{im}$
ППТ серија B	произвођач	0,06
Ultra Hydraulics (4551)	[130]	0,1
Moog 77	[147]	0,07
generalno za sve	[102]	$\ll 1$

Табела 2.1 Вредности  $M_{i \max} / M_{im}$  за различите типове сервопроизводника

Максимална теоријска вредност релативне вредности  $\Delta x_{p \text{ rel}}$ , једнака је јединици, али се те вредности никада не остварују, због значајног нарушавања линеарности обртног момента. Мерит узима за максималну вредност релативне вредности промене дужине процепа  $1/3$  [102]. Вредност промене дужине процепа  $\Delta x_{p \text{ rel}}$  је одређена геометријом првог степена хидрауличног појачања, као и крутостима еластичне цевчице и одбојне плочице. Зато је њену максималну вредност релативно тешко утврдити, али може се проценити да се максималне вредности релативне промене дужине процепа, рачунате за случај максималног угла закретања котве (случај када одбојна плочица додирује један од млазника), крећу око вредности коју наводи Мерит. Треба нагласити и да су у најчешћим могућим стационарним радним режимима моментних мотора двостепених електрохидрауличних сервопроизводника са механичком повратном спрегом, померања врха одбојне плочице знатно мања од равнотежног одстојања одбојне плочице. Зато је и максимална вредност релативне вредности промене дужине процепа, код оваквих моментних мотора, много мања од наведене  $1/3$ .

За изабране две карактеристичне вредности односа  $M_{i \max} / M_{im}$  од 5% и 10%, и граничну вредност за  $\Delta x_{p \text{ rel}} = 33\%$ , представљене су дијаграмски (слика 2.6) зависности релативне вредности обртног момента услед електромагнетних сила  $T_{em \text{ rel}}$  од релативне вредности промене дужине процепа  $\Delta x_{p \text{ rel}}$  и релативне вредности јачине струје у намотајима  $i_{rel}$ , дефинисане изразом (2.36). Дијаграми су добијени коришћењем Матлаб (Matlab) програмског кода, приказаног у прилогу А. Са слике се може запазити да је зависност изразито нелинеарна за веће вредности  $\Delta x_{p \text{ rel}}$ , па се као закључак може извести да је употреба линеаризованог израза (2.29) неоправдана.

Међутим, ако исту функционалну зависност прикажемо у нешто ужем интервалу релативних вредности промене дужине ваздушних процепа ( $-10\% \leq \Delta x_{p \text{ rel}} \leq 10\%$ ), који би обухватао стационарне режиме рада моментних мотора сервопроизводника са механичком повратном спрегом, добићемо дијаграме на слици 2.7. На први поглед, анализирајући тродимензионалне и дводимензионалне приказе, зависност  $T_{em \text{ rel}}$  од обе променљиве  $i_{rel}$  и  $\Delta x_{p \text{ rel}}$  прилично је линеарна, што би могло да оправда употребу линеаризоване зависности дате изразом (2.30).

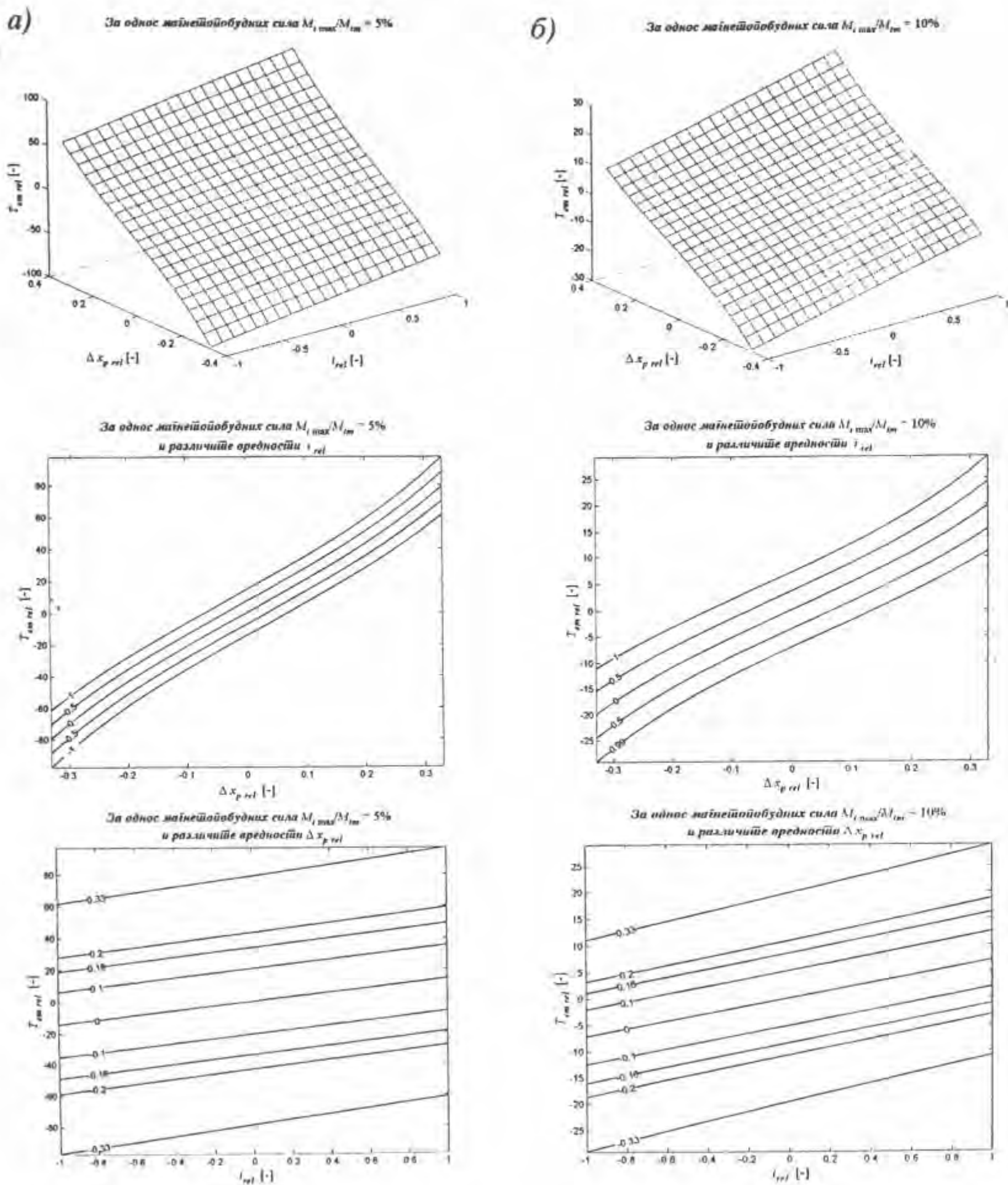
Приказивањем зависности  $\Delta T_{em \text{ lin rel}}$ , дефинисане изразом:

$$\Delta T_{em \text{ lin rel}} = \frac{T_{em \text{ lin rel}} - T_{em \text{ rel}}}{T_{em \text{ rel}}}, \quad (2.38)$$

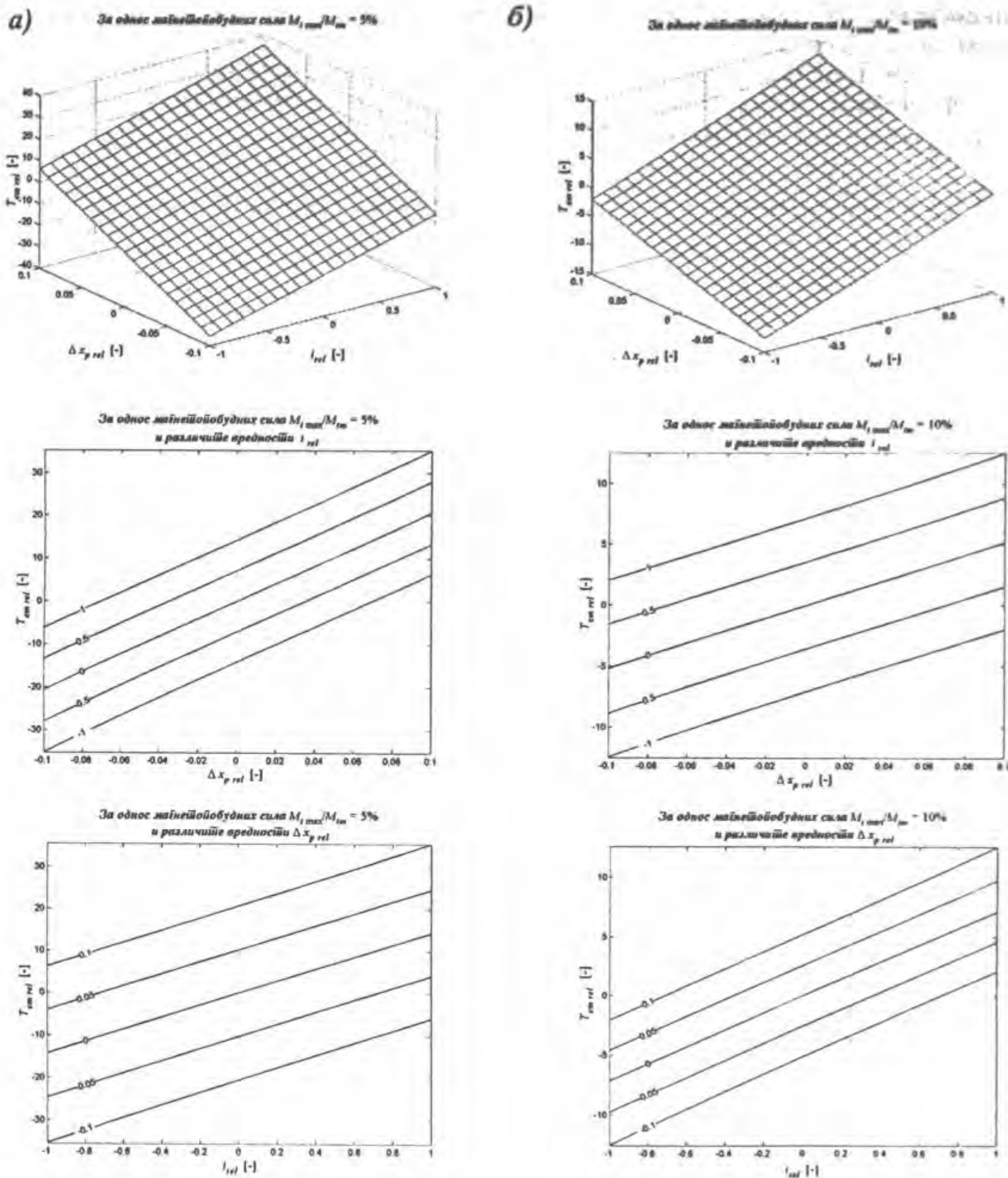
где је:

- $\Delta T_{em \text{ lin rel}}$  [-] - релативно одступање линеарног модела релативне вредности обртног момента услед електромагнетних сила,

од променљивих  $i_{rel}$  и  $\Delta x_{prel}$  (слика 2.8), види се да се јавља незнатно максимално одступање (<2,5 %) релативних вредности ових обртних момената, рачунатих изразима (2.36) и (2.37), што потврђује оправданост употребе линеаризованог израза (2.37). Генерално, може се рећи да се нешто већа одступања, за исте вредности променљивих  $i_{rel}$  и  $\Delta x_{prel}$ , јављају за већи однос магнетопобудних сила (10 %).



Слика 2.6 Дијаграмске зависности:  $T_{em,rel}(\Delta x_{prel}, i_{rel})$ ,  $T_{em,rel}(\Delta x_{prel})$  за различите вредности  $i_{rel}$  и  $T_{em,rel}(i_{rel})$  за различите вредности  $\Delta x_{prel}$  - ресјекивно, за граничну вредности  $\Delta x_{prel} = 33\%$ , за коефицијент магнетне релукције  $k_{mre} = 0,4$  и за карактеристичне вредности односа  $M_{1,max}/M_{1m}$ : а) 5%, б) 10%



Слика 2.7 Дијаграмске зависности:  $T_{em rel}(\Delta x_{preb}, i_{rel})$ ,  $T_{em rel}(\Delta x_{prel})$  за различите вредности  $i_{rel}$  и  $T_{em rel}(i_{rel})$  за различите вредности  $\Delta x_{prel}$  - ресјекиивно, за граничну вредност  $\Delta x_{prel} = 10\%$ , за коефицијент магнетне релуктансе  $k_{mre} = 0,4$  и за карактеристичне вредности односа  $M_{1max}/M_{1m}$ : а) 5%, б) 10%

Наведена анализа је спроведена за вредност коефицијента магнетне релуктансе  $k_{mre} = 0,4$ . Дијаграми на сликама (2.6)÷(2.8), имају исте квалитативне трендове за друге вредности коефицијента магнетне релуктансе. Због ограничења обима рада, табеларно су приказане само максималне вредности одступања линеарног од нелинеарног модела (табела 2.2). Из табеле се види, да се повећавањем коефицијента

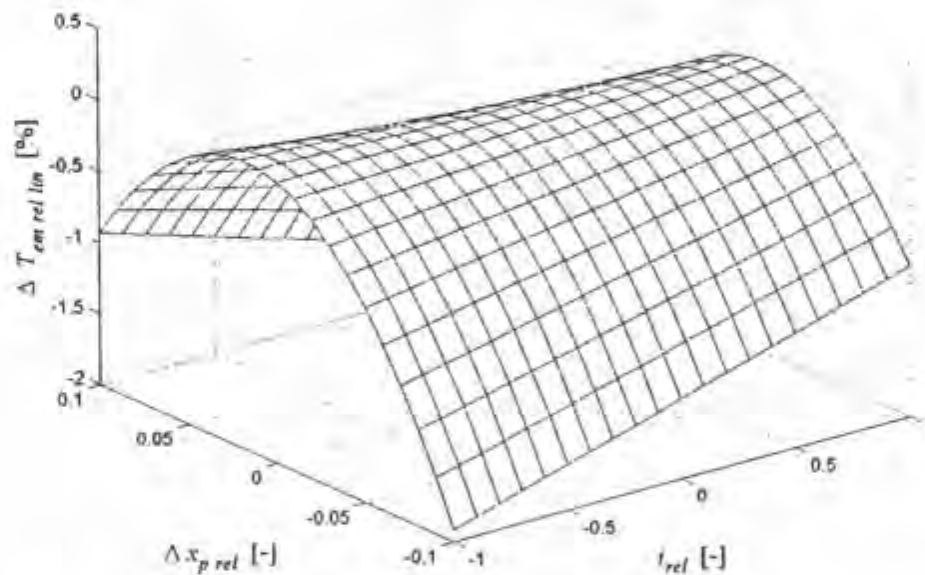


магнетне релуктансе, смањује одступање линеарног модела од нелинеарног, па се може генерално закључити, да је употреба линеарног бездимензијског израза (2.37) оправдана у стационарним режимима рада серворазводника са механичком повратном спрегом. За нестационарне режиме ових серворазводника и за друге типове двостепених серворазводника, у анализама би требало користити нелинеарни бездимензијски израз (2.36).

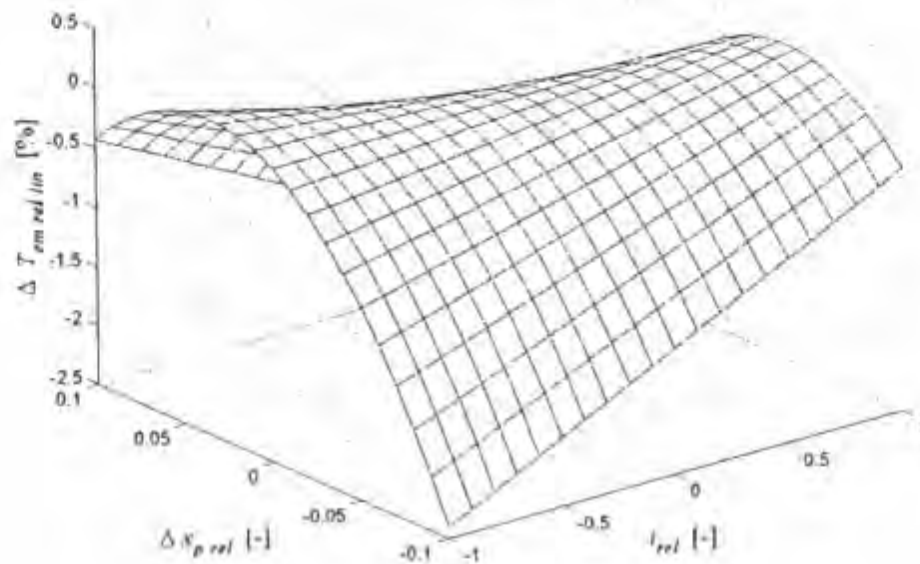
за граничну вредности: $\Delta x_{p\ rel} = 10\%$	$k_{mre} [-]$											
	0,1		0,4		0,5		1		1,5		2	
	$M_{i\ max}/M_{im} [\%]$	$M_{i\ max}/M_{im} [\%]$	$M_{i\ max}/M_{im} [\%]$	$M_{i\ max}/M_{im} [\%]$	$M_{i\ max}/M_{im} [\%]$	$M_{i\ max}/M_{im} [\%]$	$M_{i\ max}/M_{im} [\%]$	$M_{i\ max}/M_{im} [\%]$	$M_{i\ max}/M_{im} [\%]$	$M_{i\ max}/M_{im} [\%]$	$M_{i\ max}/M_{im} [\%]$	$M_{i\ max}/M_{im} [\%]$
$\Delta T_{em\ lin\ rel\ max} [\%]$	5	10	5	10	5	10	5	10	5	10	5	10
	2,3	2,78	1,91	2,4	1,82	2,31	1,49	1,98	1,29	1,78	1,15	1,65

Табела 2.2. Максималне вредности одступања линеарног од нелинеарног модела  $\Delta T_{em\ lin\ rel\ max}$  за различите вредности коефицијента магнетне релуктансе  $k_{mre}$  и односа  $M_{i\ max}/M_{im}$

а) За однос магнетних сила  $M_{i\ max}/M_{im} = 5\%$



б) За однос магнетних сила  $M_{i\ max}/M_{im} = 10\%$



Слика 2.8 Дијаграмска зависности  $\Delta T_{em\ rel\ lin}$  ( $\Delta x_{p\ rel}$ ,  $i_{rel}$ ) за коефицијент магнетне релуктансе  $k_{mre} = 0,4$ , за граничну вредности  $\Delta x_{p\ rel} = 10\%$  и за карактеристичне вредности односа  $M_{i\ max}/M_{im}$ : а) 5%, б) 10%

Израз (2.29), изведен је за случај занемаривања хистерезиса магнетних материјала. Ову појаву је релативно компликовано укључити у модел, јер су математичке релације које је описују веома сложене. Истовремено, у тим математичким изразима фигурише више различитих физичких величина и параметара, чије је вредности експериментално врло тешко одредити [33], [167], [22]. Укључивање ових појава у модел превазилази обим овог рада, а и врло је дискутабилно да ли би се тиме значајно поправио квалитет модела [163].

## 2.3. Анализа понашања првог степена хидрауличног појачања

Анализа понашања првог степена хидрауличног појачања треба да обухвати извођење математичких израза који описују струјање радне течности кроз простор првог степена, са посебним освртом на дефинисање израза за струјање радне течности кроз пригушне отворе. Сем тога, она обухвата и анализу закретања склопа котве, иако посматрајући са становишта конструкције, закретање склопа котве би требало анализирати у оквиру анализе понашања моментног мотора. Због израза неопходних за анализу закретања склопа котве, а за чије извођење је потребно познавање израза који описују струјање радне течности кроз простор првог степена, наведена анализа ће се спровести у оквиру анализе понашања првог степена хидрауличног појачања. Са друге стране, у прилог оваквом опредељењу иде и чињеница да одбојна плочица по функцији припада првом степену хидрауличног појачања, а њено закретање је, у ствари, и закретање склопа котве, јер је његов саставни део.

### 2.3.1. Једначине струјања радне течности кроз пригушне отворе првог степена хидрауличног појачања

Као што је напоменуто у одељку 1.4., први степен хидрауличног појачања, изводи се као вентил типа млазник-одбојна плочица са два млазника. Вентил типа млазник одбојна плочица са два млазника је, у ствари, комбинација четири пригушника (два константна -  $oL$  и  $oD$  и два променљива -  $mL$  и  $mD$ ) у редно-паралелној вези (хидраулични мост), у чијој се дијагонали оптерећења налази разводни клип другог степена хидрауличног појачања II (слика 2.9). Ако се занемаре успутни и остали локални губици притиска, струјање радне течности кроз простор првог степена, може се шематски представити хидрауличним мостом на слици 2.9. Из разлога смањења волуметријских губитака и елиминисања појаве кавитације, обично се у одводном воду првог степена додаје још један константни пригушни отвор -  $oR$ .

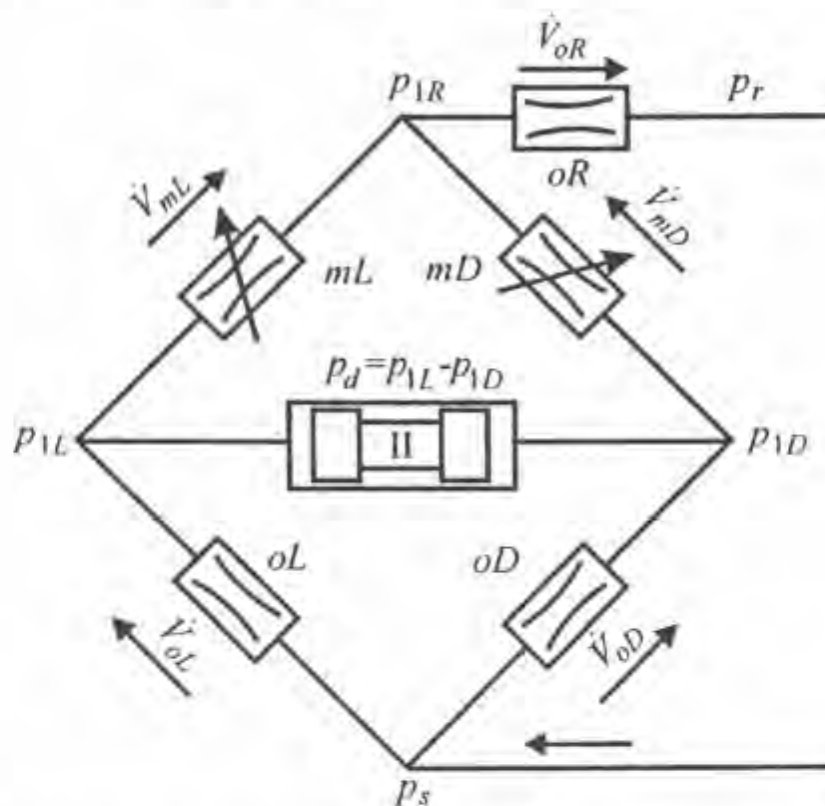
Полазни израз за анализу било ког типа хидрауличних управљачких компоненти, представља зависност између запреминског протока и пада притиска радне течности на пригушном отвору, [13], [100], [102], [155], [161]:

$$\dot{V} = K \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p}, \quad (2.39)$$

где су:

-  $\dot{V}$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] - запремински проток кроз пригушни отвор,

- $K [-]$  - коефицијент протока (карактеристика бленде), који зависи од врсте (облика) пригушног отвора и режима струјања дефинисаног Рејнолдсовим (Reynolds) бројем -  $Re [-]$ ,
- $A [m^2]$  - проточна површина пригушника,
- $\rho [kg/m^3]$  - густина радне течности,
- $\Delta p [Pa]$  - пад притиска на пригушнику.



Слика 2.9 Шема првог степена хидрауличног појачања

$o_L$  и  $o_D$  - леви и десни константни пригушник,  $o_R$  - константни пригушник у одводном воду,  $m_L$  и  $m_D$  - леви и десни променљиви пригушник (млазник - одбојна плоча), II - други степена

Израз (2.39) дефинише једначину протицања радне течности кроз пригушни отвор за турбулентни режим струјања. Њен домен употребе, проширен је тако што се за различите отворе (променљиве или константне): експериментално, аналитички или нумерички, одређује зависност коефицијента протока и за ламинарни режим струјања.

### 2.3.1.1. Математички изрази за израчунавање запреминских протока кроз константне пригушне отворе првог степена

Ако се посматрају ознаке на шеми са слике 2.9 и искористи израз (2.39), за запреминске протоке кроз константне пригушнике, могу се писати следећи изрази:

$$\dot{V}_{oL} = K_{oL} \cdot A_{oLD} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_s - p_{1L}}} = K_{oL} \cdot \frac{d_{oLD}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_s - p_{1L}}}, \quad (2.40)$$

$$\dot{V}_{oD} = K_{oD} \cdot A_{oLD} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_s - p_{1D}}} = K_{oD} \cdot \frac{d_{oLD}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_s - p_{1D}}}, \quad (2.41)$$

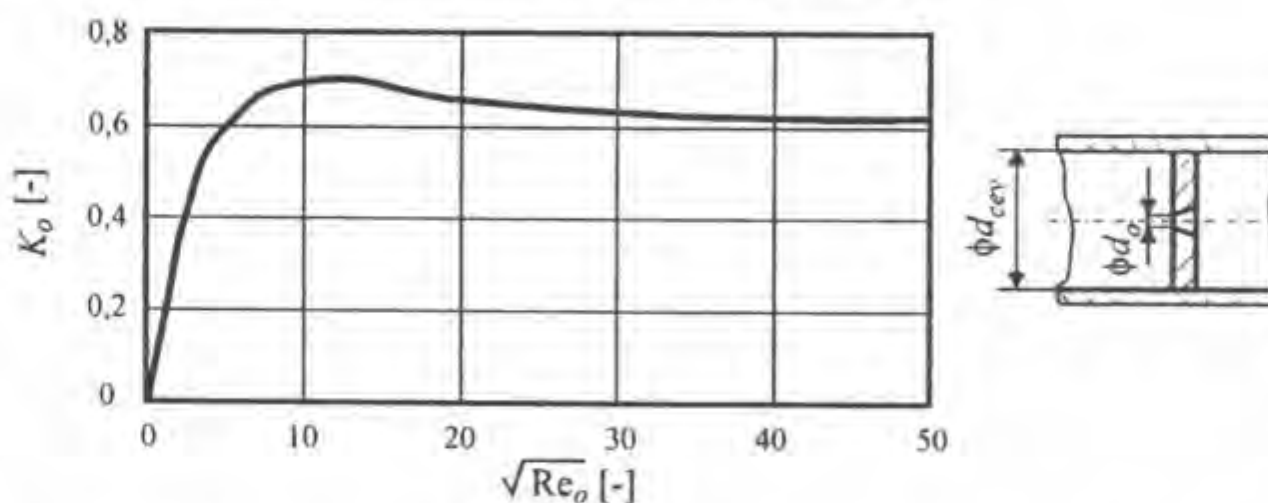
$$\dot{V}_{oR} = K_{oR} \cdot A_{oR} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_{1R} - p_r}} = K_{oR} \cdot \frac{d_{oR}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot \sqrt{p_{1R} - p_r}} \quad (2.42)$$

где су:



- $\dot{V}_{oL}$  [m<sup>3</sup>/s] - запремински проток кроз леви константни пригушник,
- $\dot{V}_{oD}$  [m<sup>3</sup>/s] - запремински проток кроз десни константни пригушник,
- $\dot{V}_{oR}$  [m<sup>3</sup>/s] - запремински проток кроз константни пригушник у одводном воду,
- $K_{oL}$  [-] - коефицијент протока левог константног пригушника,
- $K_{oD}$  [-] - коефицијент протока десног константног пригушника,
- $K_{oR}$  [-] - коефицијент протока константног пригушника у одводном воду,
- $p_s$  [Pa] - притисак напајања радне течности,
- $p_{1L}$  [Pa] - притисак радне течности у левом млазнику,
- $p_{1D}$  [Pa] - притисак радне течности у десном млазнику,
- $p_{1R}$  [Pa] - притисак радне течности по излазу из млазника,
- $p_r$  [Pa] - притисак радне течности на излазу из пригушника одводног вода, који је приближно једнак притиску радне течности у резервоару,
- $d_{oLD}$  [m] - пречник отвора левог, односно десног, константног пригушника,
- $d_{oR}$  [m] - пречник отвора константног пригушника у одводном воду,
- $A_{oLD}$  [m<sup>2</sup>] - проточна површина левог, односно десног, константног пригушника,
- $A_{oR}$  [m<sup>2</sup>] - проточна површина константног пригушника у одводном воду.

Константни пригушни отвори, изводе се са кружним попречним пресеком. За пригушне отворе кружног попречног пресека са оштрим ивицама, још 1917. године, Фон Мизес (Von Mises) [152] је аналитички одредио да је вредност коефицијента протока  $K_O=0,611$  за турбулентни режим струјања. Једна експериментално добијена зависност коефицијента протока од режима струјања, дефинисаног Рејнолдсовим бројем, за пригушник кружног попречног пресека са оштрим ивицама приказана је на слици 2.10. Детаљне карактеристике коефицијента протока оваквих пригушних отвора за стационарне режиме струјања, могу се наћи у одговарајућим стандардима, јер имају значајну примену у техници мерења протока [155].



Слика 2.10 Експериментално добијена зависност између коефицијента протока и режима струјања за пригушник са оштрим ивицама, Јохансен (Johansen),  $d_o=0,209 \cdot d_{cpv}$  [102]

Пошто су запремински протоци првог степена хидрауличног појачања релативно мали, мали су и пречници константних пригушника, па би се тешко оправдало коришћење константних пригушника са оштрим ивицама, јер је њихова израда релативно скупа. Зато се константни пригушници првог степена израђују као пригушници типа кратке цеви, са одређеним односом дужине пригушника  $l_o$  и пречника пригушника  $d_o$ . За случај бескавитацијског струјања радне течности кроз

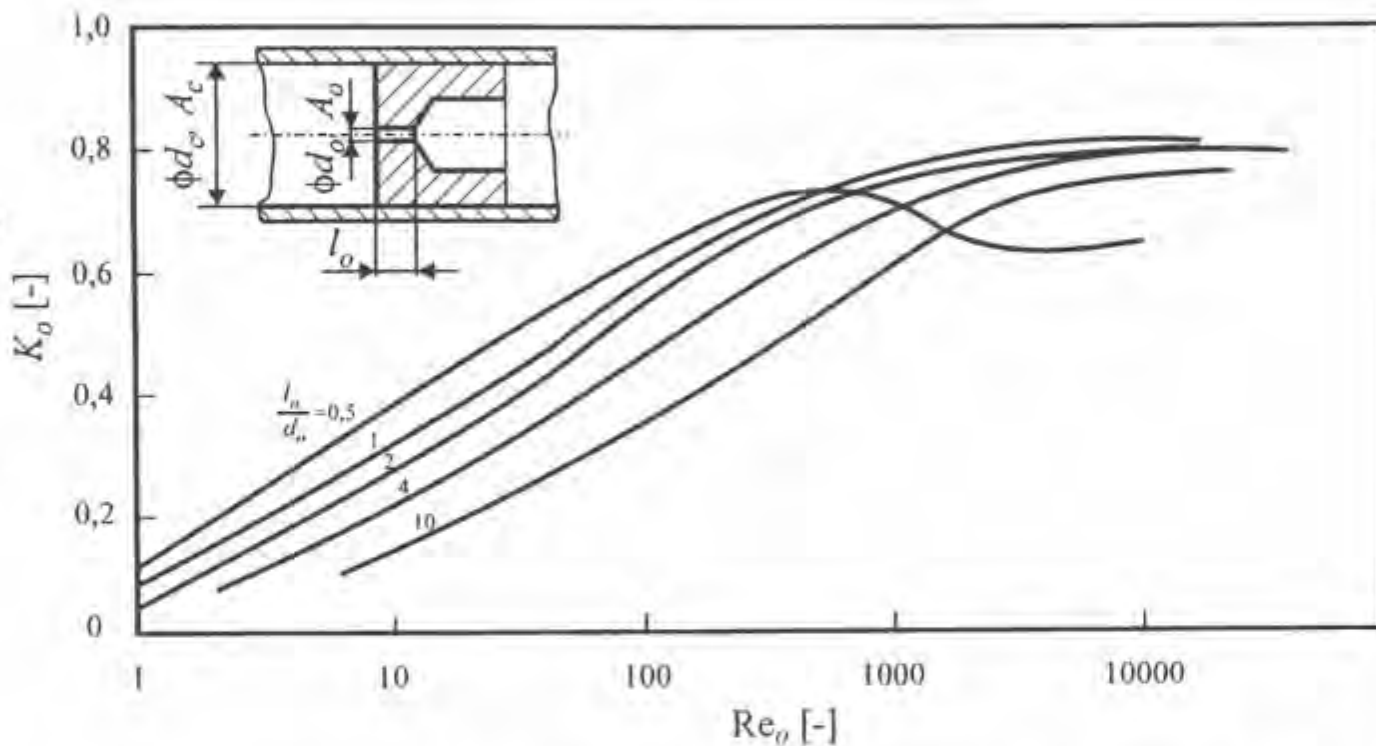
један овакав пригушник, карактеристика коефицијента протока  $K_o$ , дата као функција Рејнолдсовог броја  $Re_o$ , дефинисаног изразом:

$$Re_o = \frac{4 \cdot \dot{V}_o}{d_o \cdot \pi \cdot \nu \cdot K_o} = \frac{d_o \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p}}{\nu} \quad (2.43)$$

где су:

- $Re_o$  [-] - Рејнолдсов број струјања радне течности кроз константни пригушник,
- $\dot{V}_o$  [m<sup>3</sup>/s] - запремински проток кроз константни пригушник,
- $K_o$  [-] - коефицијент протока константног пригушника,
- $d_o$  [m] - пречник отвора константног пригушника,
- $\nu$  [m<sup>2</sup>/s] - кинематска вискозност радне течности,

и односа  $l_o/d_o$ , до које је дошао Лихтаровиц (Lichtarowitz) [100], приказана је на слици 2.11.



Слика 2.11 Експериментално добијена зависност између коефицијента протока и режима струјања за пригушник и крајке цеви [100]

На бази приказаних резултата, аутор закључује:

1. треба избегавати коришћење пригушних отвора са односом  $l_o/d_o < 1,5$ , јер тада коефицијент протока  $K_o$  доста варира са променом односа  $l_o/d_o$ ,
2. за  $2 < l_o/d_o < 10$ , коефицијент протока  $K_o$  (у ознаци  $K_{oc}$ ) је константан за  $Re > 2 \cdot 10^4$  и може се рачунати по изразу:

$$K_{oc} = 0,827 - 0,0085 \cdot \frac{l_o}{d_o}, \quad (2.44)$$

3. за  $10 < Re < 2 \cdot 10^4$ ,  $K_o$  се рачуна по:

$$\frac{1}{K_o} = \frac{1}{K_{oc}} + \frac{20 \cdot (1 + 2,25 \cdot \frac{l_o}{d_o})}{Re_o} - \frac{0,005 \cdot \frac{l_o}{d_o}}{1 + 7,5 \cdot (\ln 0,00015 \cdot Re_o)^2}, \quad (2.45)$$

У условима где постоји ниски локални притисак иза пригушника који може да изазове кавитацију, коефицијент протока има нешто другачије вредности.

### 2.3.1.2. Математички изрази за израчунавање запреминских протока кроз променљиве пригушне отворе првог степена

Пошто се разводни вентили типа млазник - одбојна плочица изводе тако да се одбојна плочица налази на релативно малом удаљењу од врхова два једнака млазника<sup>4</sup>, сматра се да је струјање радне течности кроз променљиви пригушни отвор на излазу из млазника, одређено проточном површином облика омотача цилиндра. На тај начин се, користећи израз (2.39) и претпостављајући да је померање одбојне плочице у страну левог млазника означено као позитивно, могу писати изрази за запреминске протоке кроз променљиве пригушнике, односно млазнике (слика 2.12):

$$\dot{V}_{mL} = K_{mL} \cdot A_{mL} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{1L} - p_{1R}} = K_{mL} \cdot d_m \cdot \pi \cdot (x_0 - x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{1L} - p_{1R}}, \quad (2.46)$$

$$\dot{V}_{mD} = K_{mD} \cdot A_{mD} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{1D} - p_{1R}} = K_{mD} \cdot d_m \cdot \pi \cdot (x_0 + x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{1D} - p_{1R}}, \quad (2.47)$$

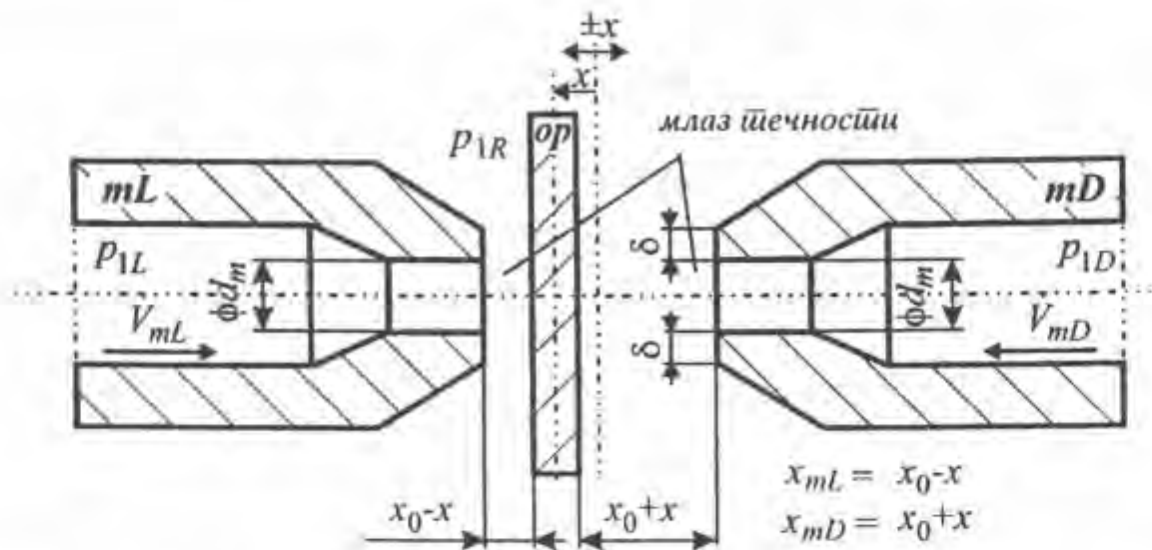
где су:

- $\dot{V}_{mL}$  [m<sup>3</sup>/s] - запремински проток кроз леви променљиви пригушник (млазник),
- $\dot{V}_{mD}$  [m<sup>3</sup>/s] - запремински проток кроз десни променљиви пригушник (млазник),
- $K_{mL}$  [-] - коефицијент протока левог променљивог пригушника,
- $K_{mD}$  [-] - коефицијент протока десног променљивог пригушника,
- $A_{mL}$  [m<sup>2</sup>] - проточна површина левог променљивог пригушника коју чини омотач цилиндра пречника  $d_m$  и висине  $x_0 - x$ ,
- $A_{mD}$  [m<sup>2</sup>] - проточна површина десног променљивог пригушника коју чини омотач цилиндра пречника  $d_m$  и висине  $x_0 + x$ ,
- $d_m$  [m] - пречник млазника,
- $x_0$  [m] - равнотежно одстојање одбојне плочице од врхова млазника,
- $x$  [m] - померање врха одбојне плочице од равнотежног положаја.

Вредности коефицијената протока променљивих пригушних отвора првог степена  $K_m$ , много је теже утврдити од вредности коефицијената протока константних пригушних отвора  $K_o$ , због знатно сложеније геометрије. То се посебно односи на облик млазника, приказан на слици 2.12, који се најчешће и јавља у пракси. Према Лихтаровицу [35], у зависности од односа одстојања одбојне плочице од врха млазника  $x_m$  и величине  $\delta$  (слика 2.12), могу да се јаве два типа струјања радне течности. Самим тим, постоје и два различита облика зависности коефицијента протока  $K_m$  од Рејнолдсовог броја  $Re_m$ .

<sup>4</sup> Потребно је да равнотежно одстојање одбојне плочице од врхова млазника  $x_0$  не буде веће од 1/4 пречника млазника  $d_m$  [105]





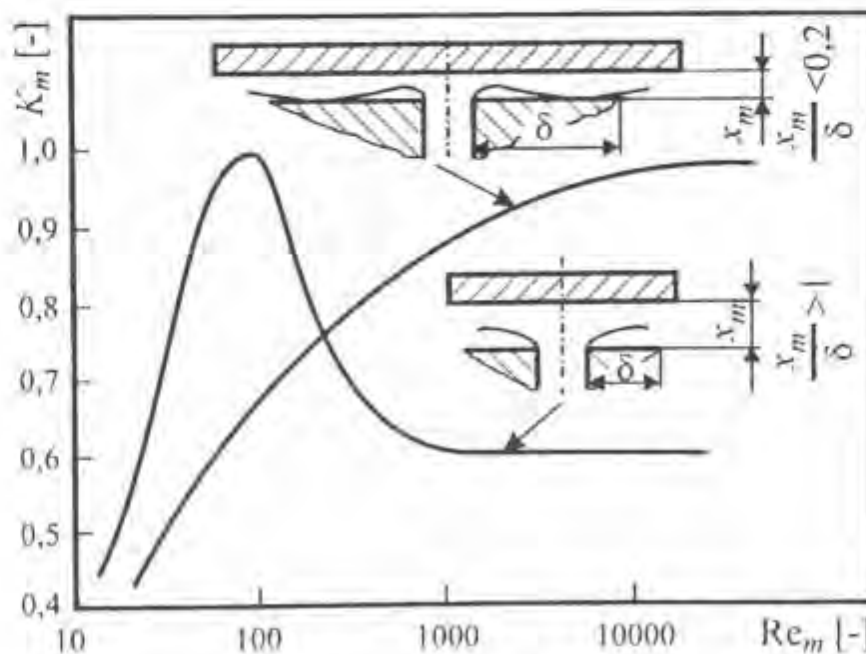
Слика 2.12 Шема за одређивање зајреминских притока кроз отворе млазника mL и mD

У случају да се ради о уским и дугим процепима ( $x_m/\delta < 0,2$ ), радна течност по одбијању од површине одбојне плочице удара и о површину врха млазника (слика 2.13). Коefицијент протока лагано расте са повећањем Рејнолдсовог броја, док не достигне максималну вредност од  $0,8 \div 0,9$ . Код ширих процепа, при односу ( $x_m/\delta > 1$ ), јавља се другачија слика струјања. Коefицијент протока, после почетне варијације са повећањем Рејнолдсовог броја, конвергира ка константној и нешто нижој вредности (око 0,6), у односу на случај струјања кроз ужи процеп. У прелазном режиму ( $0,2 < x_m/\delta < 1$ ), коefицијент протока се мења значајно и са променом ширине процепа и Рејнолдсовог броја. Зависности промене коefицијента протока за различите вредности Рејнолдсовог броја  $Re_m$ , дефинисаног изразом:

$$Re_m = \frac{2 \cdot x_m \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}}{\nu}, \tag{2.48}$$

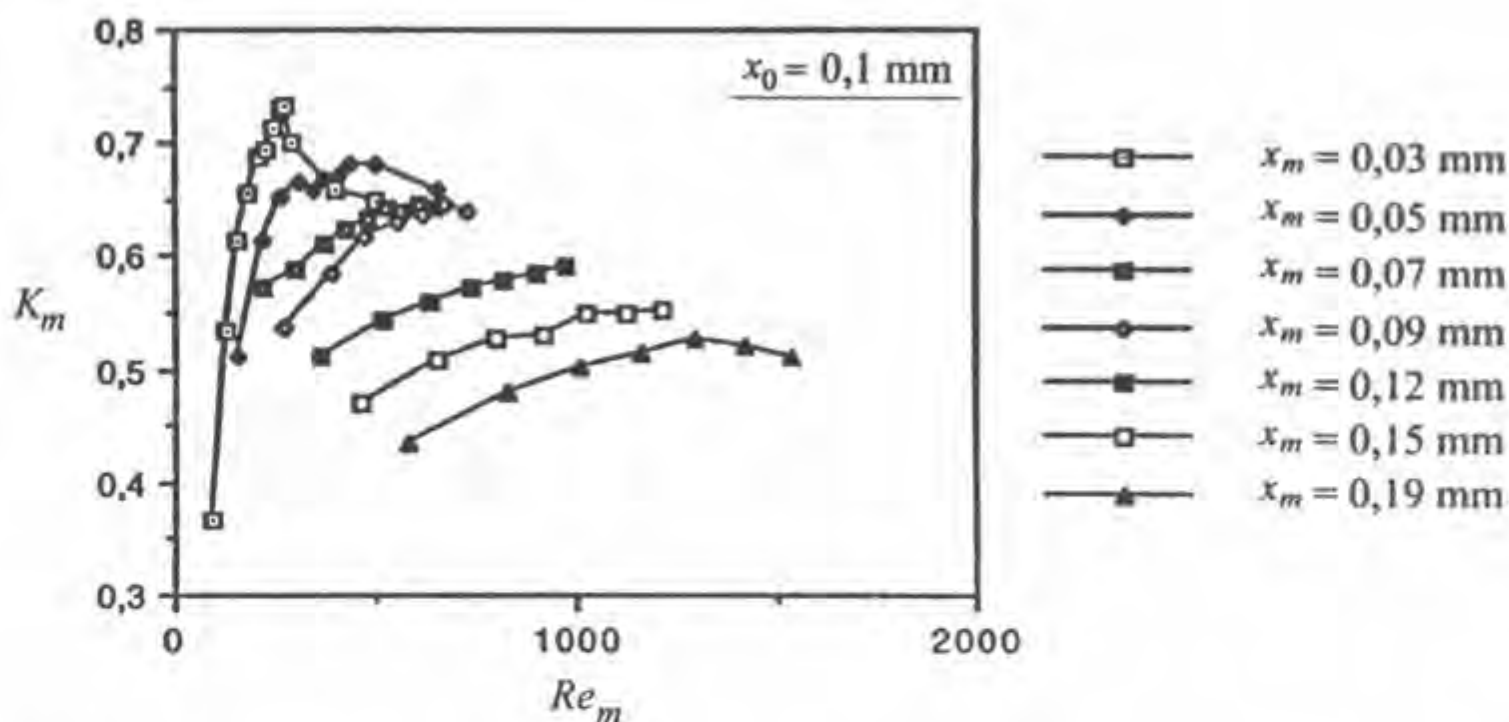
где је:

$x_m$  [m] - одстојање одбојне плочице од врха млазника,  
за поменуте режиме струјања радне течности, приказане су на слици 2.13.



Слика 2.13 Зависности коefицијента притока променљивих пригушних отвора иши млазник-одбојна плочица од режима струјања и геометрије пригушника [35]

Одређивањем вредности коефицијента протока бавио се и Бергада (Bergada) [18], [19]. Његов рад је врло значајан, јер је експериментално одређивао вредности коефицијента протока  $K_m$  за уобичајене режиме струјања радне течности кроз серворазводнике типа млазник - одбојна плочица (слика 2.14). Са слике се види да за уобичајене режиме, радна течност струји са релативно малим вредностима Рејнолсовог броја.



Слика 2.14 Експериментално добијене зависности коефицијента протока променљивих пригушних отворова типа млазник-одбојна плочица од режима струјања и геометрије пригушника [18], [19]

### 2.3.2. Анализа струјања радне течности кроз први степен хидрауличног појачања у стационарним режимима рада серворазводника

У стационарном режиму рада серворазводника, у којем ниједна физичка величина није функција времена, разводни клип другог степена мирује и нема протока кроз дијагоналну оптерећења. За тај режим, примењујући једначину континуитета [155] на хидраулични мост (слика 2.9), уз занемаривање волуметријских губитака кроз радијалне зазоре између клипа и тела разводника другог степена, могу се писати следећи изрази за запреминске протоке:

$$\dot{V}_{oL} = \dot{V}_{mL}, \quad (2.49)$$

$$\dot{V}_{oD} = \dot{V}_{mD}, \quad (2.50)$$

$$\dot{V}_{oR} = \dot{V}_{mL} + \dot{V}_{mD} = \dot{V}_{oL} + \dot{V}_{oD}. \quad (2.51)$$

За даљу анализу, дефинисаће се појам хидрауличне проводности за сваки од пригушних отвора. Хидрауличне проводности константних пригушних отвора се дефинишу изразима:

$$\sigma_{oL} = K_{oL} \cdot A_{oLD} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} = K_{oL} \cdot \frac{d_{oLD}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (2.52)$$

$$\sigma_{oD} = K_{oD} \cdot A_{oLD} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} = K_{oD} \cdot \frac{d_{oLD}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (2.53)$$

$$\sigma_{oR} = K_{oR} \cdot A_{oR} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} = K_{oR} \cdot \frac{d_{oR}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (2.54)$$

где су:

- $\sigma_{oL}$  [ $\text{m}^3/\text{sPa}^{0.5}$ ] - хидраулична проводност левог константног пригушника,
- $\sigma_{oD}$  [ $\text{m}^3/\text{sPa}^{0.5}$ ] - хидраулична проводност десног константног пригушника,
- $\sigma_{oR}$  [ $\text{m}^3/\text{sPa}^{0.5}$ ] - хидраулична проводност константног пригушника у одводном воду.

У равнотежном положају, изрази за хидрауличне проводности променљивих пригушних отвора млазника и одбојне плочице, дефинишу се у облику:

$$\sigma_{m0L} = K_{mL} \cdot d_m \cdot \pi \cdot x_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (2.55)$$

$$\sigma_{m0D} = K_{mD} \cdot d_m \cdot \pi \cdot x_0 \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}}, \quad (2.56)$$

где су:

- $\sigma_{m0L}$  [ $\text{m}^3/\text{sPa}^{0.5}$ ] - хидраулична проводност левог променљивог пригушника у равнотежном положају,
- $\sigma_{m0D}$  [ $\text{m}^3/\text{sPa}^{0.5}$ ] - хидраулична проводност десног променљивог пригушника у равнотежном положају.

У анализама је уобичајена претпоставка да су, због симетричности пригушних отвора, коефицијенти протока одговарајућих константних и променљивих, левих и десних пригушних отвора једнаки. Самим тим, једнаке су и хидрауличне проводности:

$$\sigma_{oL} = \sigma_{oD} = \sigma_{oLD} \text{ и } \sigma_{m0L} = \sigma_{m0D} = \sigma_{m0}. \quad (2.57)$$

Замењујући изразе за запреминске протоке (2.40)÷(2.42) и (2.46)÷(2.47), уз коришћење претпоставке (2.57) и израза за хидрауличне проводности (2.52)÷(2.56), у изразе (2.49)÷(2.51), добијају се изрази:

$$\sigma_{oLD} \cdot \sqrt{P_s - P_{1L}} = \sigma_{m0} \cdot \left(1 - \frac{x}{x_0}\right) \cdot \sqrt{P_{1L} - P_{1R}}, \quad (2.58)$$

$$\sigma_{oLD} \cdot \sqrt{P_s - P_{1D}} = \sigma_{m0} \cdot \left(1 + \frac{x}{x_0}\right) \cdot \sqrt{P_{1D} - P_{1R}}, \quad (2.59)$$

$$\sigma_{oR} \cdot \sqrt{P_{1R} - P_r} = \sigma_{oLD} \cdot \sqrt{P_s - P_{1L}} + \sigma_{oLD} \cdot \sqrt{P_s - P_{1D}}. \quad (2.60)$$

Претходни изрази се, ради даље анализе, представљају у бездимензијском облику:

$$\sqrt{1 - P_{1Lrel}} = \alpha \cdot (1 - x_{rel}) \cdot \sqrt{P_{1Lrel} - P_{1Rrel}}, \quad (2.61)$$

$$\sqrt{1 - P_{1Drel}} = \alpha \cdot (1 + x_{rel}) \cdot \sqrt{P_{1Drel} - P_{1Rrel}}, \quad (2.62)$$



$$\beta \cdot \sqrt{P_{1Rrel}} = \sqrt{1 - P_{1Lrel}} + \sqrt{1 - P_{1Drel}}, \quad (2.63)$$

при чему се коефицијенти  $\alpha$  и  $\beta$  дефинишу као односи хидрауличних проводности:

$$\alpha = \frac{\sigma_{m0}}{\sigma_{oLD}}, \quad \beta = \frac{\sigma_{oR}}{\sigma_{oLD}}, \quad (2.64)$$

а вредности релативних величина:

$$P_{1Lrel} = \frac{P_{1L}}{P_s}, \quad P_{1Drel} = \frac{P_{1D}}{P_s}, \quad P_{1Rrel} = \frac{P_{1R}}{P_s}, \quad x_{rel} = \frac{x}{x_0}. \quad (2.65)$$

У изразу (2.63) занемарен је притисак на излазу из пригушника одводног вода  $p_r$ , јер је, као приближно атмосферски, много мањи од притиска напајања  $p_s$ , па је  $p_r/p_s \approx 0$ .

Решавањем система једначина (2.61)÷(2.63), добијају се изрази за притиске у бездимензијском облику:

$$P_{1Rrel} = \frac{\frac{\alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2}{1 + \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2} + \frac{\alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2}{1 + \alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2} + \frac{2 \cdot \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel}^2)}{\sqrt{1 + \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2} \cdot \sqrt{1 + \alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2}}}{\beta^2 + \frac{\alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2}{1 + \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2} + \frac{\alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2}{1 + \alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2} + \frac{2 \cdot \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel}^2)}{\sqrt{1 + \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2} \cdot \sqrt{1 + \alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2}}}, \quad (2.66)$$

$$P_{1Lrel} = \frac{1 + \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2 \cdot P_{1Rrel}}{1 + \alpha^2 \cdot (1 - x_{rel})^2}, \quad (2.67)$$

$$P_{1Drel} = \frac{1 + \alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2 \cdot P_{1Rrel}}{1 + \alpha^2 \cdot (1 + x_{rel})^2}. \quad (2.68)$$

Разлика управљачких притисака, која се води на други степен хидрауличног појачања, представља разлику притисака у левом и десном млазнику:

$$P_{1d} = P_{1L} - P_{1D}, \quad (2.69)$$

где је:

-  $P_{1d}$  [Pa] - разлика управљачких притисака првог степена хидрауличног појачања.

Разлика управљачких притисака, може се представити у бездимензијском облику као:

$$P_{1drel} = \frac{P_{1d}}{P_s} = P_{1Lrel} - P_{1Drel}. \quad (2.70)$$

Губитак хидрауличне снаге у првом степену хидрауличног појачања, дефинише се као:

$$\Delta P_{1gub} = \dot{V}_{oR} \cdot (P_s - p_r), \quad (2.71)$$

где је:

-  $\Delta P_{1gub}$  [W] - губитак хидрауличне снаге у првом степену хидрауличног појачања,

који се, уз занемаривање притиска  $p_r$ , може приказати у бездимензијском облику:

$$\Delta P_{1gubrel} = \frac{\Delta P_{1gub}}{\sigma_{oLD} \cdot \sqrt{P_s} \cdot P_s} = \beta \cdot \sqrt{P_{1Rrel}} \quad (2.72)$$

Уобичајено је да се код серворазводника са механичком повратном спрегом вредности коефицијента  $\alpha$  крећу око 1, што се и види из табеле 2.2. У случају када је  $\alpha=1$ , за серворазводник који је изведен тако да нема пригушног отвора у одводном воду, у равнотежном положају одбојне плочице вредности управљачких притисака у левом и десном млазнику су једнаке половини притиска напајања [56]. Геометрија серворазводника са директном повратном спрегом је таква, да кофицијенти  $\alpha$  имају нешто веће вредности које иду и до  $\alpha=4$  [160].

Пригушник у одводном воду се изводи са нешто већим пречником од пречника левог и десног константног пригушног отвора. У табели 2.2 се види да различити произвођачи користе различите вредности коефицијента  $\beta$ , а самим тим и различите односе пречника наведених константних пригушних отвора, јер коефицијент  $\beta$  директно зависи од односа пречника ових отвора. При томе треба очекивати да је вредност коефицијента  $\beta < 12$ , што одговара максималном односу пречника  $d_{oR}/d_{oLD}$  нешто већем од 3. Иначе, код серворазводника који је изведен тако да нема пригушног отвора у одводном воду, коефицијент  $\beta$  у анализама има бесконачну вредност ( $\beta \rightarrow \infty$ ).

Произвођач	Тип	Извор	$\alpha$	$\beta$
Ultra Hydraulics (4551)	M	[130]	0,8 – 1,2	3,61- 11,1
Moog 77	M	[147]	0,94	3,27
Moog	EM	[163]	1 – 1,41	2,83 – 4,9
-	M	[86]	1,01	4,2

**Табела 2.2** Вредности коефицијената  $\alpha$  и  $\beta$  за различите типове серворазводника добијене израчунавањем коришћењем одговарајућих литературних података  
M - механичка, EM - електрична и механичка повратна спрега

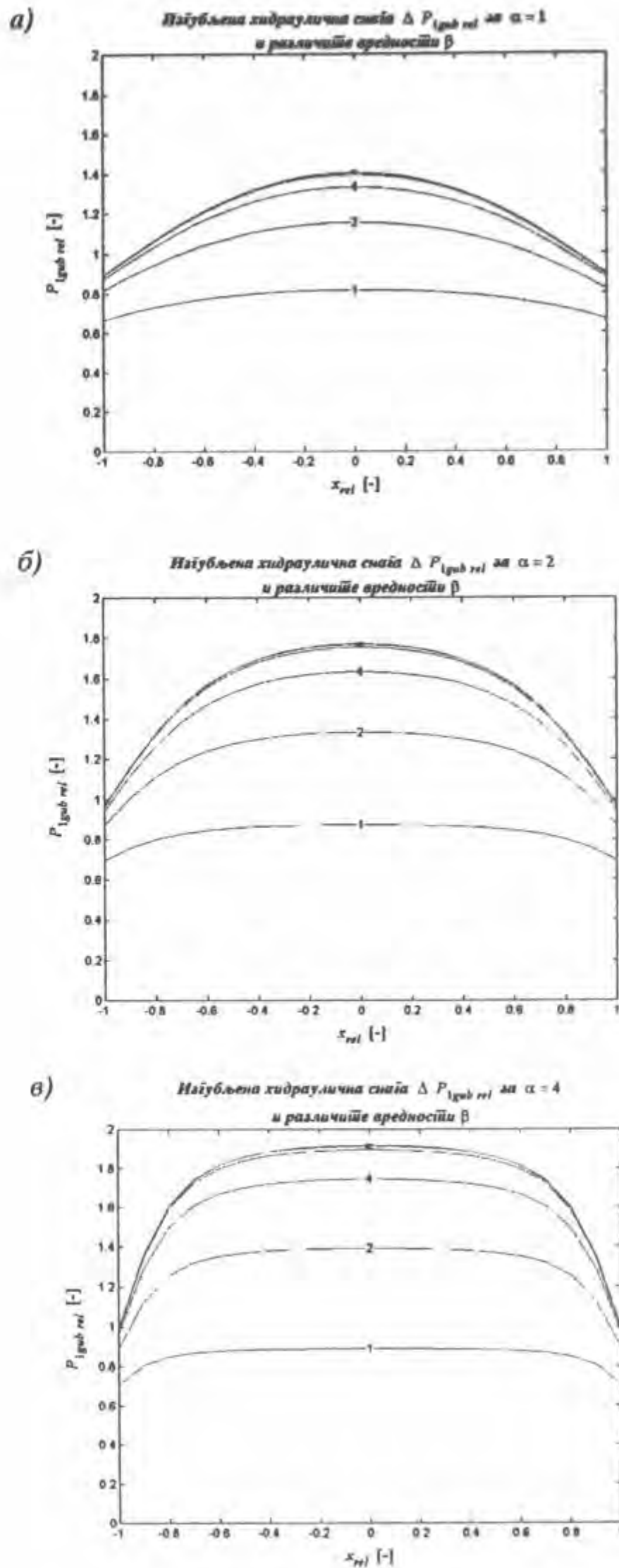
Коришћењем израза (2.66)÷(2.68), (2.70) и (2.72), написан је програмски код у Матлабу (прилог В), на основу чијих резултата се могу добити упоредне дијаграмске зависности следећих релативних величина:

- притиска на излазу из млазника,
- разлике управљачких притисака првог степена и
- губитка хидрауличне снаге у првом степену хидрауличног појачања

од релативног хода одбојне плочице, за три карактеристичне вредности коефицијента  $\alpha$  - 1, 2 и 4 и различите вредности коефицијента  $\beta$ .

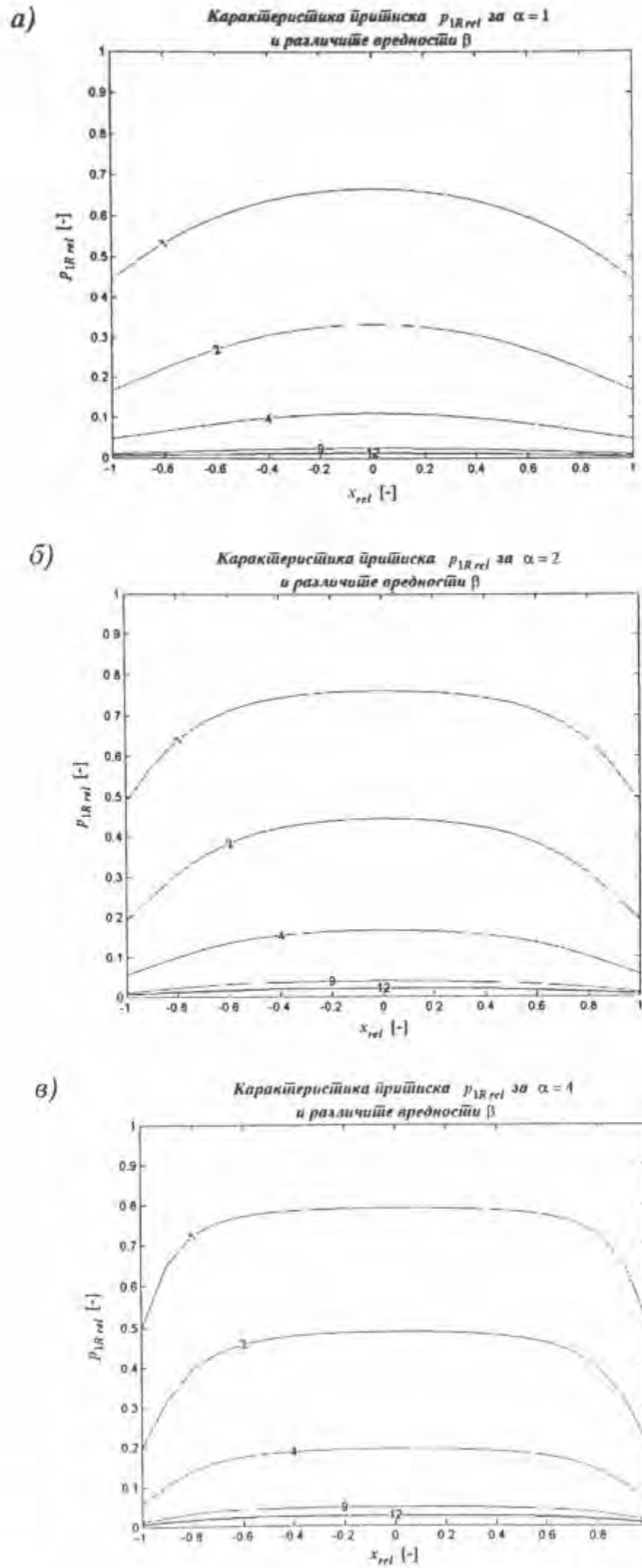
Анализом дијаграма са слике 2.15, може се закључити да постављање пригушног отвора у одводном воду смањује губитке хидрауличне снаге првог степена хидрауличног појачања. Максимални губици снаге, јављају се у равнотежном положају, а повећање коефицијената  $\alpha$  и  $\beta$  изазива повећање губитака снаге.

Са друге стране, повећање пречника пригушног отвора у одводном воду (повећање вредности коефицијента  $\beta$ ), условљава смањење притиска на излазу из млазника  $p_{1Rrel}$  до нулте вредности, за бесконачне вредности коефицијента  $\beta$  (слика 2.16). Мањим вредностима коефицијента  $\alpha$ , за исте вредности коефицијента  $\beta$ , одговарају нешто мање вредности притиска  $p_{1Rrel}$ . За вредности  $\alpha > 2$  и исте вредности коефицијента  $\beta$ , разлике вредности притисака  $p_{1Rrel}$  су незнатне.

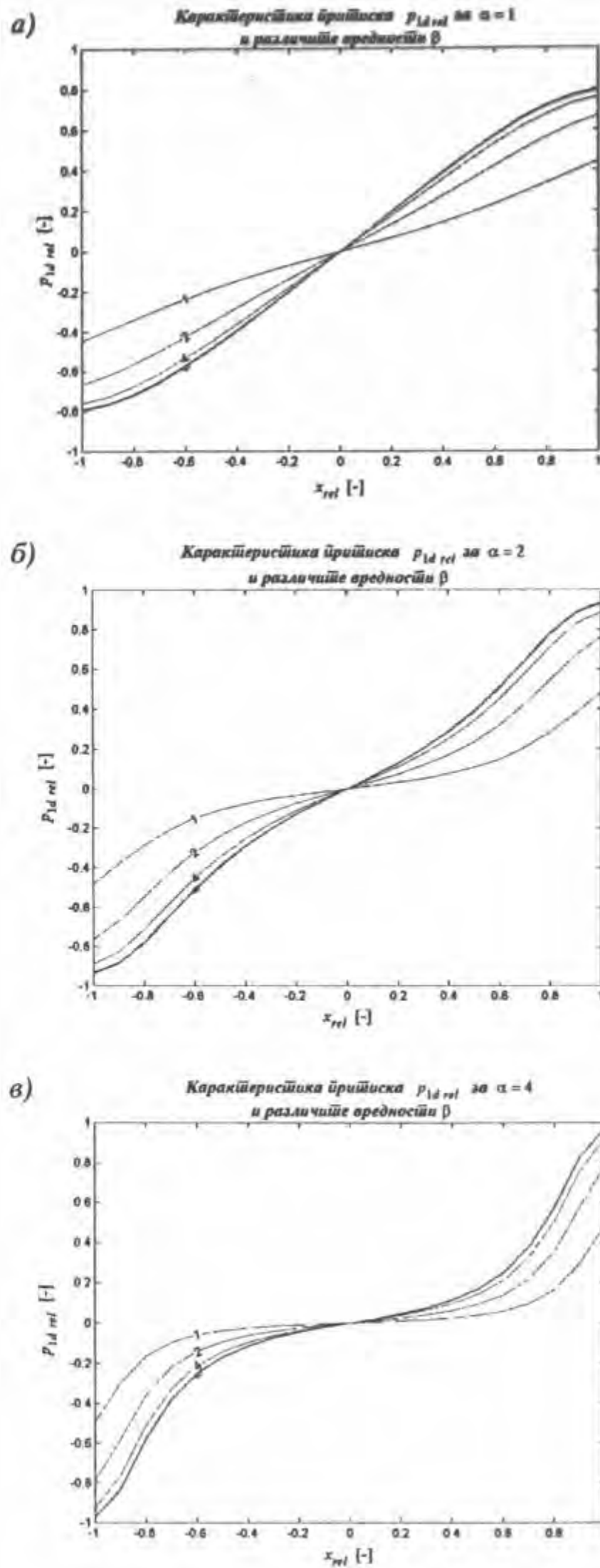


Слика 2.15 Упоредне дијаграмске зависности губијка хидрауличне снаге у првом сљедећу хидрауличној појачања од релативног хода одбојне плочице, за њири карактеристичне вредности коефицијента  $\alpha$  - а)  $\alpha=1$ , б)  $\alpha=2$  и в)  $\alpha=4$  и различите вредности коефицијента  $\beta$





Слика 2.16 Упоредне дијаграмске зависности релативних величина притока на излазу из млазника од релативног хода одбојне илочице, за три карактеристичне вредности коефицијента  $\alpha$   
 а)  $\alpha=1$ , б)  $\alpha=2$  и в)  $\alpha=4$  и различите вредности коефицијента  $\beta$



Слика 2.17 Ујоредне дијаграмске зависности релативних величина разлике ујрављачких њрињисака њрвоџ сјейена хидрауличноџ њојчања од релативноџ хода одбојне њлочнице, за њри карактеристичне вредности коефицијента  $\alpha$  - а)  $\alpha=1$ , б)  $\alpha=2$  и в)  $\alpha=4$  и различите вредности коефицијента  $\beta$

Мање вредности коефицијента  $\beta$  условљавају смањење градијента промене разлике управљачких притисака  $p_{1d\ rel}$  (слика 2.17), у односу на случај када нема пригушног отвора у одводном воду, што смањује способност убрзавања и савладавања отпорних сила разводног клипа другог степена хидрауличног појачања. Ипак, за уобичајене вредности величина пречника константних пригушних отвора првог степена, за које је  $\beta \geq 3$ , карактеристике разлике управљачких притисака  $p_{1d\ rel}$  не разликује се много од карактеристика за случај када нема пригушног отвора у одводном воду. За мање вредности коефицијента  $\alpha$ , карактеристика је линеарнија, нарочито за режиме око нуле.

Као општи закључак ове анализе, може се констатовати да се уградњом пригушног отвора у одводном воду, смањују губици снаге и повећава притисак на излазу из млазника чиме се смањује могућност настанка кавитације. Са друге стране, треба бити обазрив при избору димензија пригушног отвора у одводном воду, јер се смањивањем његовог пречника смањује остварена разлика управљачких притисака, која се води на други степен хидрауличног појачања.

### 2.3.3. Једначине струјања радне течности кроз први степен хидрауличног појачања

Анализирајмо сада струјање радне течности кроз први степен хидрауличног појачања, за случај када се разводни клип другог степена креће. Полаз за анализу представља употреба једначине континуитета у хидрауличним системима, која се може, за случај нестационарног струјања, писати у облику [155]:

$$\dot{V}_{ul} = \dot{V}_{iz} + \Delta\dot{V}_c + \Delta\dot{V}_{st}, \quad (2.73)$$

где су:

- $\dot{V}_{ul}$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] - запремински проток који улази у систем,
- $\dot{V}_{iz}$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] - запремински проток који излази из система,
- $\Delta\dot{V}_c$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] - промена запреминског протока у систему услед истицања (дотицања) радне течности.
- $\Delta\dot{V}_{st}$  [ $\text{m}^3/\text{s}$ ] - промена запреминског протока у систему услед промене притиска у систему, тј. услед стишљивости радне течности,

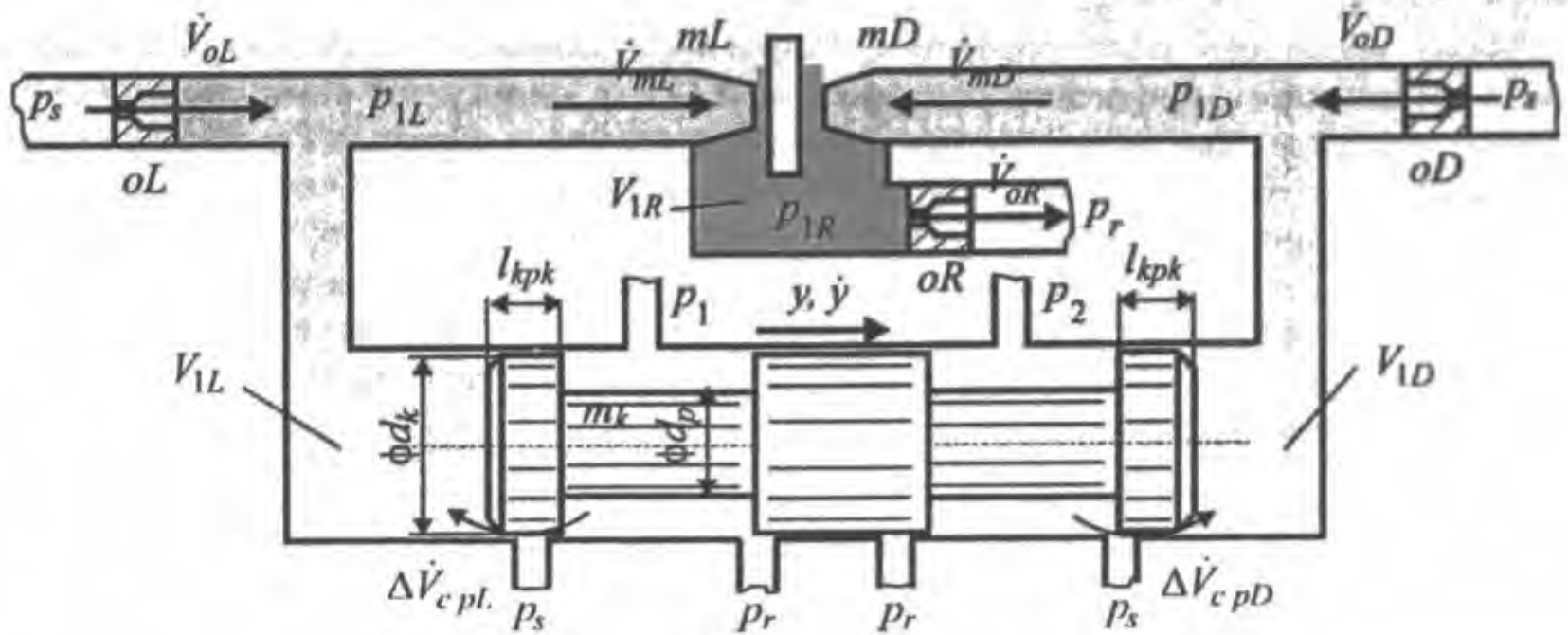
која се дефинише изразом:

$$\Delta\dot{V}_{st} = \frac{V}{\beta_{st}} \cdot \frac{dp}{dt}, \quad (2.74)$$

где су:

- $V$  [ $\text{m}^3$ ] - запремина радне течности у хидрауличном систему,
- $\beta_{st}$  [Pa] - модул стишљивости радне течности,
- $\frac{dp}{dt}$  [Pa/s] - први извод по времену притиска радне течности у хидрауличном систему.





Слика 2.18 Уз израчунавање радне брзине првог степена хидрауличног појачања

Примењујући једначину континуитета на први степен хидрауличног појачања, уз претпоставке да се врх одбојне плочице померио у леву страну, а разводни клип другог степена у десну страну<sup>5</sup> (слика 2.18), добијају се следећи изрази:

$$\dot{V}_{oL} = \dot{V}_{mL} + A_k \cdot \dot{y} - \Delta \dot{V}_{cpl} + \frac{V_{1L}}{\beta_{st}} \cdot \frac{dp_{1L}}{dt}, \quad (2.75)$$

$$\dot{V}_{oD} + A_k \cdot \dot{y} = \dot{V}_{mD} - \Delta \dot{V}_{cpD} + \frac{V_{1D}}{\beta_{st}} \cdot \frac{dp_{1D}}{dt}, \quad (2.76)$$

$$\dot{V}_{mL} + \dot{V}_{mD} = \dot{V}_{oR} + \Delta \dot{V}_{cR} + \frac{V_{1R}}{\beta_{st}} \cdot \frac{dp_{1R}}{dt}, \quad (2.77)$$

где су:

- $\dot{y}$  [m/s] - брзина разводног клипа другог степена,
- $\Delta \dot{V}_{cpl}$  [m<sup>3</sup>/s] - запремински проток услед протицања радне течности кроз процеп кога чини крајњи леви појас на клипу и чаура,
- $\Delta \dot{V}_{cpD}$  [m<sup>3</sup>/s] - запремински проток услед протицања радне течности кроз процеп кога чини крајњи десни појас на клипу и чаура,
- $\Delta \dot{V}_{cR}$  [m<sup>3</sup>/s] - волуметријски губитак из простора одводног вода испред константног пригушника,
- $V_{1L}$  [m<sup>3</sup>] - запремина леве коморе хидрауличног моста првог степена (укључује део запремине леве коморе разводног клипа, вода константног пригушника  $oL$  и вода млазника  $mL$ ),
- $V_{1D}$  [m<sup>3</sup>] - запремина десне коморе хидрауличног моста првог степена (укључује део запремине десне коморе разводног клипа, вода константног пригушника  $oD$  и вода млазника  $mD$ ),
- $V_{1R}$  [m<sup>3</sup>] - запремина простора одводног вода испред константног пригушника,

<sup>5</sup> Важи за случај двостепенних серворазводника са механичком или електричном повратном спрегом. За случај двостепенних серворазводника са директном повратном спрегом, смер кретања разводног клипа, био би супротан од претпостављеног.

-  $A_k [m^2]$  - површина чела разводног клипа другог степена, која се рачуна по:

$$A_k = \frac{d_k^2 \cdot \pi}{4}, \quad (2.78)$$

где је:

-  $d_k [m]$  - пречник чела разводног клипа другог степена.

Волуметријски губитак радне течности из простора одводног вода испред константног пригушника, тешко се квантификује и занемарљив је у односу на остале запреминске протоке.

Да би се омогућило несметано аксијално кретање цилиндричног клипа другог степена појачања, при његовом упаривању са цилиндричним непокретним телом (чауром), формирају се прстенести процепи коначне дужине, једнаке дужини појасева на клипу. Полазећи од Навије - Стоксових (Navier - Stokes) једначина у поларно-цилиндричном координатном систему, могу се добити аналитичка решења за запреминске протоке радне течности, кроз различите варијанте прстенстих процепа [165]. У случају прстенастог концентричног процепа, овај запремински проток је:

$$\Delta \dot{V}_{cp} = \pi \cdot d_{sk} \cdot \left( \frac{\delta r^3}{12 \cdot \eta \cdot L_p} \cdot \Delta p_p + \frac{\delta r \cdot \dot{y}}{2} \right), \quad (2.79)$$

где су:

- $\Delta \dot{V}_{cp} [m^3/s]$  - запремински проток радне течности кроз процеп,
- $\delta r [m]$  - номинална величина радијалног процепа,
- $\eta [Pas]$  - динамичка вискозност радне течности,
- $L_p [m]$  - дужина процепа,
- $\Delta p_p [Pa]$  - разлика притисака са обе стране процепа,
- $d_{sk} [m]$  - средњи пречник прстенастог концентричног зазора, који се рачуна као:

$$d_{sk} = \frac{d_k + d_{tk}}{2}, \quad (2.80)$$

где су:

- $d_k [m]$  - пречник разводног клипа другог степена хидрауличног појачања,
- $d_{tk} [m]$  - пречник тела разводника (чауре) другог степена хидрауличног појачања.

Уобичајено је да се у изразу за запремински проток, дефинисан изразом (2.79), утицај брзине клипа занемарује [146], а да се уместо средњег пречника, користи пречник разводног клипа [86], [165], итд, што је оправдано, ако се узме у обзир да су димензије процепа реда  $10^{-6} m$ , а димензије клипа реда  $10^{-3} m$ .

У случају да је разводни клип ексцентрично постављен, израз за запремински проток радне течности кроз процеп добија додатни чинилац, који узима у обзир ексцентрицитет разводног клипа. Коришћењем претпоставки из претходног пасуса, може се, у том случају писати:

$$\Delta \dot{V}_{cp} = \pi \cdot d_k \cdot \frac{\delta r^3}{12 \cdot \eta \cdot L_p} \cdot \Delta p_p \cdot \left( 1 + \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{e}{\delta r} \right)^2 \right), \quad (2.81)$$

где је:

-  $e$  [m] - ексцентрицитет клипа у чаури.

Пошто се крајњи појасеви на клиповима серворазводника изводе тако да су једнаке дужине  $l_{kpk}$ , за запреминске протоке  $\Delta \dot{V}_{c pL}$  и  $\Delta \dot{V}_{c pD}$ , користећи израз (2.81), може се писати:

$$\Delta \dot{V}_{c pL} = \pi \cdot d_k \cdot \frac{\delta r^3}{12 \cdot \eta \cdot l_{kpk}} \cdot \left( 1 + \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{e}{\delta r} \right)^2 \right) \cdot (p_s - p_{1L}), \quad (2.82)$$

$$\Delta \dot{V}_{c pD} = \pi \cdot d_k \cdot \frac{\delta r^3}{12 \cdot \eta \cdot l_{kpk}} \cdot \left( 1 + \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{e}{\delta r} \right)^2 \right) \cdot (p_s - p_{1D}), \quad (2.83)$$

где је:

-  $l_{kpk}$  [m] - дужина крајњег левог (десног) појаса клипа.

Запремине леве и десне коморе, мењају се померањем разводног клипа и могу се одредити из израза:

$$V_{1L} = V_{10} + A_k \cdot y, \quad (2.84)$$

$$V_{1D} = V_{10} - A_k \cdot y, \quad (2.85)$$

где је:

-  $V_{10}$  [m<sup>3</sup>] - почетна запремина леве (десне) коморе првог степена хидрауличног појачања (за равнотежни положај разводног клипа другог степена).

Поједини аутори занемарују промену запремина комора, што је оправдано у случају да је приозвод  $A_k \cdot y_{\max}$  (где је  $y_{\max}$  [m] - максимални ход разводног клипа), много мањи од запремине  $V_{10}$ . Из табеле 2.3 се види да је то најчешћи случај код изведених серворазводника, мада има и случајева када промену запремине хода треба узети у обзир.

Тип/Извор	$V_{10}$	$A_k$	$y_{\max}$	$A_k \cdot y_{\max}$	$(A_k \cdot y_{\max})/V_{10}$
	[mm <sup>3</sup> ]	[mm <sup>2</sup> ]	[mm]	[mm <sup>3</sup> ]	[%]
ППТ серија В	600	16,7	0,4	6,7	1,05
ППТ серија Е	1,260	50,3	0,5	25,1	2
[163]	410	49,5	0,4	19,8	4,7
[86]	49,1	33,2	1,27	42,1	85
[137]	16,390	126,7	0,15	19	0,11

**Табела 2.3** Однос максималне зајремине ослобођене (зајворене) при крећанју клипа и почетне зајремине леве (десне) коморе за различите типове серворазводника, израчунај коришћењем података из литературе или преузетим од произвођача

Ако се везе (2.84) и (2.85) и изрази за запреминске протоке кроз процепе (2.82) и (2.83), уведу у (2.75) и (2.76), и ако се у изразу (2.77) занемари волуметријски губитак из простора одводног вода испред константног пригушника, добиће се следеће релације:

$$\dot{V}_{oL} = \dot{V}_{mL} + A_k \cdot \dot{y} - \frac{\pi \cdot d_k \cdot \delta r^3}{12 \cdot \eta \cdot l_{kpk}} \cdot \left( 1 + \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{e}{\delta r} \right)^2 \right) \cdot (p_s - p_{1L}) + \frac{V_{10} + A_k \cdot y}{\beta_{st}} \cdot \frac{dp_{1L}}{dt}, \quad (2.86)$$



$$\dot{V}_{oD} = \dot{V}_{mD} - A_k \cdot \dot{y} - \frac{\pi \cdot d_k \cdot \delta r^3}{12 \cdot \eta \cdot l_{kpk}} \cdot \left( 1 + \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{e}{\delta r} \right)^2 \right) \cdot (p_s - p_{1D}) + \frac{V_{10} - A_k \cdot y}{\beta_{st}} \cdot \frac{dp_{1D}}{dt}, \quad (2.87)$$

$$\dot{V}_{mL} + \dot{V}_{mD} = \dot{V}_{oR} + \frac{V_{1R}}{\beta_{st}} \cdot \frac{dp_{1R}}{dt}, \quad (2.88)$$

које, заједно са изразима (2.40)÷(2.42), за запреминске протоке радне течности кроз константне, и (2.46)÷(2.47), за запреминске протоке радне течности кроз променљиве пригушне отворе, математички описују струјање радне течности кроз простор првог степена хидрауличног појачања.

### 2.3.4. Анализа кретања склопа котве

Под дејством обртног момента услед електромагнетних сила, склоп котве се покреће. Да би се компензовао негативан утицај крутости моментног мотора (израз (2.30)), потребно је склоп котве еластично ослонити. За ту намену, склоп котве се ослања на еластичну цевчицу, која са њим чини целину (тзв. еластичну структуру) и заједно са њим се сложено креће и деформише.

Иако је кретање склопа котве и еластичне цевчице сложено, претпоставићемо да се склоп котве закреће око осе која пролази кроз тачку 0 (слика 2.19). Пошто је дебљина зида еластичне цевчице релативно мала, претпоставимо и да је маса еластичне цевчице занемарљива у односу на масу склопа котве, тако да не улази у израз за једначину кретања. Применом закона о промени момента количине кретања на обртање склопа котве, добиће се, уз наведене претпоставке, диференцијална једначина у облику:

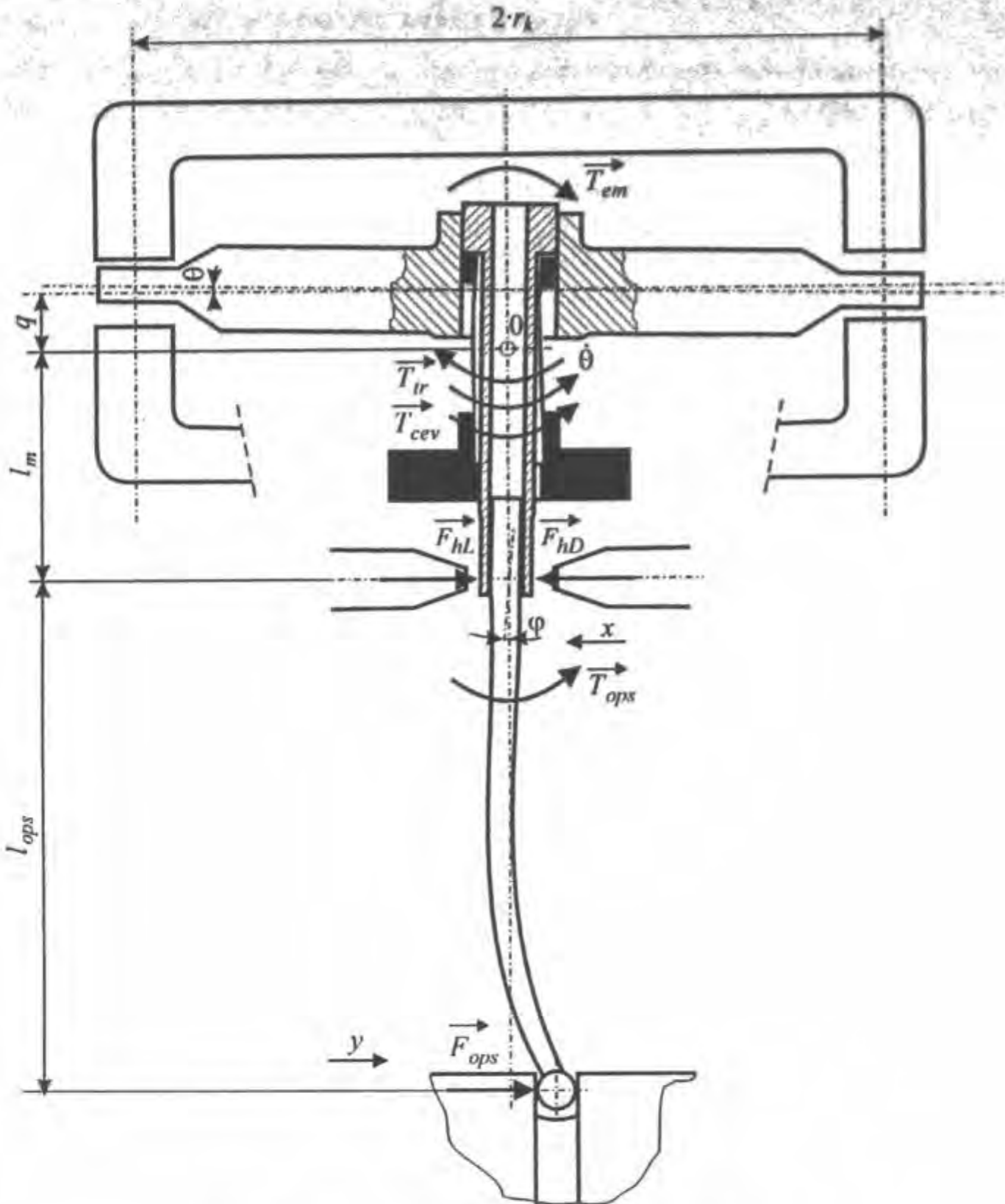
$$T_{em} = J_{sk} \cdot \ddot{\theta} + T_{tr} + T_{cev} + F_h \cdot l_m + (T_{ops})^6, \quad (2.89)$$

где су:

- $T_{em}$  [N·m] - обртни момент услед електромагнетних сила,
- $J_{sk}$  [N·m·s<sup>2</sup>/rad] - момент инерције склопа котве за осу ротације,
- $\ddot{\theta}$  [rad/s<sup>2</sup>] - угаоно убрзање склопа котве,
- $T_{tr}$  [N·m] - обртни момент услед дејства трења,
- $T_{cev}$  [N·m] - обртни момент услед деформације еластичне цевчице,
- $F_h$  [N] - резултантна сила је млазева радне течности из млазника,
- $l_m$  [m] - растојање од осе млазника до осе ротације склопа котве,
- $T_{ops}$  [Nm] - обртни момент услед деформације опруге повратне спреге.

Пошто је у поглављу 2.2 приказан начин одређивања обртног момента услед електромагнетних сила, за даљу анализу кретања склопа котве, потребно је дефинисати изразе за израчунавање сабирака са десне стране израза (2.89).

<sup>6</sup> Обртни момент услед деформације опруге повратне спреге, стављен је у заграда, јер се јавља само код двостепених серворазводника са механичком повратном спрегом.



Слика 2.19 Шема за анализу динамике склопа коџве

#### 2.3.4.1. Рачунање обртног момента услед трења

Обртни момент услед дејства трења је последица вискозног трења, које се јавља при обртању склопа котва. Вискозно трење настаје због постојања слоја радне течности у међупростору одбојне плочице и танкозидног дела еластичне цевчице. Сувог трења, практично, нема. За обртни момент услед дејства трења, може се писати:

$$T_{tr} = k_{tr} \cdot \dot{\theta}, \quad (2.90)$$

где су:

- $k_{tr}$  [N·m·s/rad] - коефицијент вискозног трења склопа котве,
- $\dot{\theta}$  [rad/s] - угаона брзина закретања склопа котве.

Вредност коефицијента вискозног трења, практично је немогуће прецизно одредити. Аутори користе његове различите вредности у анализама. Генерално, може се запазити да литературне вредности овог коефицијента имају ред величина у широком интервалу ( $10^{-4} \div 10^0$ ) [92], [130], [147], [160], итд. Пут за приближно експериментално одређивање вредности коефицијента вискозног трења  $k_{tr}$ , приказан је у раду [138]. Треба напоменути и да јапански истраживачи [61], [62], за рачунање обртног момента услед дејства вискозног трења, користе формулу Ламба (Lamb):

$$T_{tr} = \frac{4 \cdot \pi \cdot \eta \cdot l_{op}}{2,002 - \frac{\dot{x} \cdot d_{op}}{v}} \cdot \frac{l_{ops}}{2} \cdot \dot{x}, \quad (2.91)$$

где су:

- $\eta$  [Pa·s] - динамичка вискозност радне течности,
- $l_{op}$  [m] - дужина одбојне плочице,
- $l_{ops}$  [m] - дужина опруге повратне спреге,
- $\dot{x}$  [m/s] - брзина померања врха одбојне плочице,
- $d_{op}$  [m] - дебљина одбојне плочице.

#### 2.3.4.2. Рачунање обртног момента услед деформације еластичне цевчице

Због закретања склопа котве, под дејством момента услед електромагнетних сила, еластична цевчица се савија. Еластична цевчица се додатно деформише (савија) под дејством резултантне силе настале услед дејства млазева радне течности из млазника. Да би израчунали обртни момент услед деформације еластичне цевчице, претпоставимо да се њена еластична линија, при кретању склопа котве може апроксимирати статичком еластичном линијом. Користећи слику 2.20, за диференцијалну једначину еластичне линије, може се писати [142]:

$$B_{cev} \cdot \frac{d^2 u_{cev}}{dz^2} = T_{em} - J_{sk} \cdot \ddot{\theta} - T_{tr} - (T_{ops}) - F_h \cdot (z + l_{op} - l_{cev}), \quad (2.92)$$

где су:

- $B_{cev}$  [N·m<sup>2</sup>] - савојна крутост еластичне цевчице,
- $u_{cev}$  [m] - угиб еластичне цевчице,
- $l_{op}$  [m] - дужина одбојне плочице (од осе млазника до равни ослањања на еластичну цевчицу),
- $l_{cev}$  [m] - дужина еластичне цевчице (од равни ослањања одбојне плочице до равни везивања за кућиште моментног мотора).

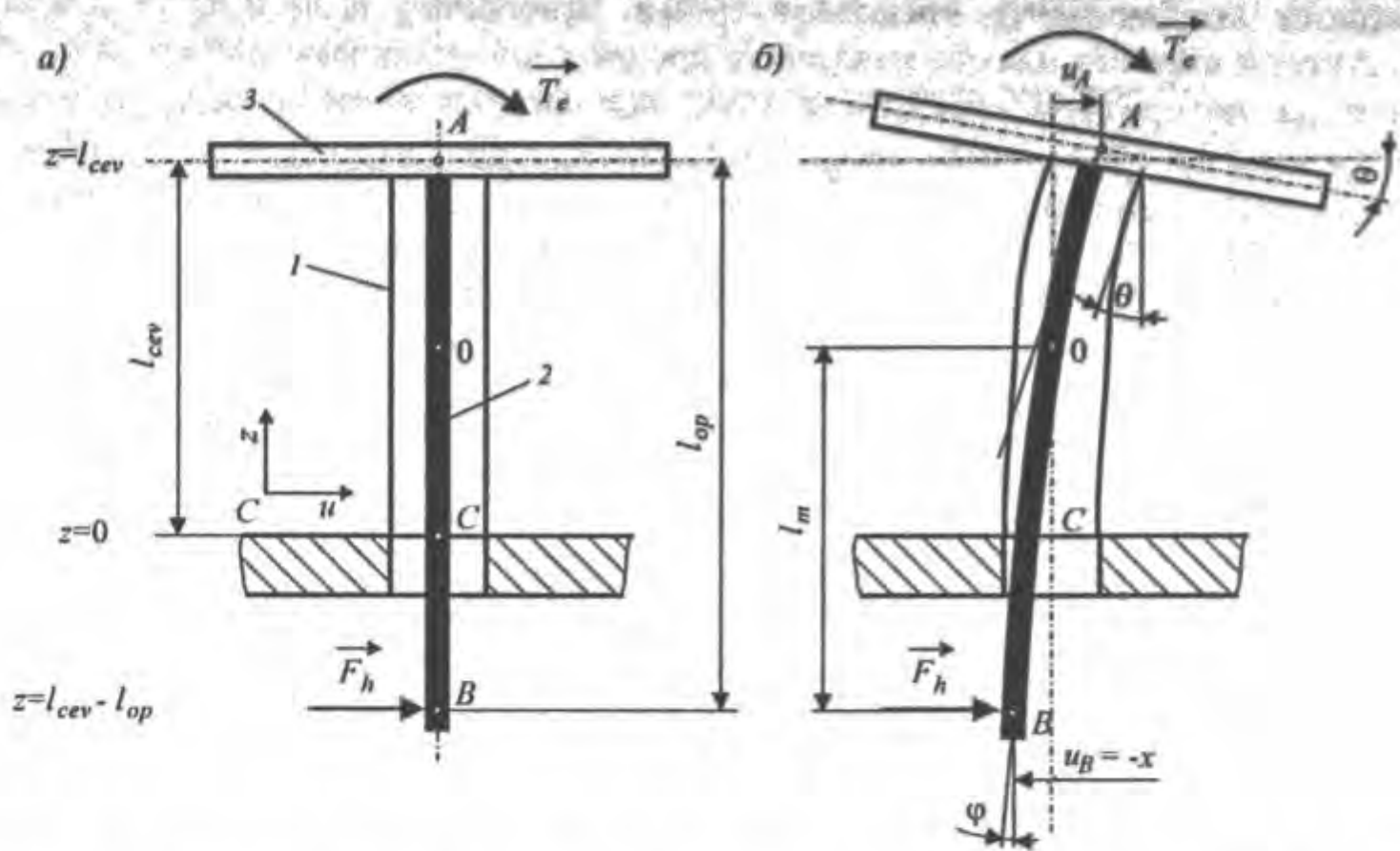
Уз гранични услов да је нагиб еластичне цевчице у равни њеног причвршћивања за кућиште ( $z=0$ , на слици 2.20) једнак нули:

$$\left. \frac{du_{cev}}{dz} \right|_{z=0} = 0,$$

интеграљење израза (2.92), резултира једначином нагиба еластичне цевчице:

$$\frac{du_{cev}}{dz} = \frac{1}{B_{cev}} \cdot \left\{ [T_{em} - J_{sk} \cdot \ddot{\theta} - T_{tr} - (T_{ops})] \cdot z - F_h \cdot \left[ \frac{z^2}{2} + (l_{op} - l_{cev}) \cdot z \right] \right\}, \quad (2.93)$$





Слика 2.20 Шема за извођење једначина еласиичних линија еласиичне цевчице и одбојне плочице  
 а) неуйрални йоложај, б)  $\theta \neq 0$   
 1 - еласиична цевчица, 2 - одбојна йлочица, 3 - коййва,  
 $T_e$  - укуйни обрйни момеий,  $F_h$  - резулйанййна сила млазева радне йечносйи

Једначина угиба еластичне цевчице се добија интегралењем израза (2.93), уз коришћење граничног услова да је угиб еластичне цевчице у равни њеног причвршивања за кућиште једнак нули:

$$u_{cev}|_{z=0} = 0,$$

па је:

$$u_{cev} = \frac{1}{B_{cev}} \cdot \left\{ [T_{em} - J_{sk} \cdot \ddot{\theta} - T_{tr} - (T_{ops})] \cdot \frac{z^2}{2} - F_h \cdot \left[ \frac{z^3}{6} + (l_{op} - l_{cev}) \cdot \frac{z^2}{2} \right] \right\}. \quad (2.94)$$

Нагиб еластичне цевчице за  $z=l_{cev}$  (слика 2.20), једнак је углу закретања котве  $\theta$ :

$$\left. \frac{du_{cev}}{dz} \right|_{z=l_{cev}} = \theta.$$

Заменом наведених вредности у израз (2.93), након извесних математичких операција, може се писати:

$$\theta = \frac{1}{B_{cev}} \cdot \left[ T_{em} - J_{sk} \cdot \ddot{\theta} - T_{tr} - (T_{ops}) - F_h \cdot \left( l_{op} - \frac{l_{cev}}{2} \right) \right] \cdot l_{cev}. \quad (2.95)$$

Сређивањем израза (2.95), коначно се добија:

$$T_{em} = J_{sk} \cdot \ddot{\theta} + T_{tr} + \frac{B_{cev}}{l_{cev}} \cdot \theta + F_h \cdot \left( l_{op} - \frac{l_{cev}}{2} \right) + (T_{ops}). \quad (2.96)$$

Поређењем израза (2.96) и (2.89), могу се извести следећи закључци:

1. да се оса ротације склопа котве (одређена тачком 0 на слици 2.20), чији је положај одређен дужином  $l_m$ , налази на половини дужине еластичне цевчице:

$$l_m = l_{op} - \frac{l_{cev}}{2}, \quad (2.97)$$

2. да се за обртни момент услед деформације еластичне цевчице може писати:

$$T_{cev} = \frac{B_{cev}}{l_{cev}} \cdot \theta. \quad (2.98)$$

### 2.3.4.3. Рачунање резултантне силе млазева радне течности

Ако претпоставимо да се одбојна плочица померила у лево, као на слици 2.19, резултантна сила услед дејства млазева радне течности на склоп котве, рачуна се по изразу:

$$F_h = F_{hL} - F_{hD}, \quad (2.99)$$

где су:

- $F_{hL}$  [N] - сила млаза радне течности из левог млазника,
- $F_{hD}$  [N] - сила млаза радне течности из десног млазника.

Полазећи од закона о количини кретања, може се за силе  $F_{hL}$  и  $F_{hD}$  писати [146]:

$$F_{hL} = \frac{d_m^2 \cdot \pi}{4} \cdot \left[ (p_{1L} - p_{1R}) + \rho \cdot (v_{mL} + \dot{x})^2 \right], \quad (2.100)$$

$$F_{hD} = \frac{d_m^2 \cdot \pi}{4} \cdot \left[ (p_{1D} - p_{1R}) + \rho \cdot (v_{mD} - \dot{x})^2 \right], \quad (2.101)$$

где су:

- $\dot{x}$  [m/s] - брзина померања врха одбојне плочице,
- $v_{mL}$  [m/s] - брзина истицања радне течности из левог млазника,
- $v_{mD}$  [m/s] - брзина истицања радне течности из десног млазника.

Брзине истицања радне течности из млазника, могу се одредити познавајући запреминске протоке кроз оба млазника:

$$v_{mL} = \frac{4 \cdot \dot{V}_{mL}}{d_m^2 \cdot \pi}, \quad (2.102)$$

$$v_{mD} = \frac{4 \cdot \dot{V}_{mD}}{d_m^2 \cdot \pi}, \quad (2.103)$$

Занемаривањем брзине одбојне плочице (јер је много мања од брзине истицања радне течности из млазника [146]) и заменом израза (2.100) и (2.101) у (2.99), уз коришћење веза (2.102) и (2.103), добиће се следећи израз за резултантну силу  $F_h$ :

$$F_h = (p_{1L} - p_{1D}) \cdot \frac{d_m^2 \cdot \pi}{4} + \rho \cdot \frac{4 \cdot (\dot{V}_{mL}^2 - \dot{V}_{mD}^2)}{d_m^2 \cdot \pi}. \quad (2.104)$$

Израз (2.104) показује да се резултантна сила  $F_h$  јавља као последица разлике притисака у млазницима -  $F_h^s$  (први сабирак са десне стране) и запреминских протока радне течности кроз те млазнице -  $F_h^d$  (други сабирак са десне стране). Ако се у претходни израз замене изрази за запреминске протоке кроз леви и десни млазник (2.46) и (2.47), добиће се израз за силу  $F_h$  у облику:

$$F_h = (p_{1L} - p_{1D}) \cdot \frac{d_m^2 \cdot \pi}{4} + 8 \cdot \pi \cdot \left[ K_{mL}^2 \cdot (x_0 - x)^2 \cdot (p_{1L} - p_{1R}) - K_{mD}^2 \cdot (x_0 + x)^2 \cdot (p_{1D} - p_{1R}) \right]. \quad (2.105)$$

Запремински проток има дестабилизујући ефекат на кретање склопа котве (сила  $F_h^d$ , делује у смеру кретања врха одбојне плочице). Тај негативни ефекат се компензује стабилизујућим ефектом разлике притисака (сила  $F_h^s$ , делује у смеру супротном од кретања врха одбојне плочице). То се види из израза (2.105), у којем је други сабирак са десне стране увек мањи од првог сабирка са десне стране, јер је ред величина равнотежног одстојања одбојне плочице од врхова млазника  $x_0$  ( $10^{-5} \div 10^{-4}$  m), а пречника млазника  $d_m$  ( $10^{-3}$  m) [168].

Да би израз за резултантну силу  $F_h$  (2.105) могли да користимо у изразу за кретање склопа котве (2.89), потребно је да дефинишемо израз за израчунавање померања врха одбојне плочице  $x$ . Померање врха одбојне плочице представља резултату померања због закретања котве и савијања еластичне цевчице и одбојне плочице. Одбојна плочица се савија под дејством резултантне силе  $F_h$ , па се за диференцијалну једначину њене еластичне линије може писати:

$$B_{op} \cdot \frac{d^2 u_{op}}{dz^2} = F_h \cdot (z + l_{op} - l_{cev}), \quad (2.106)$$

где су:

- $B_{op}$  [ $N \cdot m^2$ ] - савојна крутост одбојне плочице,
- $u_{op}$  [m] - угиб одбојне плочице.

Интеграљењем израза (2.106), уз коришћење граничног услова да су нагиби одбојне плочице и еластичне цевчице за  $z=l_{cev}$  (слика 2.20) једнаки углу закретања котве  $\theta$ :

$$\left. \frac{du_{op}}{dz} \right|_{z=l_{cev}} = \left. \frac{du_{cev}}{dz} \right|_{z=l_{cev}} = \theta,$$

добија се израз за једначину нагиба одбојне плочице у облику:

$$\frac{du_{op}}{dz} = \frac{1}{B_{op}} \cdot F_h \cdot \left[ \frac{z^2}{2} + (l_{op} - l_{cev}) \cdot z - (l_{op} - \frac{l_{cev}}{2}) \cdot l_{cev} \right] + \theta. \quad (2.107)$$

Једначина угиба се добија интеграљењем израза (2.107):

$$u_{op} = \frac{1}{B_{op}} \cdot F_h \cdot \left[ \frac{z^3}{6} + (l_{op} - l_{cev}) \cdot \frac{z^2}{2} - (l_{op} - \frac{l_{cev}}{2}) \cdot l_{cev} \cdot z \right] + \theta \cdot z + const. \quad (2.108)$$

где је  $const$  [m] интеграциона константа која се одређује из неког граничног услова. Један од граничних услова је да су угиби одбојне плочице и еластичне цевчице у равни  $z=l_{cev}$  (слика 2.20) међусобно једнаки и означени са  $u_A$ , па се може писати:

$$u_{op} \Big|_{z=l_{cev}} = u_{cev} \Big|_{z=l_{cev}} = u_A,$$



Ако се у израз за угиб одбојне плочице унесе  $z=l_{cev}$  и  $u_{op}=u_A$ , добиће се израз за интеграциону константу  $const=f(u_A)$ , чијом се заменом у израз (2.108) добија:

$$u_{op} = \frac{1}{B_{op}} \cdot F_h \cdot \left[ \frac{z^3}{6} + (l_{op} - l_{cev}) \cdot \frac{z^2}{2} - (l_{op} - \frac{l_{cev}}{2}) \cdot l_{cev} \cdot z - (\frac{l_{cev}}{3} - l_{op}) \cdot \frac{l_{cev}^2}{2} \right] + u_A - \theta \cdot (l_{cev} - z). \quad (2.109)$$

Заменом  $z=l_{cev}$  у изразу (2.94) и коришћењем израза (2.96), за угиб  $u_A$  се добија:

$$u_A = \frac{1}{12} \cdot \frac{F_h \cdot l_{cev}}{B_{cev}} + \theta \cdot \frac{l_{cev}}{2}, \quad (2.110)$$

чијом се заменом у (2.109) добија коначан облик једначине угиба одбојне плочице:

$$u_{op} = \frac{1}{B_{op}} \cdot F_h \cdot \left[ \frac{z^3}{6} + (l_{op} - l_{cev}) \cdot \frac{z^2}{2} - (l_{op} - \frac{l_{cev}}{2}) \cdot l_{cev} \cdot z - (\frac{l_{cev}}{3} - l_{op}) \cdot \frac{l_{cev}^2}{2} \right] + \frac{1}{12} \cdot \frac{F_h \cdot l_{cev}}{B_{cev}} + \theta \cdot (\frac{l_{cev}}{2} - z). \quad (2.111)$$

Са слике 2.20 се види да је угиб врха одбојне плочице (тачка  $B$ ):

$$u_{op} \Big|_{z=l_{cev}-l_{op}} = -x,$$

где знак (-) испред хода врха одбојне плочице  $x$ , потиче од усвојене конвенције да је  $x>0$  за кретање врха одбојне плочице у лево. Ако се наведене вредности замене у израз (2.111) и искористи веза (2.97), након извесног сређивања, добиће се веза између хода врха одбојне плочице и угла закретања котве:

$$x = \theta \cdot l_m - F_h \cdot \left( \frac{l_{op}^3}{3 \cdot B_{op}} + \frac{l_{cev}^3}{12 \cdot B_{cev}} \right). \quad (2.112)$$

Последњи израз потврђује да померање врха одбојне плочице не настаје само због закретања склопа котве, како се уобичајено сматра у анализама [7], [28], [40], [57], [62], [63], [79], [86], [90]÷[93], [102], [111], [121], [130], [132], [136], [147]÷[150], [153], [168], [161], већ и због савијања еластичне цевчице и одбојне плочице.

#### 2.3.4.4. Рачунање обртног момента услед деформације опруге повратне спреге

Обртни момент услед деформације опруге повратне спреге, јавља се само код двостепених серворазводника са механичком повратном спрегом. Опруга повратне спреге је фиксирана (заварена) горњим крајем за одбојну плочицу. На њеном доњем крају, налази се куглица која је убачена у урез на клипу, као што је шематски приказано на слици 2.21. Куглица се ручно убације у урез на клипу, при чему се максимално води рачуна о димензијама уреза и куглице. При упаривању одговарајућег уреза на клипу и куглице опруге повратне спреге, прави се компромис између утискивања куглице у урез, што доводи до великих сила трења, и остављања малог зазора, који негативно утиче на квалитет повратне спреге. Због једноставности израде, урез је кружни (изводи се целим обимом клипа), што представља додатну потешкоћу. Прецизно смештање куглице у урез на клипу, због тога се може озбиљно нарушити и за врло мале углове закретања клипа око своје уздужне осе. Закретањем ће конструкција тражити нови равнотежни положај са могућим малим зазором, који може да постоји као последица толеранција у димензијама куглице и уреза на клипу

при њиховој изради. Из свега наведеног, може се закључити да је убацивање куглице у урез на клипу врло тешко остварљиво без зазора и да би требало у анализама рачунати са неком његовом малом вредношћу.

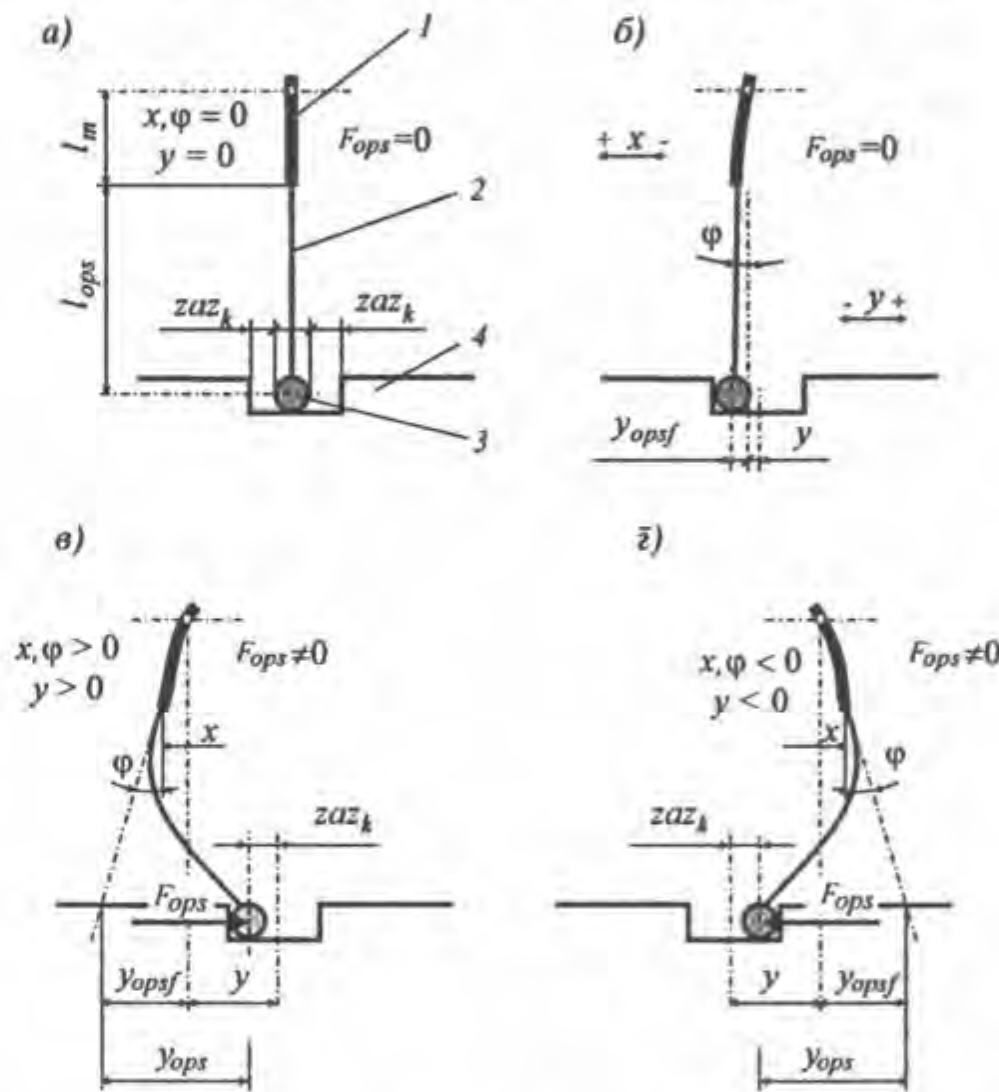
Постојање зазора условљава да је у интервалу (слика 2.21 - б):

$$|y + y_{opsf}| < zaz_k, \quad (2.113)$$

где су:

- $y$  [m] - ход разводног клипа другог степена хидрауличног појачања,
- $y_{opsf}$  [m] - фиктивно померање доњег, слободног краја опруге повратне спреге (краја са куглицом) за случај да нема клипа,
- $zaz_k$  [m] - величина зазора на клипу са обе стране куглице,

обртни момент услед деформације опруге повратне спреге  $T_{ops}=0$ .



Слика 2.21 Шемајски приказ узајамног дејства куглице оруђе повраћне спреге и разводног клипа  
а) равнотежни положај, б) нема контакта куглице и клипа, в) и з) контакт куглице и клипа  
1 - одбојна плочица, 2 - оруђе повраћне спреге, 3 - куглица оруђе повраћне спреге, 4 - клип

Фиктивно померање слободног краја опруге повратне спреге се рачуна по изразу:

$$y_{opsf} = x + l_{ops} \cdot \tan \varphi = x + l_{ops} \cdot \varphi, \quad (2.114)$$

где је:

- $l_{ops}$  [m] - дужина опруге повратне спреге од ефективног центра ротације склопа котве до њеног доњег краја,
- $\varphi$  [rad] - угао нагиба еластичне линије одбојне плочице у равни њеног врха.

Ван интервала дефинисаног изразом (2.113), тј. у интервалу  $|y + y_{opsf}| \geq zaz_k$ , куглица је у контакту са клипом. Ако опругу повратне спреге посматрамо као греду

дужине  $l_{ops}$ , конзолно причвршћену за одбојну плочицу, за обртни момент услед деформације опруге повратне спреге, може се писати:

$$T_{ops} = F_{ops} \cdot l_{ops}, \quad (2.115)$$

где је:

-  $F_{ops}$  [N] - сила узајамног дејства клипа и опруге повратне спреге,

која се, узимајући у обзир савијање опруге повратне спреге, рачуна по:

$$F_{ops} = K_{ops} \cdot y_{ops}, \quad (2.116)$$

где су:

-  $K_{ops}$  [N/m] - појечна савојна крутост опруге повратне спреге,

-  $y_{ops}$  [m] - померање (угиб) доњег краја опруге повратне спреге.

Померање слободног краја опруге повратне спреге (слика 2.20 - в и г) је:

$$y_{ops} = y + x + l_{ops} \cdot \varphi - zaz_k \cdot \text{sgn}(y + x + l_{ops} \cdot \varphi), \quad (2.117)$$

Коначно се за обртни момент услед деформације опруге повратне спреге може писати:

$$T_{ops} = \begin{cases} 0 & |y + x + l_{ops} \cdot \varphi| < zaz_k \\ K_{ops} \cdot [y + x + l_{ops} \cdot \varphi - zaz_k \cdot \text{sgn}(y + x + l_{ops} \cdot \varphi)] \cdot l_{ops} & |y + x + l_{ops} \cdot \varphi| \geq zaz_k \end{cases} \quad (2.118)$$

Да би израз за обртни момент услед деформације опруге повратне спреге (2.118) могао да се користи у изразу за кретање склопа котве (2.89), потребно је да дефинишемо израз за израчунавање вредности угла нагиба  $\varphi$ . Како је:

$$\varphi = \left. \frac{du_{op}}{dz} \right|_{z=l_{cev}-l_{op}},$$

то се из израза за нагиб одбојне плочице (2.107) добија:

$$\varphi = \theta - \frac{F_h \cdot l_{op}^2}{2 \cdot B_{op}} \quad (2.119)$$

#### 2.3.4.5. Рачунање обртног момента услед удара одбојне плочице о млазник

Искуство потврђује да, ако се изнад одређених вредности повећају или јачина струје на улазу  $i$  или притисак напајања  $p_s$ , код појединих серворазводника одбојна плочица удара у један од млазника, у зависности од смера јачине струје. Уколико су та повећања знатна, може доћи до трајног нарушавања геометрије и лома одбојне плочице, па тада нема смисла ни разматрати кретање склопа котве. За повећања јачине струје или притиска напајања, која изазивају само еластичне деформације одбојне плочице и млазника, израз (2.89) не описује адекватно динамику склопа котве, па га је потребно кориговати. Зато је потребно у наведени израз убацили и члан који узима у обзир деформацију одбојне плочице и млазника, о који иста удара. Израз за једначину обртног кретања склопа котве тако постаје:



$$T_{em} = \begin{cases} J_k \cdot \ddot{\theta} + T_{tr} + T_{cev} + F_h \cdot l_m + (T_{ops}), & |x| < x_0, \\ J_k \cdot \ddot{\theta} + T_{tr} + T_{cev} + F_h \cdot l_m + (T_{ops}) + T_{uopt}, & |x| \geq x_0, \end{cases} \quad (2.120)$$

где су:

- $T_{uopt}$  [N·m] - обртни момент услед деформације при удару одбојне плочице о млазник,
- $x_0$  [m] - равнотежно одстојање одбојне плочице од врха левог (десног) млазника.

Величину обртног момента  $T_{uopt}$  је врло тешко квантификовати. На срећу, режими удара одбојне плочице о млазнике нису режими од великог значаја за анализу функционисања серворазводника, јер су то режими који се правилним пројектовањем серворазводника и, нарочито, правилним пројектовањем сервосистема (избором серворазводника), могу избећи. Зато и није неопходно крајње прецизно одредити величину обртног момента  $T_{uopt}$ , али његова вредност треба да, у изразу за динамику склопа котве, ограничи слободно обртање склопа котве за вредности хода врха одбојне плочице  $|x| \geq x_0$ . Математички би се обртни момент услед деформације при удару одбојне плочице о млазник могао представити као:

$$T_{uopt} = k_{opt} \cdot (|x| - x_0) \cdot \text{sgn}(x) \cdot l_m, \quad (2.121)$$

где је:

- $k_{opt}$  [N/m] - тзв. "крутост удара", величина која има димензију крутости.

Вредност "крутости удара" треба да буде што је могуће већа, а да се не нарушава стабилност при нумеричкој интеграцији израза (2.120).

## 2.4. Анализа понашања другог степена хидрауличног појачања

Анализа понашања другог степена хидрауличног појачања треба да обухвати дефинисање математичких израза којима се описује струјање радне течности кроз његов простор, са посебним освртом на дефинисање израза који описују струјање радне течности кроз управљачке пригушне отворе. Уз то, треба анализирати и динамику кретања разводног клипа другог степена, јер ход разводног клипа директно улази у изразе за запреминске протоке кроз управљачке пригушне отворе.

### 2.4.1. Једначине струјања радне течности кроз простор другог степена хидрауличног појачања

#### 2.4.1.1. Математички изрази за израчунавање запреминских протока кроз пригушне отворе другог степена

Под дејством разлике управљачких притисака првог степена хидрауличног појачања, разводни клип другог степена хидрауличног појачања се аксијално помера, чиме се мењају величине пригушних отвора на телу разводника (чаури), а тиме и величине запреминских протока радне течности које протичу кроз те отворе.

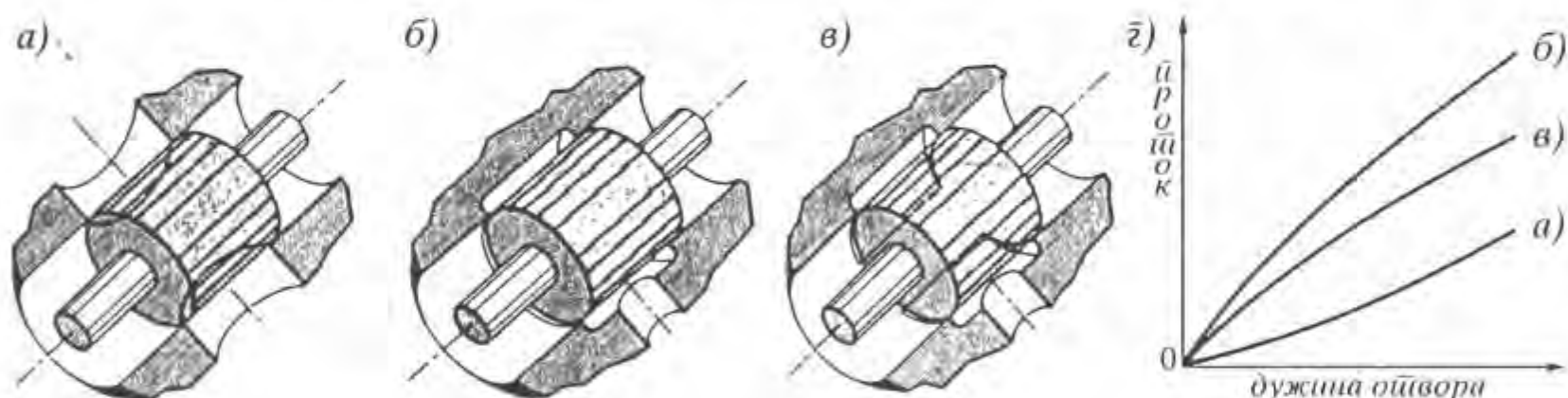
Запремински протоци кроз одговарајуће управљачке пригушне отворе, могу се, према изразу (2.39), представити у облику:

$$\dot{V}_{ii} = K_{ii} \cdot A_{ii} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p_{ii}}, \quad (2.122)$$

где су:

- $\dot{V}_{ii} [\text{m}^3/\text{s}]$  - запремински проток кроз  $i$ -ти пригушни отвор на телу разводника,  $i = (1, 2, 3, 4)$ ,
- $K_{ii} [-]$  - коефицијент протока  $i$ -тог пригушног отвора на телу разводника,  $i = (1, 2, 3, 4)$ ,
- $A_{ii} [\text{m}^2]$  - проточна површина  $i$ -тог пригушног отвора на телу разводника,  $i = (1, 2, 3, 4)$ ,
- $\Delta p_{ii} [\text{Pa}]$  - пад притиска на  $i$ -том пригушном отвору на телу разводника,  $i = (1, 2, 3, 4)$ .

Облик проточне површине управљачких пригушних отвора, директно утиче на зависност промене њене величине од хода разводног клипа. У пракси је уобичајено да се пригушни отвори клипно-аксијалних серворазводника изводе у облику кружног сегмента, прстена или правоугаоника (слика 2.22). Најједноставнији за израду су пригушни отвори облика кружног сегмента, али је њихова примена код серворазводника знатно ограничена, јер је карактеристика протока (слика 2.22 - г) кроз овакве пригушне отворе прилично нелинеарна. Због ограничења у примени, аналитички изрази којима се дефинишу проточна површина и коефицијент протока пригушних отвора облика кружног сегмента неће бити приказани у раду <sup>7</sup>.



Слика 2.22 Уобичајени облици пригушних отвора клипно-аксијалних серворазводника  
а) кружни сегмент, б) прстенасти, в) правоугаони, г) уредни приказ карактеристика запреминског  
протока од дужине отвора (хода клипа) за исти пад притиска на пригушном отвору.

Много је чешћа употреба правоугаоних и прстенастих проточних пресека управљачких пригушних отвора клипно-аксијалних серворазводника, јер теоријски обезбеђују линеарну зависност запреминског протока од дужине пригушног отвора. Величине проточних површина за прстенасти и правоугаони проточни пресек дефинишу слични изрази. Разлика је једино у ширини пригушног отвора, која је код прстенастог отвора већа (једнака је обиму тела разводника), па је и карактеристика протока строжија (слика 2.22 - г). Серворазводници са правоугаоним управљачким пригушним отворима се изводе тако да су ширине сва четири пригушна отвора једнаке, али има и теоријских анализа које узимају у обзир различите ширине

<sup>7</sup> Наведени изрази, могу се пронаћи у литератури [24], [161], [167].



пригушних отвора [44]. Узимајући у обзир једнакост ширина правоугаоних пригушних отвора, проточне површине се рачунају користећи израз:

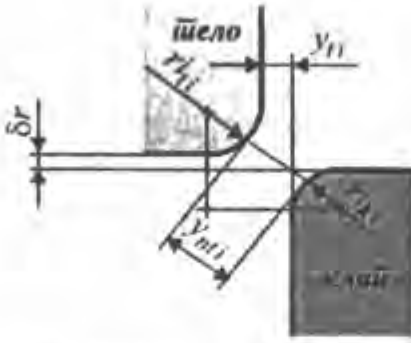
$$A_{ii} = f_i \cdot y_{ii}, \quad (2.123)$$

док се за прстенасте пригушне отворе користи израз:

$$A_{ii} = d_i \cdot \pi \cdot y_{ii}, \quad (2.124)$$

где су:

- $f_i$  [m] - ширина правоугаоних отвора на телу разводника,
- $d_i$  [m] - пречник тела разводника,
- $y_{ii}$  [m] - дужина  $i$ -тог пригушног отвора на телу разводника,  $i = (1, 2, 3, 4)$ .



Слика 2.23 Шемајски приказ пригушног отвора са заобљеним управљачким ивицама

Претходни изрази за проточне површине, изведени су под претпоставком идеалне геометрије ивица на телу разводника (чаури) и управљачког појаса на клипу који формирају пригушни отвор. Реално, управљачке ивице нису идеално оштре, већ заобљене, а постоји и радијални зазор између клипа и тела, о чему је већ било речи. Претпостављајући да су радијуси заобљења управљачких ивица свих пригушних отвора на клипу (телу разводника) једнаки и да је величина радијалног зазора између клипа и тела разводника константна, и занемарујући ексцентричност клипа, израз за проточне површине,

на пример, правоугаоних отвора, биће модификован у следећи облик (слика 2.23):

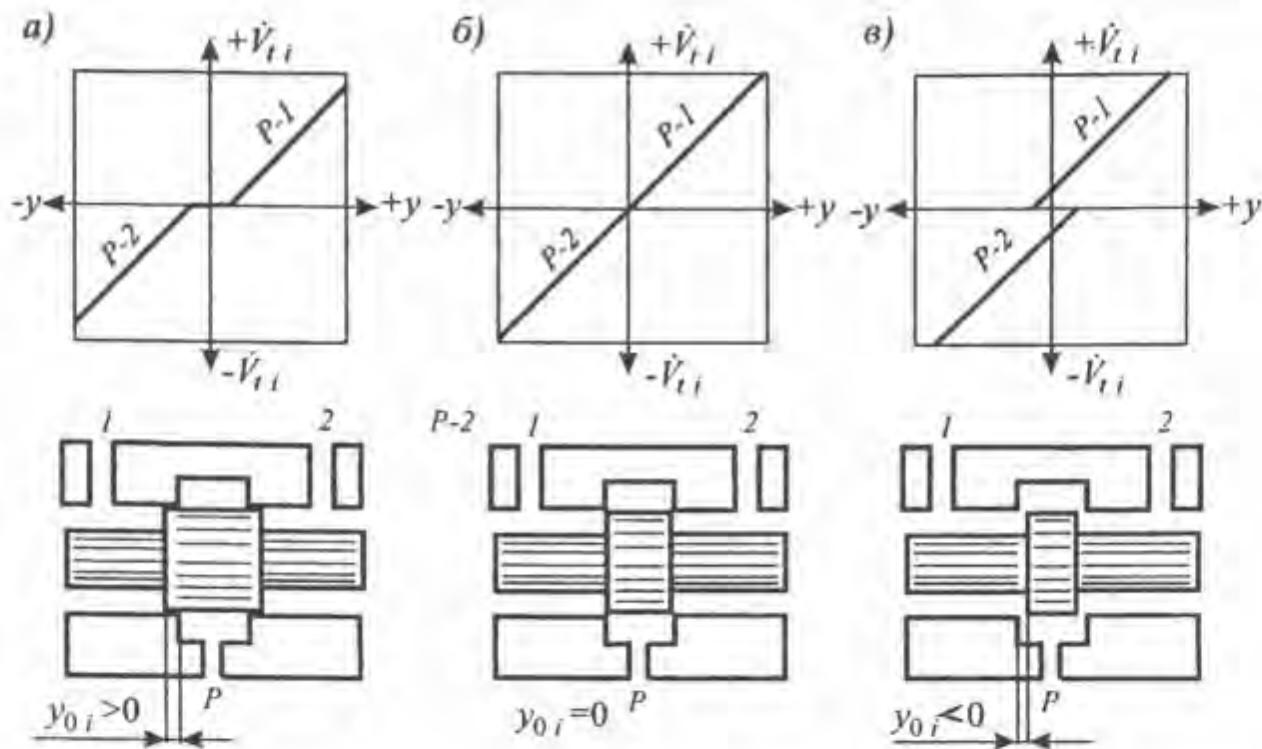
$$A_{ii} = f_i \cdot y_{mii} = f_i \cdot \left( \sqrt{(\delta r + r_{ik} + r_{it})^2 + (y_{ii} + r_{ik} + r_{it})^2} - (r_{ik} + r_{it}) \right), \quad (2.125)$$

где су:

- $y_{mii}$  [m] - стварна дужина  $i$ -тог пригушног отвора на телу разводника,  $i = (1, 2, 3, 4)$ ,
- $\delta r$  [m] - номинална величина радијалног процепа,
- $r_{ik}$  [m] - радијус заобљења управљачких ивица на клипу,
- $r_{it}$  [m] - радијус заобљења управљачких ивица на телу разводника.

На дужину пригушног отвора  $y_{ii}$ , директно утичу ход клипа и величина "преклапања у нултом положају". Преклапање у нултом положају, дефинише се као релативни аксијални позициони однос између непокретне ивице на телу разводника и покретне ивице клипа, када се клип налази у неутралном (равнотежном) положају. Преклапање у нултом положају може бити позитивно, нулто и негативно. Код позитивног преклапања у нултом положају, површине клипа и отвора на телу разводника се преклапају у дужини  $y_0$ , (слика 2.24 - а). Радна течност протиче кроз разводник од прикључка  $P$  ка прикључку  $I$  (тј. 2), тек када клип пређе ход  $y_0$  у леву страну (тј. у десну страну). Код нултог преклапања у нултом положају, важи да је  $y_0 = 0$  и проток расте одмах након померања клипа из неутралног положаја ( $P-I$ , тј.  $P-2$  на слици 2.24 - б). За негативно преклапање у нултом положају, карактеристично је да је ширина клипа недовољна да затвори отвор на телу разводника у неутралном положају. Померањем разводног клипа у леву (десну) страну за вредност већу од величине негативног преклапања у нултом положају  $y_0$ , затвара се веза  $P-I$  ( $P-2$ ) (слика 2.24 - в). Зависност промене запреминског протока радне течности од хода разводног клипа, разликује се за различите типове преклапања у нултом положају. За случај када су пригушни отвори правоугаони или прстенести, та зависност је приказана на слици 2.24.





Слика 2.24 Врсије преклапања у нултом положају и зависности зајреминског притока од хода клипа за случај правоугаоног или прсјенасијог пригушног отвора на телу разводника  
 а) позитивно, б) нулто и в) негативно

У пракси се разводни клипови изводе са различитим комбинацијама преклапања управљачких ивица у нултом положају. Најчешће коришћене комбинације, приказане су у табели 2.4.

Врсиа преклапања	Опис	Најомена
Нулто преклапање	Сва четири пригушна отвора се изводе са нултим преклапањем	Најчешће коришћен случај код серворазводника
Позитивно преклапање	Сва четири пригушна отвора се изводе са истим преклапањем	Најчешће коришћен случај код пропорционалних разводника
Негативно преклапање	Сва четири пригушна отвора се изводе са истим преклапањем	Примењује се код посебних типова серворазводника
Посебни случајеви извођења	Нулта преклапања ка доводном, а негативна ка одводном воду	Примењују се код серворазводника са специјалним захтевима
	Позитивна преклапања ка доводном, а негативна ка одводном воду	
	Негативна преклапања ка доводном, а нулта ка одводном воду	Преклапања истог типа су једнака
	Негативна преклапања ка доводном, а позитивна ка одводном воду	

Табела 2.4 Најчешће коришћене комбинације преклапања у нултом положају

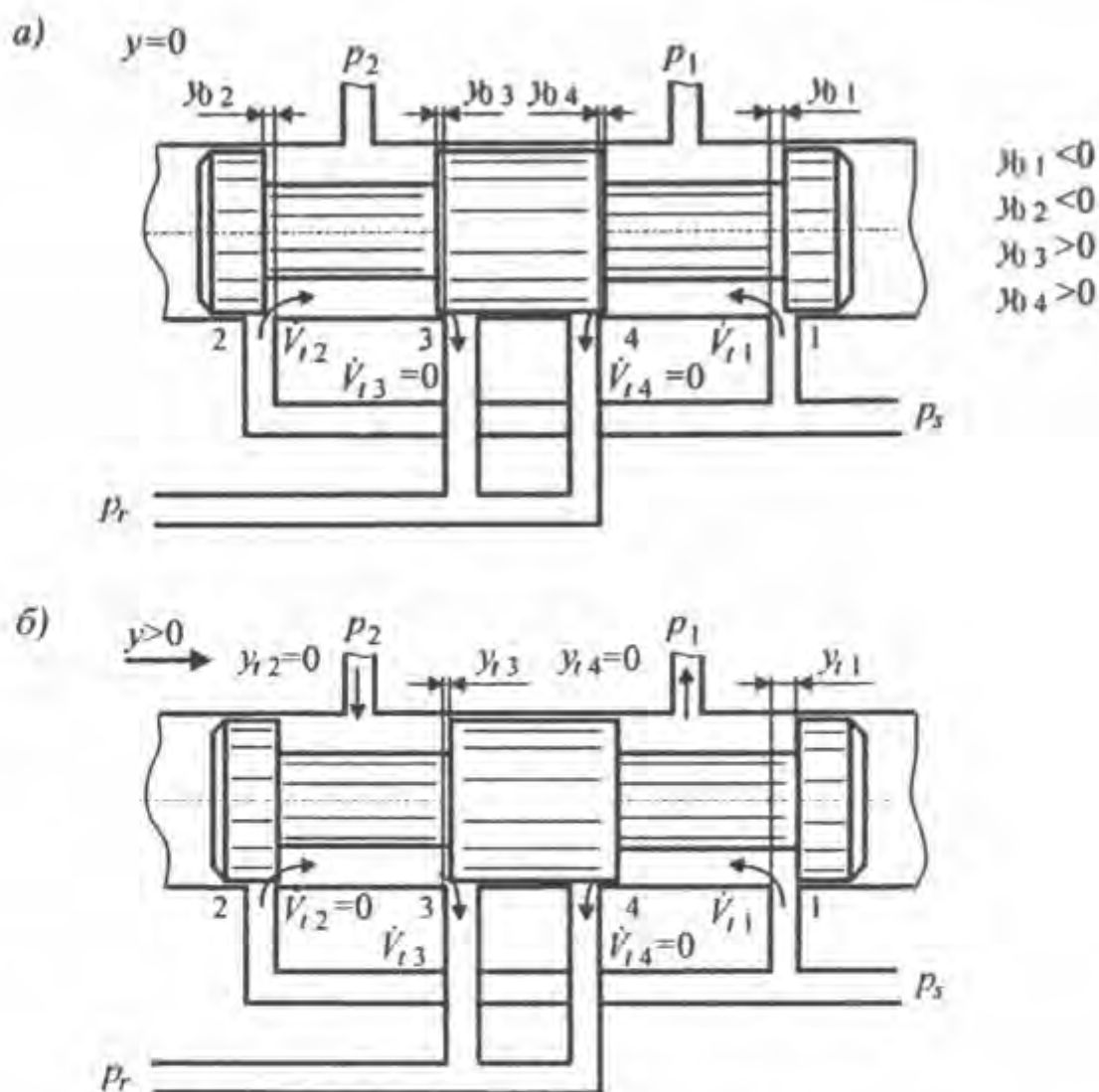
Узимајући у обзир величине преклапања управљачких ивица у нултом положају и усвајајући да је ход разводног клипа у десну страну позитиван, а у леву страну негативан, може се, под условом да су пригушни отвори на серворазводнику означени као на слици 2.25, за дужине пригушних отвора на телу разводника писати:

$$y_{ii} = \begin{cases} y - y_{0i} & y \geq y_{0i}, \\ 0 & y < y_{0i}, \end{cases} \quad i = \{1, 3\}, \text{ односно: } y_{ii} = \begin{cases} y - y_{0i} & y \leq -y_{0i}, \\ 0 & y > -y_{0i}, \end{cases} \quad i = \{2, 4\}, \quad (2.126)$$

где су:

- $y$  [m] - ход разводног клипа,
- $y_{0i}$  [m] - величина преклапања у нултом положају  $i$ -тог пригушног отвора на телу разводника,  $i = (1, 2, 3, 4)$ .

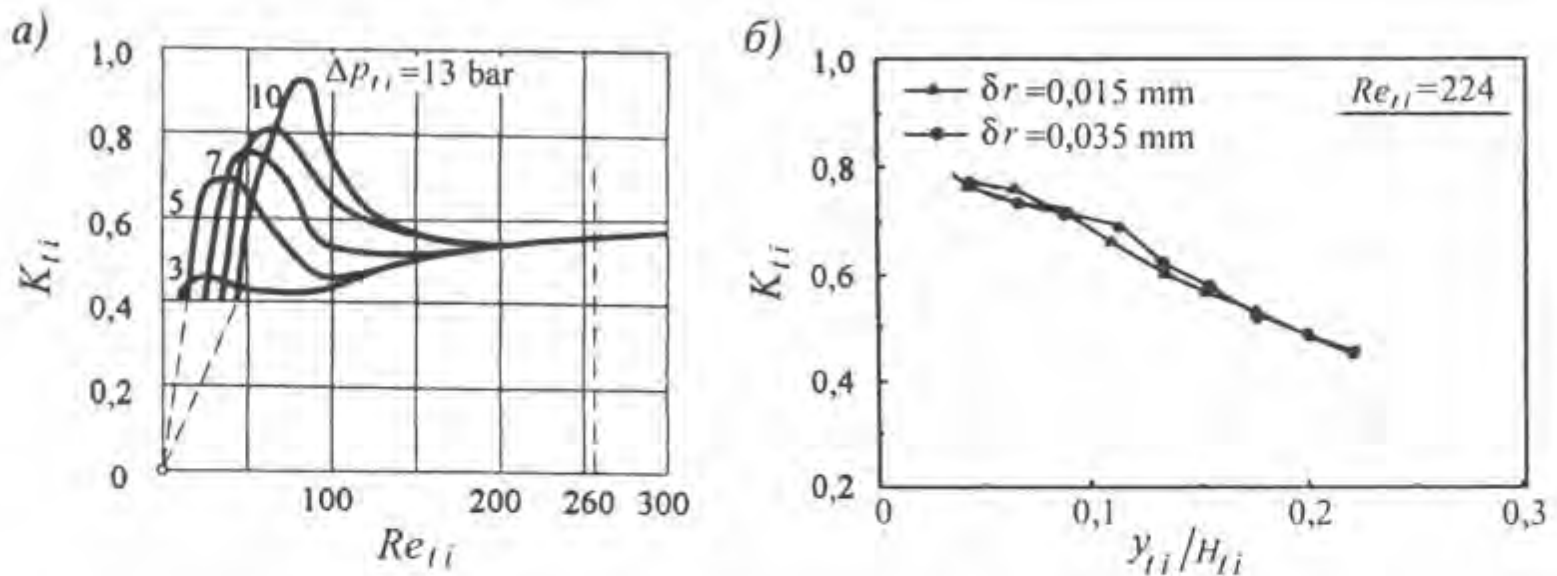
При томе је усвојено да дужина пригушног отвора може да узима и негативне вредности. Самим тим и површине пригушних отвора могу бити негативне, а одатле и запремински протоци могу бити негативни (као на слици 2.24), што би одговарало супротном смеру струјања радне течности кроз водове извршног органа, од назначеног на слици 2.25.



Слика 2.25 Одређивање дужина пригушних отвора четиворовичног клипно-аксијалног серворазводника у функцији хода разводног клипа на примеру једног серворазводника са различитим величинама и знаковима преклапања у нултом положају  
а) нулти положај клипа, б) произвољан положај клипа

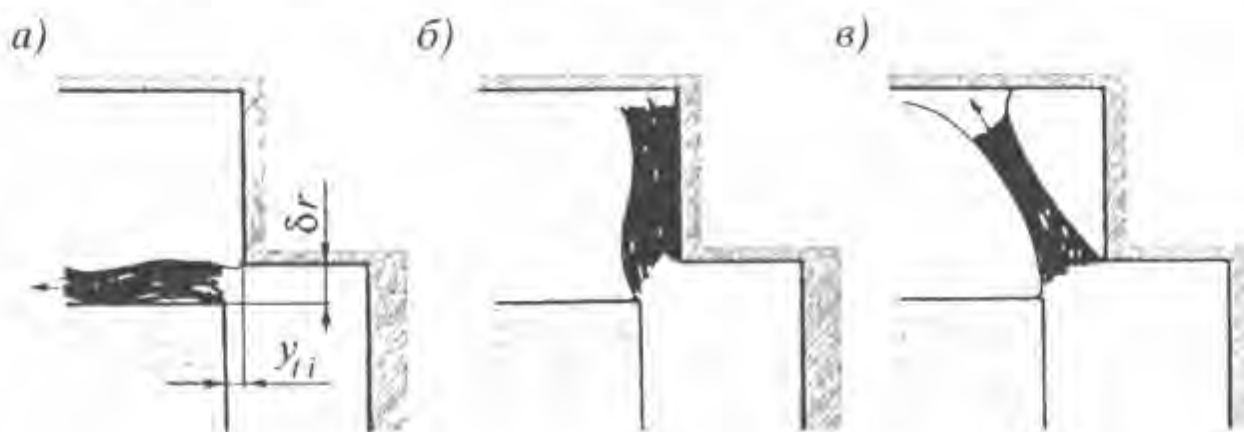
На тему одређивања зависности коефицијента протока пригушних отвора на телу разводника од режима струјања, обављен је велики број теоријских и експерименталних истраживања [114], [42], [100], [24], [151]. И поред тога, доста је још непознато, јер велики број појава и величина утиче на коефицијент протока (смер струјања радне течности кроз пригушни отвор, величина радијалног зазора, ход разводног клипа, пад притиска на пригушном отвору, итд). Све то има за последицу, да се изрази и дијаграми који дефинишу зависност коефицијента протока од режима струјања значајно разликују. На пример, Мек Клој и Мартин (McCloy, Martin) [100], предлажу одређивање коефицијента протока за правоугаони пригушни отвор на телу разводника, коришћењем дијаграма за пригушни отвор са оштрим ивицама са слике 2.10. Након достизања максималне вредности коефицијента протока од 0.67, која се остварује за  $Re \approx 200$ , коефицијент протока тежи 0,61 за веће Рејнолдсове бројеве. Често истраживачи користе у својим анализама апроксимацију Вирсме (Viersma) [152], а још више Хохлова [65], из које се види да коефицијент протока не зависи само од

Рејнолдсовог броја, већ и од пада притиска на пригушном отвору (слика 2.26 - а). Блекбурн (Blackburn) [24] приказује сличан тренд као Хохлов, само је вредност коефицијента протока нешто већа од оне коју предлаже Хохлов (0,625 за  $Re > 260$ , без обзира на пад притиска). Са друге стране, резултати нумеричке анализе [114], показују да коефицијент протока значајно пада са повећањем дужине пригушног отвора. Исти тренд показују експериментални и нумерички резултати Донга и Уена (Dong, Ueno) [42], (слика 2.26 - б), при чему се са дијаграма види да је тај пад релативно независан од радијалног зазора на клипу.



Слика 2.26 Зависносии коефицијеніа протока од режима струјања радне течности кроз пригушне отворе на телу разводника  
 а) експериментални зависносии Хохлова, б) експериментални подаци Донга и Уена

Треба додати да експериментални резултати визуализације струјних линија показују два различита типа струјних слика (слика 2.27). Када су дужине отвора релативно мале, уобичајено је да радна течност при струјању у пригушном отвору "прати" спољашње ивице. Ако се ради о врло малим дужинама отвора, радна течност додирује површину појаса на разводном клипу у случају струјања радне течности из простора разводног клипа (слика 2.27 - а), односно вертикалну површину тела разводника у случају струјања радне течности у простор разводног клипа. Ако се ради о нешто већим, али опет релативно малим дужинама пригушних отвора, радна течност ће додиривати вертикалну површину тела разводника (прикључка) у случају струјања радне течности из простора разводног клипа (слика 2.27 - б), односно површину појаса клипа у случају струјања радне течности у простор разводног клипа. За веће вредности дужине пригушног отвора радна течност протиче као слободни млаз, без додиривања површина (слика 2.27 - в).



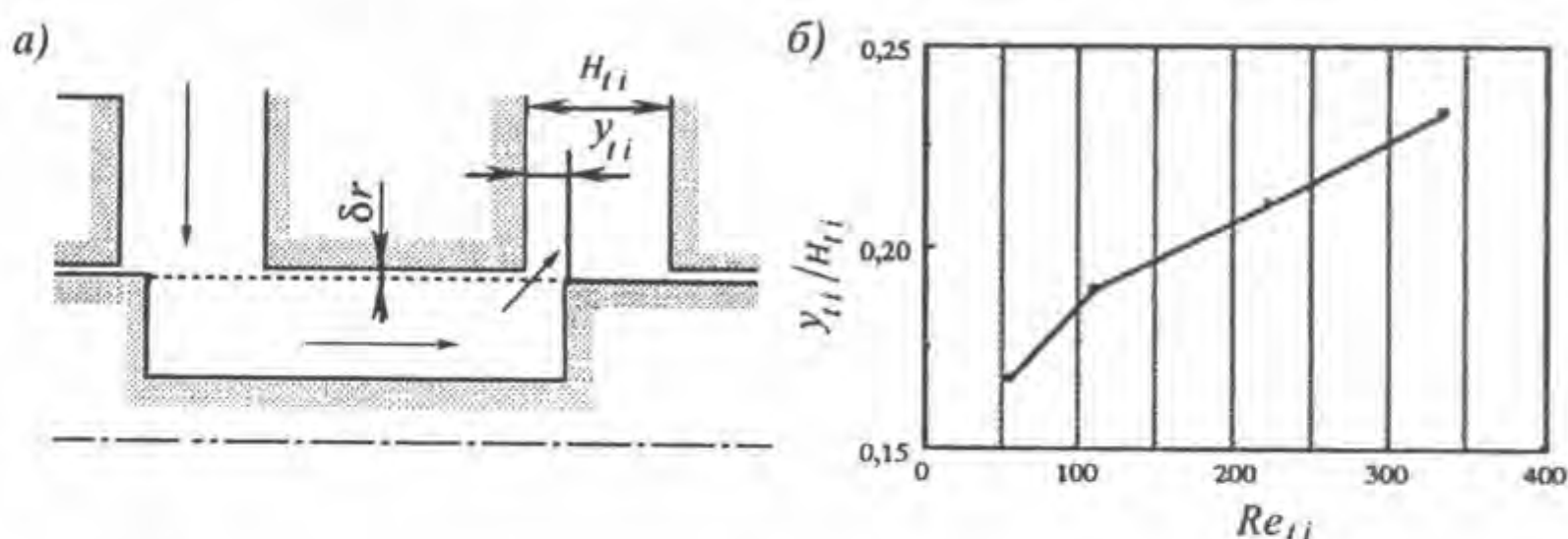
Слика 2.27 Могуће струјне слике при струјању радне течности кроз пригушне отворе разводног клипа - случај струјања из простора разводног клипа [100]



Теоријско-експериментална анализа, коју су спровели Донг и Уено [42], показује да постоји нека критична вредност релативне дужине пригушног отвора  $y_{ii}/H_{ii}$ , која зависи од Рејнолдсовог броја  $Re_{ii}$ , дефинисаног изразом:

$$Re_{ii} = \frac{\dot{V}_{ii}}{d_k \cdot \pi \cdot v}, \quad (2.127)$$

за коју се мења струјна слика, од додиривања површина (ивица), до слободног струјања радне течности. На слици 2.28, приказан је случај одређивања критичне вредности релативне дужине пригушног отвора од Рејнолдсовог броја, за случај струјања радне течности у пригушном отвору из простора разводног клипа. Приближно исти резултати би се добили за другачији смер струјања радне течности [42].



Слика 2.28 Одређивање критичне вредности дужине отвора за коју се мења струјна слика  
а) шематски приказ струјања радне течности кроз разводник,  
б) дијаграмска зависност итачке промене струјне слике од Рејнолдсовог броја

Мек Клој тврди да је коефицијент протока пригушног отвора, за случај струјања радне течности која додирује површине, за око 5 % већи од коефицијента протока пригушног отвора кроз који протиче радна течност без додиривања површина [100].

Иако су струјне слике зависне од дужине пригушних отвора, радна течност неће додиривати површине ако је Рејнолдсов број мањи од неке критичне вредности, јер вискозни ефекти доминантно утичу на струјање и драстично смањују могућност додиривања површина [42].

Поменуте појаве показују да је врло тешко, практично немогуће, утврдити тачне вредности коефицијента протока пригушних отвора на телу разводника.

Користећи ознаке са слике 2.25, може се за падове притиска на пригушним отворима писати:

$$\Delta p_{ii} = \begin{cases} p_s - p_1, & i = 1, \\ p_s - p_2, & i = 2, \\ p_2 - p_r, & i = 3, \\ p_1 - p_r, & i = 4. \end{cases} \quad (2.128)$$

### 2.4.1.2. Математички изрази за израчунавање запреминских протока унутрашњег цурења кроз други степен

Четвороивични клипно-аксијални серворазводник, изводи се тако да се запремински протоци кроз његове пригушне отворе, могу представити хидрауличним мостом. Теоријске, идеалне стационарне карактеристике, које укључују следеће претпоставке: нема волуметријских губитака, једнакост и симетричност пригушних отвора, турбулентни режим струјања кроз пригушне отворе, серворазводник код кога су сва четири пригушна отвора са једнаким преклапањима у нултом положају (без обзира на тип), обрађена су у литератури [102], [161], [56]. Наведене карактеристике аналитички описују струјање радне течности кроз пригушне отворе клипно-аксијалних серворазводника у највећем броју радних режима. Изузетак представљају режими које карактерише постојање преклапања управљачких ивица пригушних отвора, где протицања радне течности између разводног клипа и тела разводника (чауре) (тзв. "унутрашња цурења")<sup>\*</sup> значајно утичу на понашање серворазводника. У том подручју, стандардна квадратнокорена зависност (2.122), није довољна да опише струјање радне течности кроз управљачке пригушне отворе разводника, већ је потребно, у изразе за запреминске протоке кроз прикључне отворе извршног органа, увести додатне чланове који описују запреминске протоке услед унутрашњег цурења. Користећи слику 2.29, може се писати:

$$\dot{V}_{L1} = \dot{V}_{i1} - \dot{V}_{i4} + \dot{V}_{ct1} - \dot{V}_{ct4}, \quad (2.129)$$

$$\dot{V}_{L2} = \dot{V}_{i3} - \dot{V}_{i2} + \dot{V}_{ct3} - \dot{V}_{ct2}, \quad (2.130)$$

где су:

- $\dot{V}_{L1}$  [m<sup>3</sup>/s] - запремински проток кроз десни прикључак извршног органа,
- $\dot{V}_{L2}$  [m<sup>3</sup>/s] - запремински проток кроз леви прикључак извршног органа,
- $\dot{V}_{cti}$  [m<sup>3</sup>/s] - запремински проток унутрашњег цурења кроз  $i$  - ти пригушни отвор на телу разводника,  $i = (1, 2, 3, 4)$ ,

при чему је:

$$\dot{V}_{ii} = \begin{cases} \dot{V}_{ii} & y > y_{0i}, \\ 0 & y \leq y_{0i}, \end{cases} \quad i = \{1, 3\}, \text{ односно: } \dot{V}_{ii} = \begin{cases} \dot{V}_{ii} & y < -y_{0i}, \\ 0 & y \geq -y_{0i}, \end{cases} \quad i = \{2, 4\} \text{ и} \quad (2.131)$$

$$\dot{V}_{cti} = \begin{cases} 0 & y > y_{0i}, \\ \dot{V}_{cti} & y \leq y_{0i}, \end{cases} \quad i = \{1, 3\}, \text{ односно: } \dot{V}_{cti} = \begin{cases} 0 & y < -y_{0i}, \\ \dot{V}_{cti} & y \geq -y_{0i}, \end{cases} \quad i = \{2, 4\}. \quad (2.132)$$

Развијено је више различитих математичких модела за израчунавање волуметријских губитака кроз пригушне отворе, али је употреба ових модела ограничена геометријом клипно-аксијалног серворазводника и познавањем његових експерименталних статичких карактеристика. Тако, на пример, Елман и Вирвало (Ellman, Virvalo) [47], предлажу модел који претпоставља ламинарне протоке унутрашњег цурења и конфигурацију пригушних отвора са симетричним и једнаким малим позитивним преклапањима у нули. Модел не обезбеђује "глатки" прелаз између

<sup>\*</sup> Уобичајено је у литератури да се ови волуметријски губици називају "унутрашњим цурењима". [46], [49], [50], [147], [168].



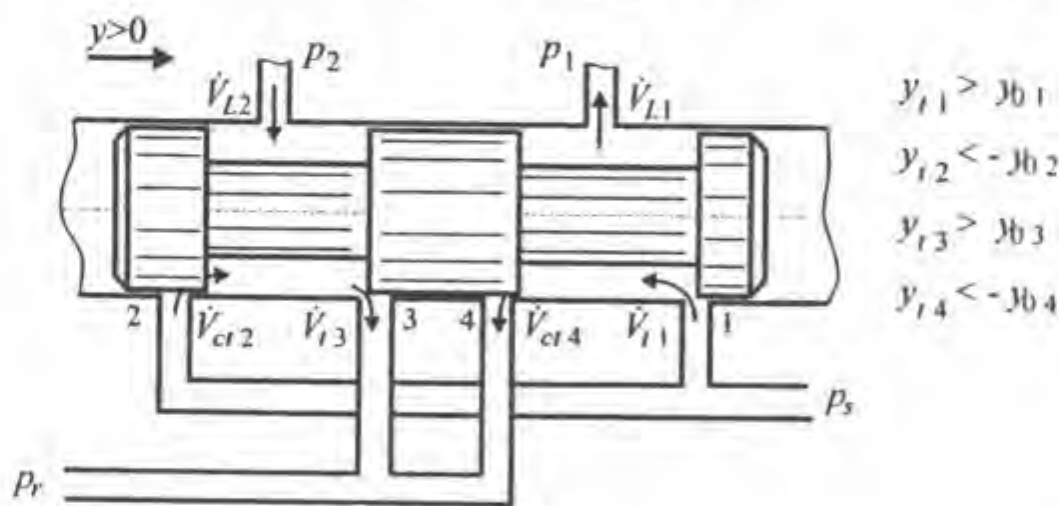
протока ламинарног унутрашњег цурења и протока турбулентног струјања кроз пригушне отворе. Тај проблем је решио Елман [46], предлажући да се запремински протоци унутрашњег цурења рачунају по формули:

$$\dot{V}_{cti} = \frac{k_{el1i}}{2} \cdot \left( \sqrt{\frac{k_{el2i}}{k_{el1i}} \cdot y^2 + 4 \cdot \Delta p_{ti}} - \frac{k_{el2i}}{k_{el1i}} \cdot y \right), \quad (2.133)$$

где су:  $k_{el1i}$  и  $k_{el2i}$  параметри идентификовани прерачунавањем података са експерименталних статичких карактеристика посматраног серворазводника: криве прираштаја притиска оптерећења и криве проточне карактеристике. Ерјилмаз и Уилсон (Eryilmaz, Wilson) [49], [50] анализирају унутрашње цурење у серворазводницима са нултим преклапањем у нултом положају управљачких ивица и предлажу да се проток унутрашњег цурења рачуна по:

$$\dot{V}_{cti} = k_{eli} \cdot \left( \sqrt{\Delta p_{ti}} \cdot \frac{y_{f0i}^2}{y_{f0i} + k_{e2i} \cdot y} \right), \quad (2.134)$$

где је са  $y_{f0i}$  означено "фиктивно преклапање"  $i$ -тог отвора на телу разводника, које узима у обзир проток турбулентног струјања за нулти положај клипа. Параметри  $k_{e1i}$ ,  $k_{e2i}$  и  $y_{f0i}$  одређују се помоћу експерименталних статичких карактеристика: криве унутрашњег цурења и криве прираштаја притиска оптерећења. Ови модели прилично верно описују протоке унутрашњег цурења кроз управљачке пригушне отворе, али се не могу користити при пројектовању нових серворазводника, јер њихово формирање подразумева експериментално одређивање карактеристика готовог серворазводника.



Слика 2.29 Анализа протока унутрашњег цурења кроз клипно-аксијални серворазводник

Интересантан је и теоријски модел Шортхорста (Schorthorst) [147], који полази од чињенице да на запреминске протоке унутрашњег цурења доминанто утичу вискозни ефекти протицања радне течности кроз радијалне зазоре, према изразима (2.79), тј. (2.81). Хидраулична отпорност при ламинарном струјању, линеарно зависи од дужине преклапања која је директна функција хода разводног клипа. То има за последицу да би претпостављајући само ламинарну хидрауличну отпорност струјања радне течности у процепу, добили у аналитичком моделу бесконачан запремински проток за нулто преклапање у нултом положају. Да би се то избегло и да би се обезбедио континуитет израза за запреминске протоке (2.129) и (2.130), претпоставља се да се хидраулична отпорност протока унутрашњег цурења састоји из два дела. Један део је ламинарни, који се односи на вискозно струјање кроз радијални процеп између клипа и тела разводника, а други је турбулентни део, који се односи на протицање радне течности уз управљачке ивице клипа. Као резултат наведене претпоставке, добија се група



имплицитних квадратних једначина, из којих се могу добити запремински протоци унутрашњег цурења:

$$\dot{V}_{cti}^2 \cdot \frac{\rho}{2 \cdot K_{ti} \cdot f_t^2 \cdot \delta r^2} - \dot{V}_{cti} \cdot \frac{12 \cdot \eta \cdot (y_{ti} - y_{0i})}{f_t \cdot \delta r^3} = \Delta p_{ti} \quad y_{ti} \leq y_{0i}, \quad i = \{1, 3\},$$

$$\dot{V}_{cti} = 0 \quad y_{ti} > y_{0i},$$

односно: (2.135)

$$\dot{V}_{cti}^2 \cdot \frac{\rho}{2 \cdot K_{ti} \cdot f_t^2 \cdot \delta r^2} + \dot{V}_{cti} \cdot \frac{12 \cdot \eta \cdot (y_{ti} + y_{0i})}{f_t \cdot \delta r^3} = \Delta p_{ti} \quad y_{ti} \geq -y_{0i}, \quad i = \{2, 4\},$$

$$\dot{V}_{cti} = 0 \quad y_{ti} < -y_{0i},$$

### 2.4.1.3. Математички израз за израчунавање запреминског протока кроз серворазводник

Струјање радне течности кроз пригушне отворе другог степена хидрауличног појачања, описује се изразима (2.129) и (2.130). У анализама серворазводника, као излазна величина, користи се само један запремински проток. Он се назива запреминским протоком кроз серворазводник, а математички се дефинише као полусбир запреминских протока кроз прикључке извршног органа:

$$\dot{V}_{SR} = \frac{\dot{V}_{L1} + \dot{V}_{L2}}{2}, \quad (2.136)$$

где је:

- $\dot{V}_{SR}$  [m<sup>3</sup>/s] - запремински проток кроз серворазводник.

### 2.4.2. Једначина кретања разводног клипа

Диференцијална једначина кретања разводног клипа другог степена хидрауличног појачања, може се написати у облику:

$$p_{1d} \cdot A_k = m_k \cdot \ddot{y} + F_{tr} + F_{sta} + (F_{ops}), \quad (2.137)$$

где су:

- $p_{1d}$  [Pa] - разлика управљачких притисака првог степена хидрауличног појачања,
- $A_k$  [m<sup>2</sup>] - површина чела разводног клипа,
- $m_k$  [kg] - маса разводног клипа,
- $F_{tr}$  [N] - сила трења разводног клипа,
- $\ddot{y}$  [m/s<sup>2</sup>] - убрзање разводног клипа,
- $F_{sta}$  [N] - аксијална компонента силе услед струјања радне течности,
- $F_{ops}$  [N] - реакција опруге повратне спреге.

### 2.4.2.1. Рачунање силе трења разводног клипа

Трење при трансляторном кретању разводног клипа је појава коју је тешко егзактно математички моделирати, а истовремено ју је тешко и експериментално квантификовати. Без обзира на наведене чињенице, уопштено се може узети да сила трења разводног клипа представља резултанту заједничког дејства две силе трења, различитог физичког порекла: силе сувог трења и силе вискозног трења:

$$F_{tr} = F_{str} + F_{vtr}, \quad (2.138)$$

где су:

- $F_{str}$  [N] - сила сувог трења,
- $F_{vtr}$  [N] - сила вискозног трења.

Сила сувог - Кулоновог (Coulomb) трења, јавља се увек при контакту два чврста тела. У овом случају, то су разводни клип и тело разводника (чаура). Генерално, њена вредност не зависи од вредности брзине померања клипа, али зависи од њеног смера. Експериментална испитивања вршена са различитим чврстим телима у контакту [125], па и на клипно-аксијалним разводницима, показују да, у околини подручја где разводни клип мирује, постоји одступање величине силе сувог трења у односу на наведену претпоставку. Ту настаје додатна сила покретања, која може бити многоструко већа од номиналне силе трења. Вредности номиналне силе сувог трења и силе покретања зависе од материјала, коришћених за израду разводног клипа и тела разводника, толеранција израде и врсте и чистоће радне течности.

Ако се усвоји претпоставка да су вредности силе покретања и номиналне силе сувог трења, за оба смера кретања разводног клипа исте, математички се сила сувог трења може приказати као [125]:

$$F_{str} = \begin{cases} F_{strn} \cdot \operatorname{sgn}(\dot{y}), & \dot{y} \neq 0, \\ \begin{cases} p_{1d} \cdot A_k - F_{sta} - (F_{ops}), & |p_{1d} \cdot A_k - F_{sta} - (F_{ops})| < F_{str0}, \\ F_{str0} \cdot \operatorname{sgn}(p_{1d} \cdot A_k - F_{sta} - (F_{ops})), & |p_{1d} \cdot A_k - F_{sta} - (F_{ops})| \geq F_{str0}, \end{cases} & \dot{y} = 0. \end{cases} \quad (2.139)$$

где су:

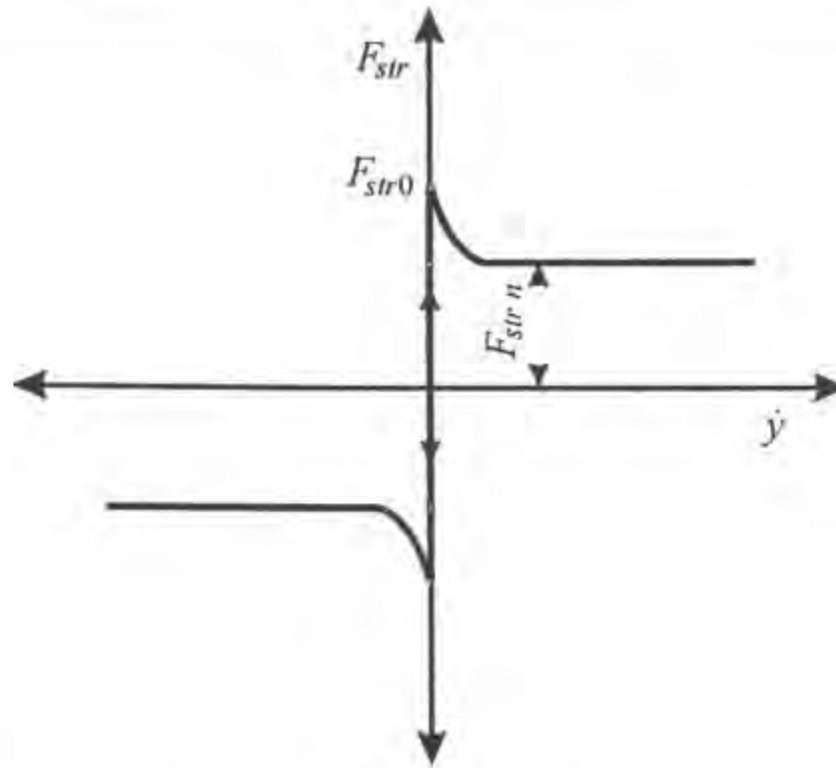
- $F_{strn}$  [N] - номинална сила сувог трења,
- $F_{str0}$  [N] - сила сувог трења покретања,
- $\dot{y}$  [m/s] - брзина разводног клипа.

Да би се обезбедила непрекидност функције која је математички описује, за случај када је брзина разводног клипа различита од нуле, сила сувог трења се може приближно представити као [84]:

$$F_{str} = \left[ F_{strn} + (F_{str0} - F_{strn}) \cdot e^{-\xi|\dot{y}|} \right] \cdot \operatorname{sgn}(\dot{y}), \quad \dot{y} \neq 0, \quad (2.140)$$

где је:

- $\xi$  [-] - тзв. "коэффициент покретања" (представља довољно велики број, који треба да, при покретању разводног клипа, "брзо сведе" суво трење покретања на вредност номиналне силе сувог трења).



Слика 2.30 График зависности силе сувог трења од брзине клипа

Сила вискозног - Њутновог (Newton) трења је произвољна функција брзине померања клипа [125]. Ипак, анализе показују да се, са задовољавајућом тачношћу, сила вискозног трења може представити као линеарна функција брзине клипа:

$$F_{vir} = k_{vir} \cdot \dot{y}, \quad (2.141)$$

где је:

-  $k_{vir}$  [kg/s] - коефицијент вискозног трења клипа.

Тачну вредност коефицијента вискозног трења клипа, врло је тешко одредити. Коефицијент вискозног трења, може се приближно одредити по експерименталној процедури описаној у раду [138]. Поједини истраживачи овај коефицијент рачунају по обрасцу Петрова, који је добијен уз претпоставку ламинарног струјања радне течности кроз радијални зазор између центричног клипа и тела разводника [165], [163]:

$$k_{vir} = \frac{\eta \cdot \pi \cdot d_k \cdot L_s}{\delta r}, \quad (2.142)$$

где су:

- $\eta$  [Pas] - динамичка вискозност радне течности,
- $L_s$  [m] - укупна дужина контакта клипа и тела разводника (чауре) (укупна дужина појасева на клипу),
- $d_k$  [m] - пречник разводног клипа,
- $\delta r$  [m] - номинална величина радијалног процела.

#### 2.4.2.2. Рачунање силе услед струјања радне течности

Сила услед струјања радне течности настаје због промене вектора количине кретања, при струјању радне течности кроз запремину коју чине пригушни отвори и комора разводника (контролна запремина на слици 2.31). Применом закона о промени количине кретања радне течности [155] на контролну запремину са слике 2.31, уз



претпоставку о невискозном, дводимензијском и безвртложном струјању у комори контролне запремине [24], [102], може се писати следећа векторска једначина:

$$\vec{F}_R = \frac{d\vec{K}_{kz}}{dt} = \frac{d}{dt}(m_{kz} \cdot \vec{v}_{kz}) = \frac{d}{dt}(\rho \cdot V_{kz} \cdot \vec{v}_{kz}) = \rho \cdot \dot{V}_{ii} \cdot \vec{v}_2 - \rho \cdot \dot{V}_{ii} \cdot \vec{v}_1 + \rho \cdot V_{kz} \cdot \frac{d\vec{v}_{kz}}{dt}, \quad (2.143)$$

где су:

- $\vec{F}_R$  [N] - вектор резултантне силе која делује на контролну запремину радне течности,
- $\vec{K}_{kz}$  [kgms<sup>-1</sup>] - вектор количине кретања радне течности у контролној запремини,
- $m_{kz}$  [kg] - маса радне течности у контролној запремини,
- $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] - густина радне течности,
- $V_{kz}$  [m<sup>3</sup>] - запремина радне течности у контролној запремини,
- $\dot{V}_{ii}$  [m<sup>3</sup>/s] - запремински проток кроз  $i$  - ти пригушни отвор на телу разводника ( $i = 1, 2, 3, 4$ ),
- $\vec{v}_1$  [m/s] - вектор брзине радне течности у улазном пресеку (1),
- $\vec{v}_2$  [m/s] - вектор брзине радне течности у излазном пресеку (2),
- $\vec{v}_{kz}$  [m/s] - вектор брзине радне течности у контролној запремини.

При извођењу израза (2.143), занемарени су: промена вектора количине кретања радне течности у делу контролне запремине лево од прикључног отвора 1 (због занемариве брзине струјања радне течности), промена вектора количине кретања због унутрашњег цурења радне течности (због малог протока унутрашњег цурења) и компресибилност радне течности (због релативно мале запремине радне течности у контролној запремини).

Радна течност делује на разводни клип одговарајућом силом, за коју се на основу закона акције и реакције може писати:

$$\vec{F}_{st} = -\vec{F}_R = -\rho \cdot \dot{V}_{ii} \cdot \vec{v}_2 + \rho \cdot \dot{V}_{ii} \cdot \vec{v}_1 - \rho \cdot V_{kz} \cdot \frac{d\vec{v}_{kz}}{dt}, \quad (2.144)$$

где је:

- $\vec{F}_{st}$  [N] - вектор силе услед струјања радне течности која делује на разводни клип.

Сила услед струјања радне течности има две компоненте: радијалну, која посредно утиче на функционисање разводника, јер може да изазове померање разводног клипа из осе и у екстремним случајевима заглављивање клипа, и аксијалну, која директно утиче на рад разводника, јер делује у правцу кретања разводног клипа. Коришћењем израза (2.144), интензитет аксијалне компоненте силе услед струјања радне течности, може се писати у облику:

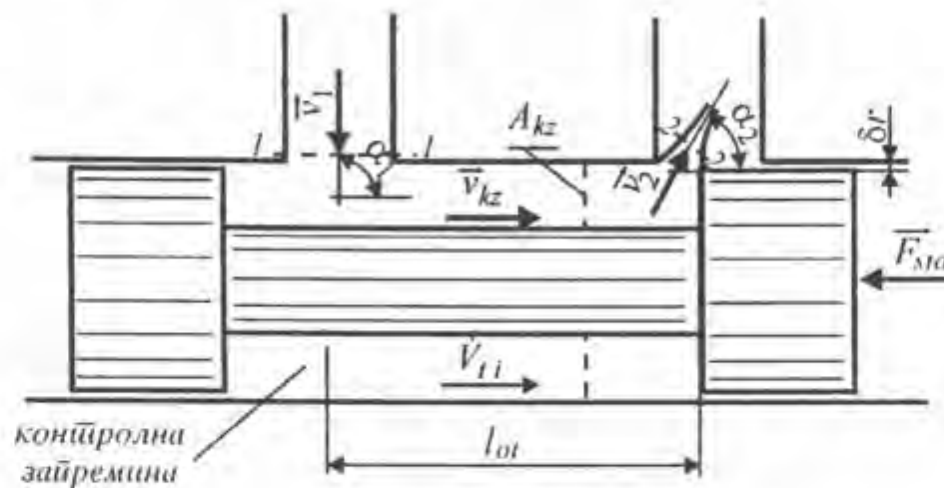
$$F_{sta} = \rho \cdot \dot{V}_{ii} \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2 - \rho \cdot \dot{V}_{ii} \cdot v_1 \cdot \cos \alpha_1 + \rho \cdot A_{kz} \cdot l_{ot} \cdot \frac{d\left(\frac{\dot{V}_{ii}}{A_{kz}}\right)}{dt}, \text{ тј:}$$

$$F_{sta} = \rho \cdot \dot{V}_{ii} \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2 - \rho \cdot \dot{V}_{ii} \cdot v_1 \cdot \cos \alpha_1 + \rho \cdot l_{ot} \cdot \frac{d\dot{V}_{ii}}{dt}, \quad (2.145)$$

где су:

- $F_{sta}$  [N] - аксијална компонента силе услед струјања радне течности.

- $\alpha_1$  [rad] - угао скретања радне течности у улазном пресеку 1,
- $\alpha_2$  [rad] - угао скретања радне течности у излазном пресеку 2,
- $l_{ot}$  [m] - растојање између прикључка и управљачког пригушног отвора,
- $A_{kz}$  [m<sup>2</sup>] - површина попречног пресека коморе разводника (површина контролне запремине).



Слика 2.31 Одређивање аксијалне компоненте силе услед струјања радне течности

Угао скретања радне течности у улазном пресеку 1 је  $\alpha_1=90^\circ$  (слика 2.31). Ако се усвоје следеће ознаке:

- за брзину радне течности у најужем пресеку струјања у управљачком пригушном отвору на телу разводника  $v_{ti}$  ( $v_{ti}=v_2$ ) и
- за угао скретања радне течности у управљачком пригушном отвору на телу разводника  $\alpha_{ti}$  ( $\alpha_{ti}=\alpha_2$ ),

за аксијалну компоненту силе  $F_{sta}$ , може се писати:

$$F_{sta} = \rho \cdot \dot{V}_{ti} \cdot v_{ti} \cdot \cos \alpha_{ti} + \rho \cdot l_{ot} \cdot \frac{d\dot{V}_{ti}}{dt}, \quad (2.146)$$

где су:

- $v_{ti}$  [m/s] - брзина радне течности у најужем пресеку струјања у  $i$ -том управљачком пригушном отвору на телу разводника ( $i=1, 2, 3, 4$ ),
- $\alpha_{ti}$  [°] - угао скретања радне течности у  $i$ -том управљачком пригушном отвору на телу разводника ( $i=1, 2, 3, 4$ ).

Први сабирак са леве стране израза (2.146) представља стационарну аксијалну компоненту силе услед струјања радне течности:

$$F_{sta s} = \rho \cdot \dot{V}_{ti} \cdot v_{ti} \cdot \cos \alpha_{ti}, \quad (2.147)$$

где је:

- $F_{sta s}$  [N] - стационарна аксијална компонента силе услед струјања радне течности,

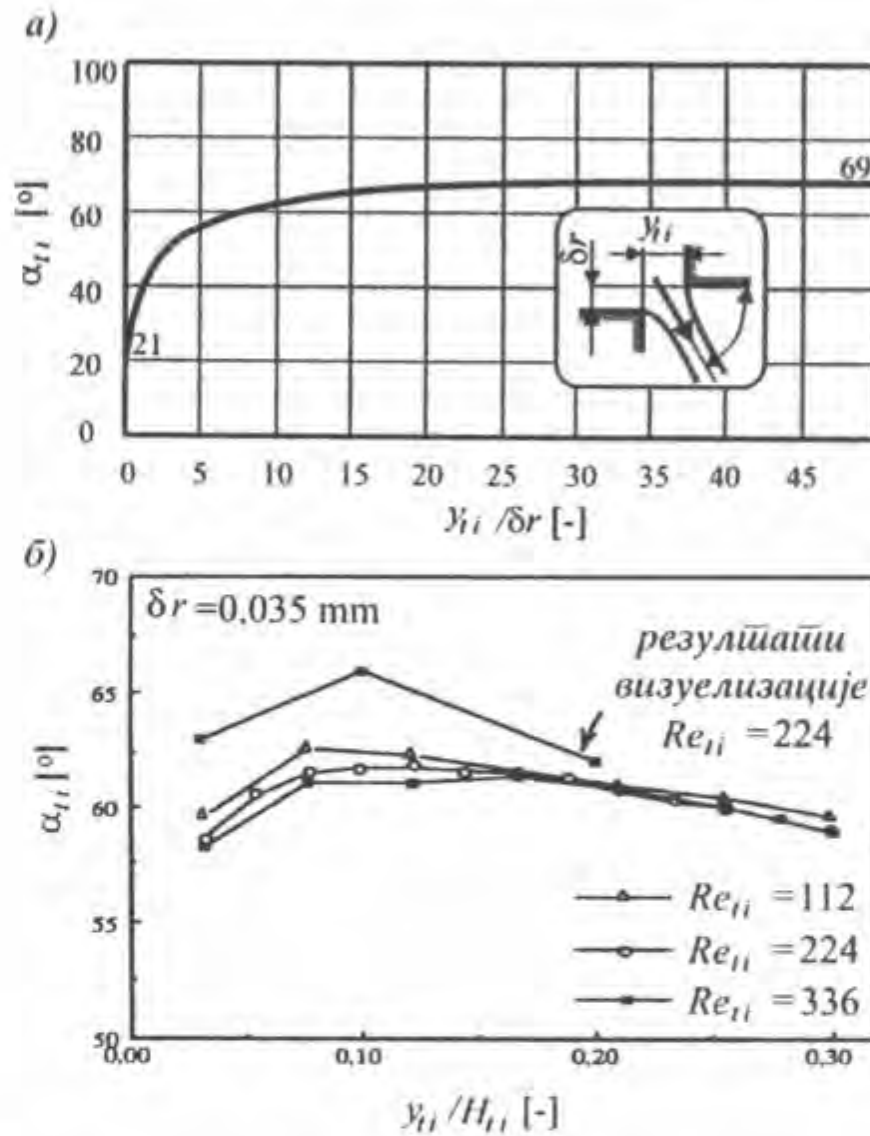
а други сабирак представља нестационарну аксијалну компоненту те силе:

$$F_{sta n} = \rho \cdot l_{ot} \cdot \frac{d\dot{V}_{ti}}{dt}, \quad (2.148)$$

где је:

- $F_{sta n}$  [N] - нестационарна аксијална компонента силе услед струјања радне течности.

Још је Фон Мизес (Von Mises) [24], [102], под претпоставком безвртложног (потенцијалног) струјања, невискозне и нестишљиве радне течности, утврдио да је угао  $\alpha_{ii} = 69^\circ$ , за случај правоугаоног управљачког пригушног отвора са свим оштрим ивицама, чија је дужина мала у поређењу са осталим димензијама комора испред и иза отвора, и када нема радијалног зазора између клипа и тела разводника (чауре). То је и вредност коју обично користе истраживачи у анализама понашања серворазводника [7], [40], [62], [86], [104], [132], [137], [147], [153], [163].



Слика 2.32 Различите графичке зависности за одређивање угла скретања радне течности у функцији геометрије разводника

У случају да су ивице управљачког пригушног отвора заобљене, примећено је да се вредност угла скретања смањује, али није утврђена функционална веза између угла скретања и радијуса заобљења. Утицај радијалног зазора на вредност угла скретања је приказан на слици 2.32 - а, [24], [100], [102]. Вредност угла скретања се креће од  $21^\circ$  - за мале релативне дужине отвора на телу разводника, до  $69^\circ$  - за велике релативне дужине отвора на телу разводника. Нумеричка анализа Донга и Уена (Dong, Уен) [42] (слика 2.32 - б), показује сличне трендове, али су овде израчунате вредности угла скретања нешто мање. Резултати њихове анализе показују практичну независност угла  $\alpha_{ii}$  од режима струјања, дефинисаног Рејнолдсовим бројем.

Брзина струјања  $v_{ii}$  може се добити на основу израза:

$$v_{ii} = \frac{\dot{V}_{ii}}{A_{ii} \cdot K_{ci}} \quad (2.149)$$

где су:



- $A_{ti}$  [ $m^2$ ] - проточна површина  $i$ -тог пригушног отвора на телу разводника,  $i = (1, 2, 3, 4)$ ,
- $K_{ci}$  [-] - коефицијент контракције радне течности у  $i$ -том пригушном отвору на телу разводника,  $i = (1, 2, 3, 4)$ .

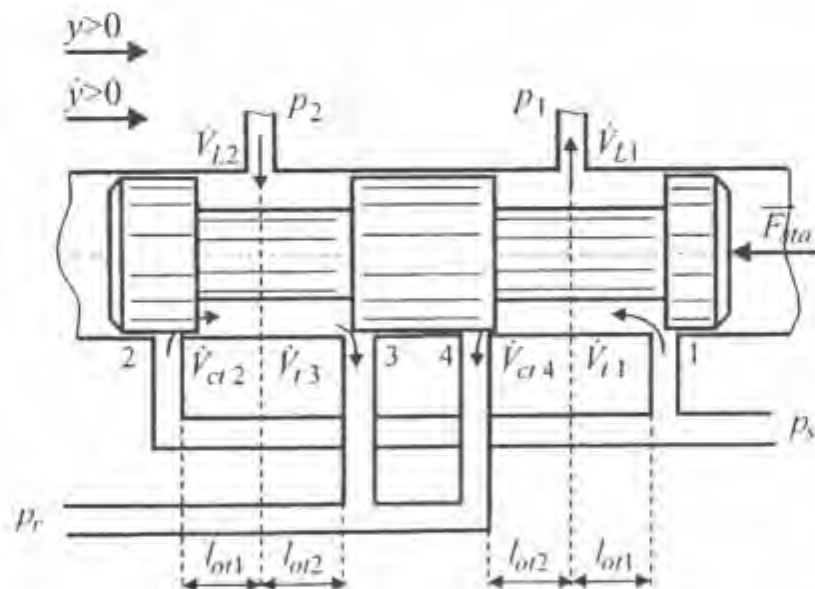
Ако се у израз (2.147) замене вредности израза за брзину струјања (2.149) и израз за запремински проток кроз пригушни отвор (2.122), добиће се:

$$F_{stas} = 2 \cdot \frac{K_{ti}^2}{K_{ci}} \cdot A_{ti} \cdot \cos \alpha_{ti} \cdot \Delta p_{ti} \quad (2.150)$$

За случај супротносмерног струјања радне течности у односу на смер приказан на слици, добио би се идентичан резултат. Стационарна аксијална компонента силе услед струјања радне течности је таква, да увек делује у смеру затварања пригушног отвора, без обзира на смер струјања радне течности. Последица тога је да се, код серворазводника код кога је проточна површина линеарна функција хода клипа, за константан пад притиска на пригушном отвору,  $F_{stas}$  понаша аналогно отпорној сили опруге.

Диференцирањем по времену израза за запремински проток (2.122), уз занемаривање промене коефицијента протока са временом, и заменом новодобијеног израза у (2.148), добиће се за нестационарну аксијалну компоненту силу услед струјања радне течности:

$$F_{stas} = l_{ot} \cdot K_{ti} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{ti}} \cdot \frac{dA_{ti}}{dt} + l_{ot} \cdot K_{ti} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta p_{ti}}} \cdot A_{ti} \cdot \frac{d(\Delta p_{ti})}{dt} \quad (2.151)$$



Слика 2.33 Шематски приказ четворовичног клипно-аксијалног серворазводника за анализу аксијалне компоненте силе услед струјања радне течности

Нестационарна аксијална компонента  $F_{stas}$  последица је нестационарности запреминског протока, односно промене брзине радне течности у контролној запремини. Смер промене брзине радне течности у контролној запремини, утиче на смер дејства  $F_{stas}$ . Анализом могућих варијанти струјања радне течности кроз пригушни отвор, може се закључити да ако радна течност кроз управљачки пригушни отвор струји из контролне запремине, смер дејства ове силе је такав да има увек стабилизујуће дејство на кретање клипа - тежи да затвори отвор при повећању, односно тежи да га отвори при смањењу његове дужине. И супротно, ако радна течност кроз управљачки пригушни отвор струји у контролну запремину, смер дејства

ове силе је такав да има увек дестабилизујуће дејство на кретање клипа - тежи да отвори отвор при повећању, односно тежи да га затвори при смањењу његове дужине.

Ако се изрази (2.150) и (2.151) примене на четворовични клипно-аксијални серворазводник другог степена хидрауличног појачања, који је приказан шематски на слици 2.33, добиће се следећи изрази:

$$F_{stat} = -\sum_{i=1}^4 (-1)^i \cdot 2 \cdot \frac{K_{ii}^2}{K_{ci}} \cdot A_{ii} \cdot \cos \alpha_{ii} \cdot \Delta p_{ii}, \quad (2.152)$$

за стационарну аксијалну компоненту силе услед струјања радне течности, и

$$F_{stan} = \sum_{i=1}^2 \left( -l_{ot1} \cdot K_{ii} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{ii}} \cdot \frac{dA_{ii}}{dt} - l_{ot1} \cdot K_{iki} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta p_{ii}}} \cdot A_{ii} \cdot \frac{d(\Delta p_{ii})}{dt} \right) + \sum_{i=3}^4 \left( l_{ot2} \cdot K_{ii} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{ii}} \cdot \frac{dA_{ii}}{dt} + l_{ot2} \cdot K_{ii} \cdot \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta p_{ii}}} \cdot A_{ii} \cdot \frac{d(\Delta p_{ii})}{dt} \right) \quad (2.153)$$

за нестационарну аксијалну компоненту силе услед струјања радне течности, где су:

- $l_{ot1}$  [m] - растојање између прикључака извршног органа и управљачких отвора пумпног вода (1 и 2) (слика 2.33),
- $l_{ot2}$  [m] - растојање између прикључака извршног органа и управљачких отвора ка резервоару (3 и 4) (слика 2.33).

Растојања између прикључних и управљачких отвора  $l_{ot1}$  и  $l_{ot2}$  нису константна, већ се мењају променом положаја разводног клипа. Утицај хода клипа (реда  $10^{-4}$  m), на растојања између прикључних отвора (реда  $10^{-2}$  m), може се занемарити, па се без веће грешке  $l_{ot1}$  и  $l_{ot2}$  могу сматрати константама.

Искуство показује да је утицај чланова који садрже изводе притисака обично занемарљив [159], [102], [100], [24]. То посебно важи за случај када је пад притиска оптерећења константан, што је случај при експерименталном одређивању карактеристика серворазводника. Ако се занемари утицај преклапања у нултом положају, радијалног зазора и радијуса заобљења ивица, израз (2.153) може се коначно свести на облик:

$$F_{stan} = -\sum_{i=1}^2 l_{ot1} \cdot K_{ii} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{ii}} \cdot f_i \cdot \frac{dy_{ii}}{dt} + \sum_{i=3}^4 l_{ot2} \cdot K_{ii} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{ii}} \cdot f_i \cdot \frac{dy_{ii}}{dt}. \quad (2.154)$$

Сједињавањем претходно добијених изрази (2.154) и (2.152), добија се коначан израз за аксијалну компоненту силе услед струјања радне течности, која делује на разводни клип другог степена хидрауличног појачања у облику:

$$F_{sta} = -\sum_{i=1}^4 (-1)^i \cdot 2 \cdot \frac{K_{ii}^2}{K_{ci}} \cdot A_{ii} \cdot \cos \alpha_{ii} \cdot \Delta p_{ii} - \sum_{i=1}^2 l_{ot1} \cdot K_{ii} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{ii}} \cdot f_i \cdot \frac{dy_{ii}}{dt} + \sum_{i=3}^4 l_{ot2} \cdot K_{ii} \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p_{ii}} \cdot f_i \cdot \frac{dy_{ii}}{dt}. \quad (2.155)$$

### 2.4.2.3. Рачунање реакције опруге повратне спреге

По аналогiji са прорачуном обртног момента услед деформације опруге повратне спреге, реакција опруге повратне спреге се рачуна по:

$$F_{ops} = \begin{cases} 0 & |y + x + l_{ops} \cdot \varphi| < z a z_k, \\ K_{ops} \cdot [y + x + l_{ops} \cdot \varphi - z a z_k \cdot \text{sgn}(y + x + l_{ops} \cdot \varphi)] & |y + x + l_{ops} \cdot \varphi| \geq z a z_k, \end{cases} \quad (2.156)$$

где је:

-  $F_{ops}$  [N] - реакција опруге повратне спреге.





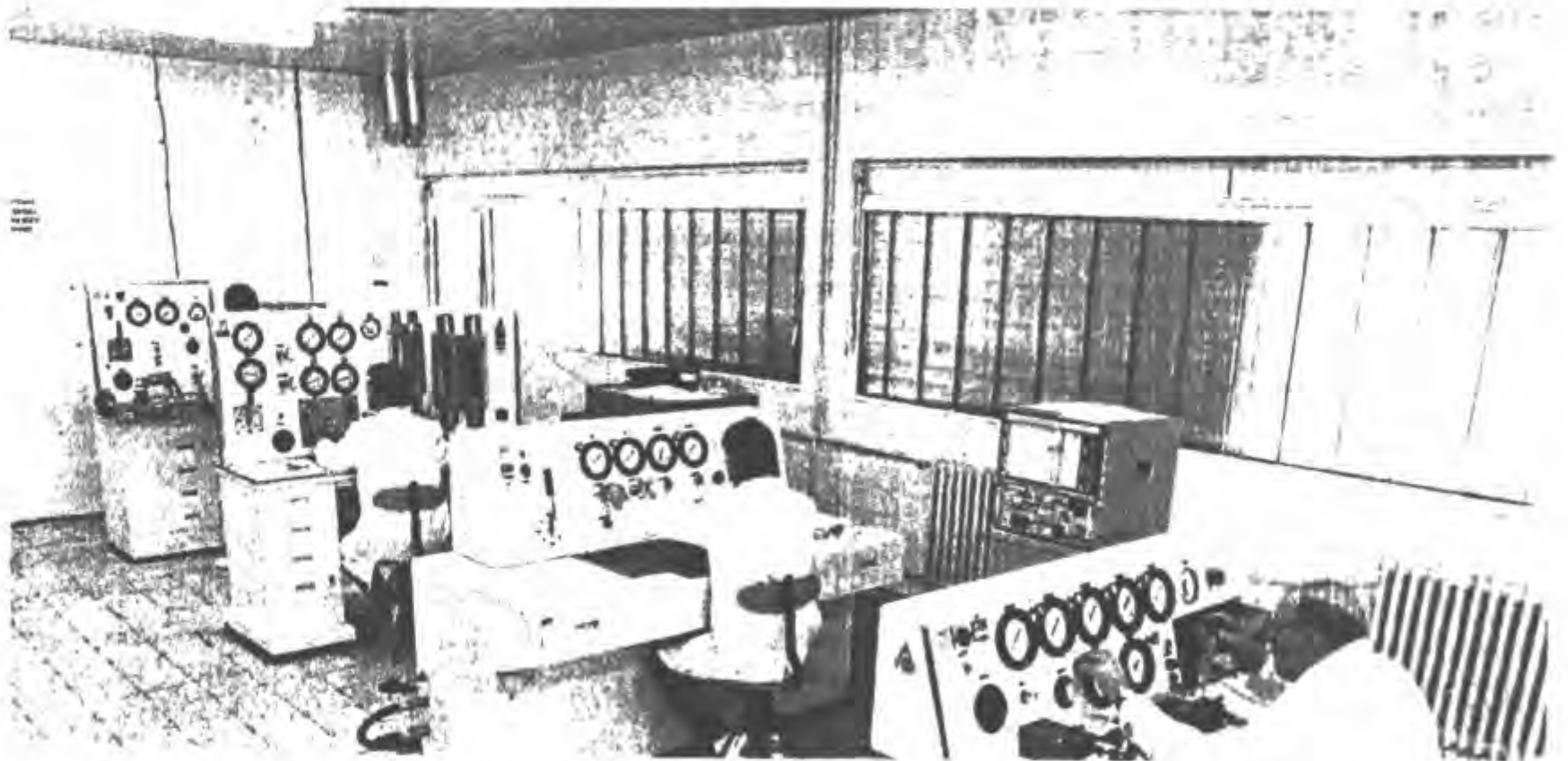
Д е о 3.

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА  
АНАЛИЗА**

У овом поглављу је приказана опрема за експерименталну анализу и изложени су резултати експерименталне анализе серворазводника ознаке В.31.210.12.1000.У2V, из производног програма "Прве петолетке" из Трстеника. Главни циљ експеримента је верификација резултата нумеричке анализе математичког модела, формираног коришћењем израза из претходног поглавља.

Експериментална анализа електрохидрауличних серворазводника обухвата експериментално одређивање њихових статичких и динамичких карактеристика (у фреквентном и временском домену). У ово поглавље је укључена и идентификација физичких величина које улазе у математички модел испитиваног серворазводника, пошто за одређивање вредности једног броја наведених физичких величина, треба дефинисати посебне поступке директног мерења или индиректног израчунавања.

При извођењу експерименталне анализе, која захтева прилично скупу инструментацију, ослонио сам се на искуства, средства и опрему којима располаже Лабораторија за монтажу и испитивање серворазводника - ДД "Наменска" - "Прва петолетка" из Трстеника (ППТ). Још једном, користим прилику, да се колегама из ДД "Наменска" - ППТ најискреније захвалим на свесрдној помоћи при реализацији овог дела истраживања.



Слика 3.1 Изглед лабораторије за монтажу и испитивање серворазводника у ДД "Наменска" - ППТ [168]

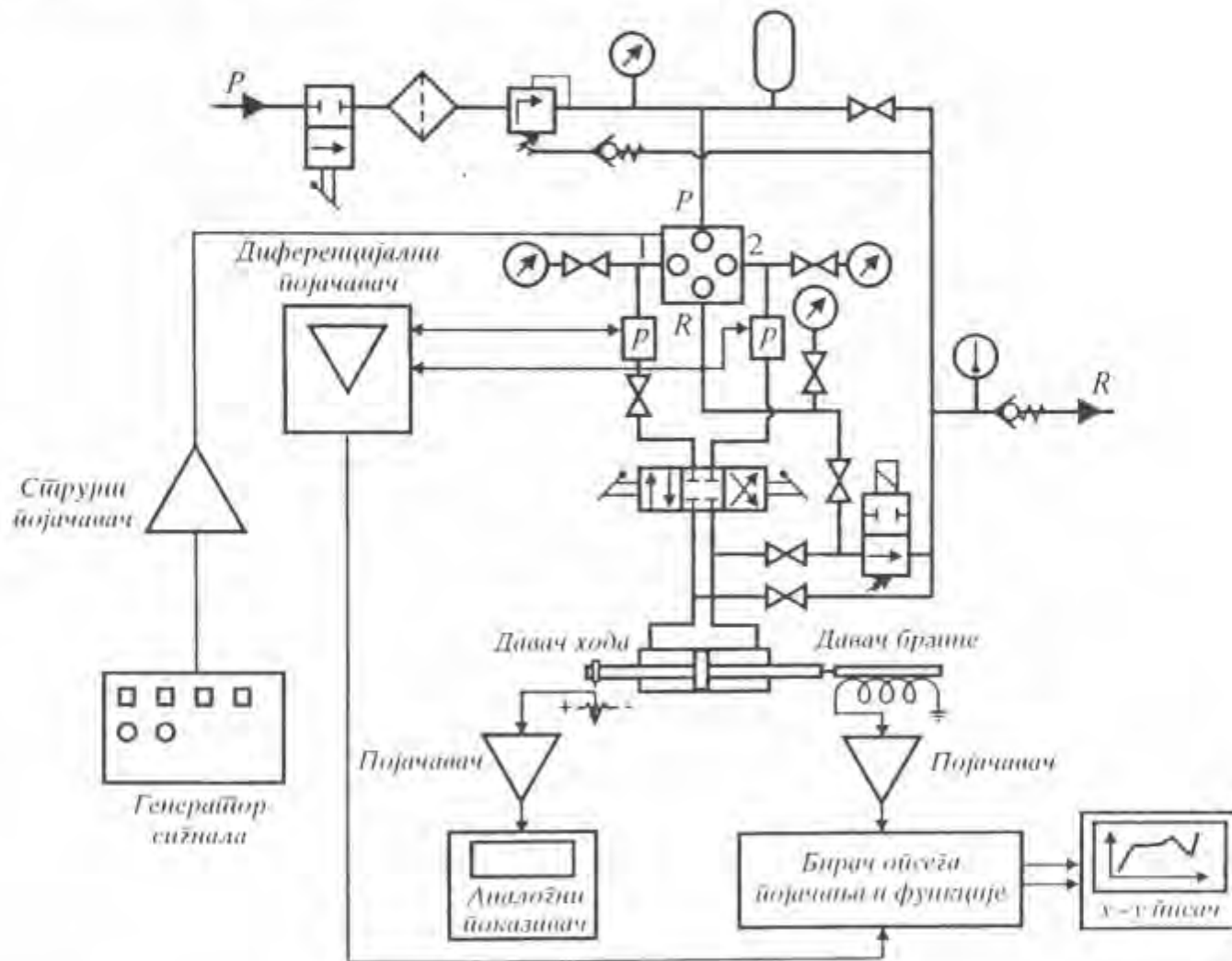
### 3.1. Одређивање статичких карактеристика

Уређај за експериментално одређивање статичких карактеристика електрохидрауличних серворазводника у Лабораторији за монтажу и испитивање серворазводника ДД "Наменска" - ППТ (MOOG PLOTTERSTAND D 046-030), омогућује графичко представљање континуалних података следећих статичких карактеристика:



- карактеристике протока,
- карактеристике прираштаја притиска,
- карактеристике унутрашњег цурења и
- хистерезиса [87].

Карактеристика протока представља графичку зависност запреминског протока радне течности кроз управљачке отворе серворазводника од улазног електричног сигнала јачине струје, за константну разлику притисака на извршном органу. Најчешће се карактеристика протока одређује за нулту разлику притисака (неоптерећен извршни орган). Графичка зависност разлике притисака на прикључцима извршног органа од улазног сигнала јачине струје за нулти запремински проток кроз серворазводник, представља карактеристику прираштаја притиска. При томе је вредност максималног улазног сигнала  $\pm 10\%$  од називне јачине струје  $i_{max}$ . Карактеристика унутрашњег цурења је графичка зависност запреминског протока унутрашњег цурења од улазног сигнала јачине струје, за нулти запремински проток кроз серворазводник. Хистерезис је графичка зависност запреминског протока радне течности кроз управљачке отворе серворазводника од улазног сигнала јачине струје, за константну разлику притисака на извршном органу, с тим што улазни сигнал јачине струје варира у интервалу  $(\pm 10\% \cdot i_{max})$ .



Слика 3.2 Шематски приказ уређаја за испитивање статичких карактеристика серворазводника у ДД "Наменска" - ППТ

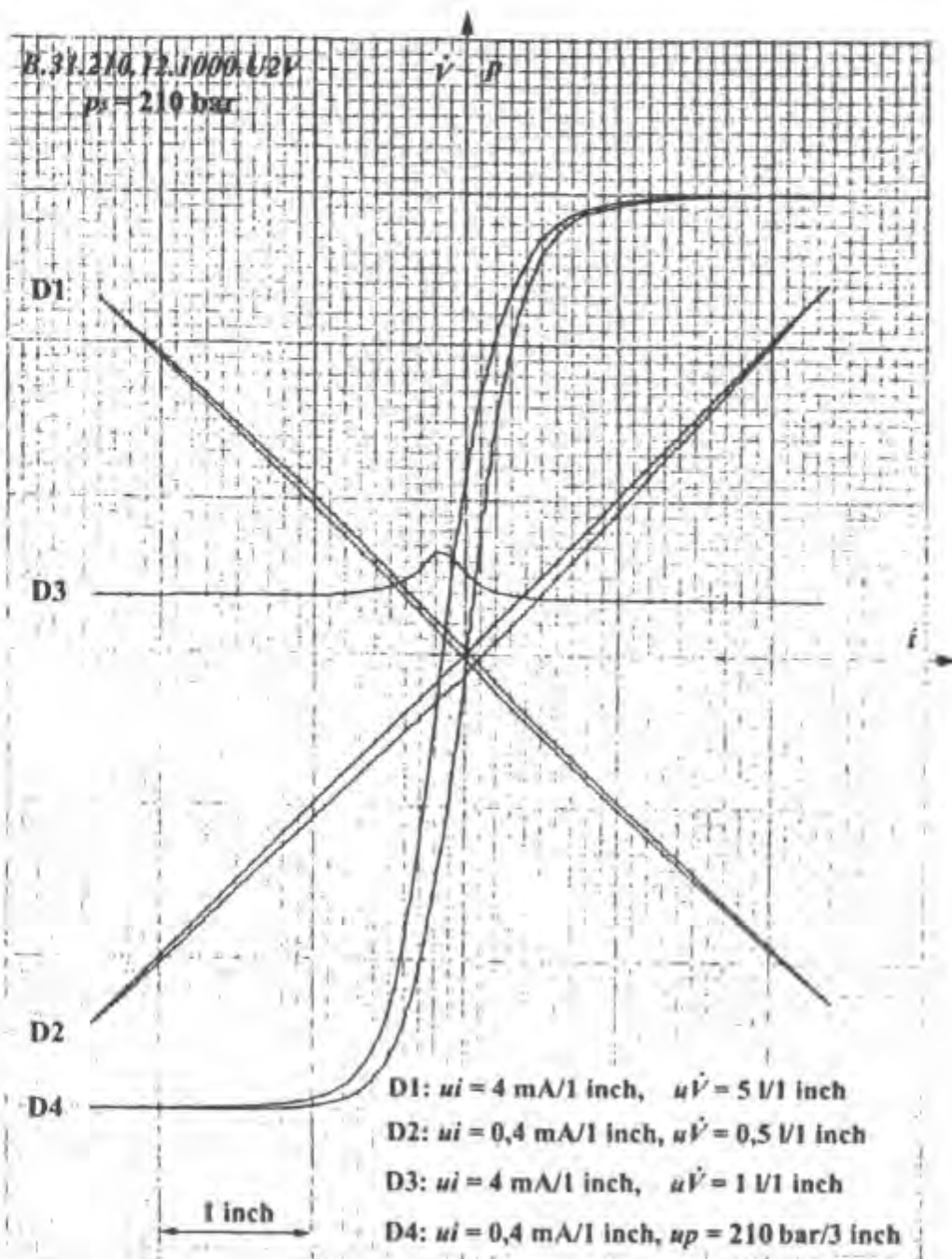
Шематски приказ уређаја за статичка испитивања серворазводника у ДД "Наменска" - ППТ, дат је на слици 3.2 [87]. Он се састоји из две целине и то:

- хидрауличног дела, који обезбеђује хидрауличну енергију серворазводнику чије се карактеристике одређују, и

- дела управљачко-мерне електронике, који омогућава напајање серворазводника сигналом јачине струје и снимање тог сигнала и карактеристичних параметара хидрауличне енергије.

Електрохидраулични серворазводник се напаја радном течношћу из хидрауличне инсталације, која обезбеђује константан притисак на његовом улазу. Вредност притиска се, по жељи, може мењати. Радна течност се из серворазводника, шаље до хидроцилиндра великог капацитета. При одређивању статичких карактеристика треба водити рачуна да се не јављају флукуације температуре радне течности, па систем садржи и термометар.

Управљачка електроника омогућава да јачина струје кроз намотаје моментног мотора серворазводника буде пропорционална напонском сигналу из генератора сигнала. Моментни мотор се напаја периодичним сигналом јачине струје, троугластог облика, ниске учестаности. На пример, приликом одређивања карактеристике протока, карактеристике прираштаја притиска и хистерезиса серворазводника В.31.210.12.1000.U2V, коришћен је улазни сигнал јачине струје учестаности 1/16 Hz, а приликом одређивања карактеристике унутрашњег цурења истог разводника, сигнал јачине струје учестаности 1/112 Hz.

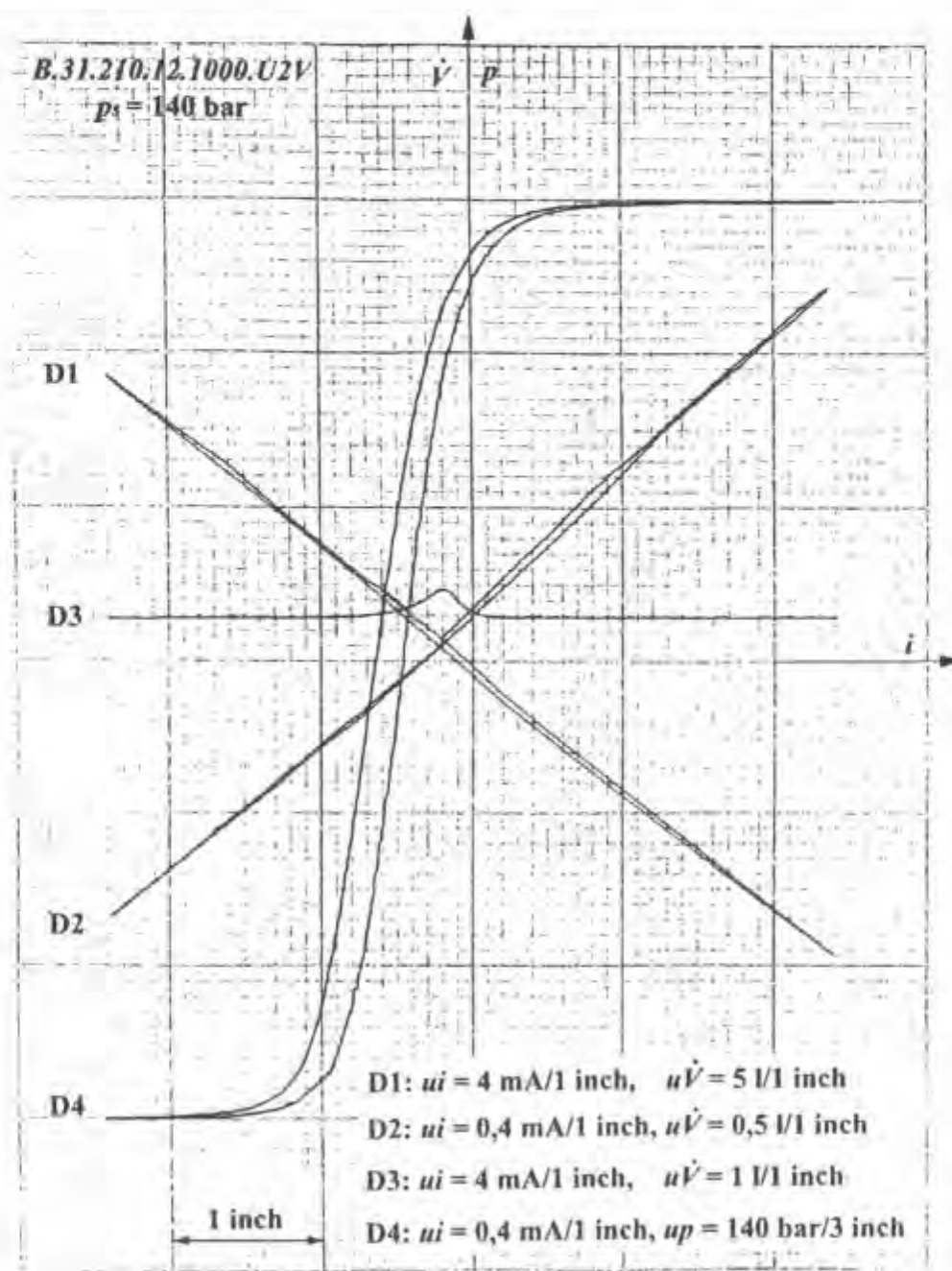


Слика 3.3 Експериментално одређене статичке карактеристике серворазводника В.31.210.12.1000.U2V - ППТ за притисак напајања од 210 bar

D1 - карактеристика протока, D2 - хистерезис, D3 - карактеристика унутрашњег цурења, D4 - карактеристика прираштаја притиска,  $i$  - размера јачине струје,  $p$  - размера притиска,  $u_{\dot{V}}$  - размера зајреминског протока

Учестаност промене сигнала јачине струје са генератора сигнала, бира се тако да клип хидроцилиндра при испитивању не дође до крајњих положаја. На клипу се налази давач положаја, па се положај клипа прати на аналогном инструменту. Клип хидроцилиндра се, пре почетка мерења, доводи у средњи положај задавањем тзв. "конструктивне" јачине струје на улазу у серворазводник.

На клипу се налази и давач брзине. Брзина клипа је пропорционална запреминском протоку кроз серворазводник, па је електрични сигнал јачине струје са давача брзине пропорционалан том протоку. Сигнали јачине струје из електронског струјног појачавача и са давача брзине, воде се на  $x - y$  писач, где се графички снима карактеристика протока. На исти начин се снима и карактеристика хистерезиса. Снимак карактеристике унутрашњег цурења серворазводника у функцији од улазне јачине струје се добија тако што се славинама блокирају водови хидроцилиндра, а проток се из повратног вода усмерава ка хидроцилиндру за мерење протока. Сигнал јачине струје из електронског струјног појачавача, који се води на серворазводник, води се и на  $x - y$  писач, као и сигнал са давача брзине и тако се снима карактеристика унутрашњег цурења.

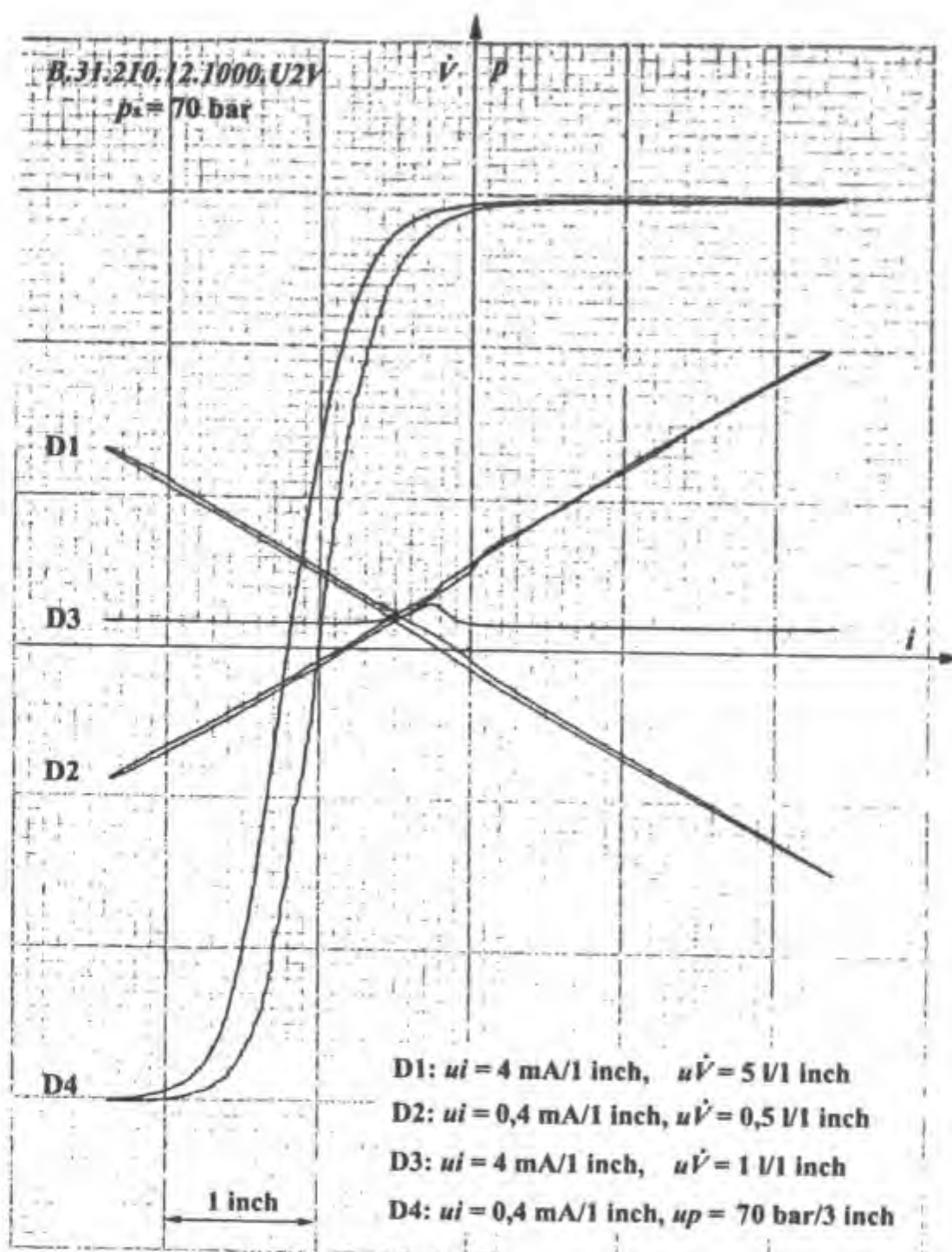


Слика 3.4 Експериментално одређене сликовичке карактеристике серворазводника B.31.210.12.1000.U2V - ППТ за притисак највише од 140 бар

D1 - карактеристика протока, D2 - хистерезис, D3 - карактеристика унутрашњег цурења, D4 - карактеристика притиска у функцији од струје,  $i$  - размера јачине струје,  $p$  - размера притиска,  $\dot{V}$  - размера запреминског протока



Карактеристика прираштаја притиска, снима се тако што се затворе славине на водовима хидроцилиндра. Сигнали јачине струје са давача притиска (који су пропорционални притисцима у водовима извршног органа) и из електронског струјног појачавача, воде се на  $x$ - $y$  писач, па се тако графички снима карактеристика прираштаја притиска.



Слика 3.5 Експериментално одређене статичке карактеристике сервоизводника B.31.210.12.1000.U2V - ППТ за притисак напајања од 70 бар

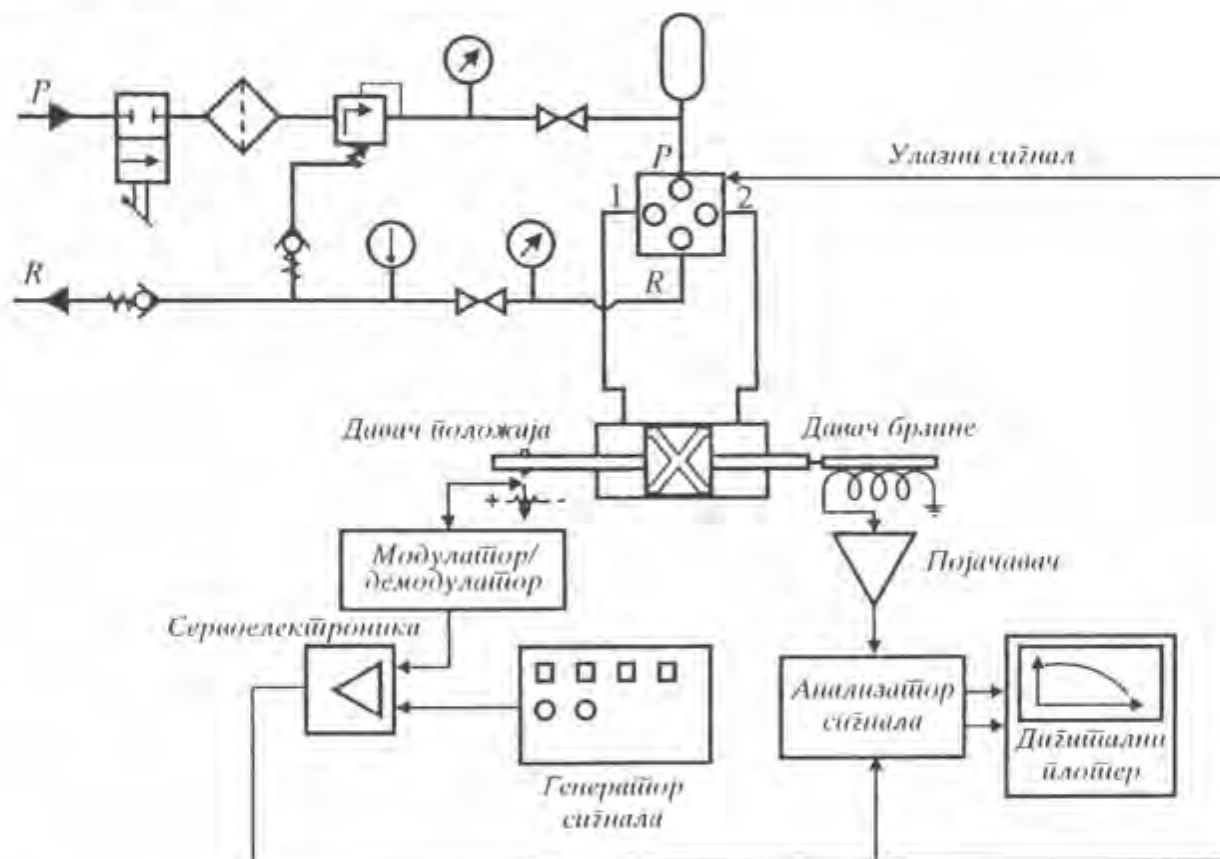
D1 - карактеристика пројекта, D2 - хистерезис, D3 - карактеристика унутрашњег цурења, D4 - карактеристика прираштаја притиска,  $i$  - размера јачине струје,  $p$  - размера притиска,  $\dot{V}$  - размера зајреминског пројекта

На сликама 3.3÷3.5, приказане су статичке карактеристике сервоизводника са механичком повратном спрегом по положају клипа - B.31.210.12.1000.U2V - ППТ, за три притиска напајања  $p_s = 210, 140, 70 \text{ bar}$ , респективно. Графици на слици 3.3, за притисак напајања од 210 бар, показују приближну симетрију у односу на ординатну осу, сем графика унутрашњег цурења, код којег је разлог несиметрије калибрација уређаја. Реално је приближно симетричан и график унутрашњег цурења, за оба смера улазног сигнала јачине струје. Карактеристике за различите притиске су сличне, с тим што су графици на сликама 3.4 и 3.5, за притиске 140 и 70 бар, респективно, "померени

у нули" и самим тим асиметрични у односу на ординатну осу. Ово помрање настаје као последица несавршености геометрије серворазводника (посебно првог степена хидрауличног појачања) и чињенице да се пригушни отвори првог степена при монтажи упарују на притиску напајања од 210 bar.

### 3.2. Одређивање динамичких карактеристика

Лабораторија за монтажу и испитивање серворазводника ДД "Наменска" - ППТ поседује уређај за континуално снимање динамичких карактеристика серворазводника без оптерећења. Шематски приказ опреме за динамичка испитивања, дат је на слици 3.6. Слично као и уређај за одређивање статичких карактеристика, уређај за динамичка испитивања се састоји из две целине: хидрауличног дела и дела мерно-испитивачке електронике [87].



Слика 3.6 Шематски приказ уређаја за испитивање динамичких карактеристика серворазводника у ДД "Наменска" - ППТ

Серворазводник, који се испитује, напаја се из хидрауличне инсталације (MOOG FREQUENZGANG - PREUFSTAND D 046032). Хидраулична инсталација је изведена тако да је посебна пажња посвећена регулацији притисака у напојном и повратном воду. Промене притисака су елиминисане правилним избором регулатора притиска, хидроакумулатора и ценовода. Радни флуид се кроз серворазводник усмерава у хидроцилиндар са занемарљиво малом масом клипа, занемарљивим трењем клипа и занемарљивим протоком цурења. Кретање клипа се региструје датачем положаја. Сигнал са датача положаја треба да, у повратној спреси, обезбеди да клип хидроцилиндра буде увек у средњем положају. У фреквентном опсегу од интереса, тако се обезбеђује занемарљива промена разлике притисака услед стисљивости радне течности, у водовима извршног органа. При одређивању динамичких карактеристика,



хидроцилиндар са оваквим карактеристикама, практично обезбеђује једнакост и непроменљивост притисака у водовима извршног органа.

Генератор сигнала (MOOG PM 5131 FUNCTION GENERATOR) омогућава генерисање различитих периодичних сигнала учестаности из интервала (0,1 Hz - 2 MHz). Сигнал са генератора сигнала, води се на сервоелектронику, где се од њега одузима сигнал са давача положаја. Добијени сигнал грешке се претвара у сигнал јачине струје, који се води на намотаје моментног мотора серворазводника.

Сервоелектроника садржи интерну повратну спрегу по јачини струје, која омогућава да за исти напонски сигнал грешке буде иста јачина струја кроз намотаје моментног мотора, без обзира на њихову отпорност. Са повратном спрегом по јачини струје, проширује се динамички опсег пропорционалности сервоелектронике, јер се елиминише утицај индуктивности намотаја, па нема изобличења сигнала јачине струје све до високих учестаности сигнала (до неколико стотина Hz). Електроником је још омогућено подешавање: напонских сигнала, јачине струје кроз намотаје моментног мотора и средње вредности осциловања хидроцилиндра, да не би дошло до ударања клипа хидроцилиндра у крајње положаје.

За снимање запреминског протока кроз серворазводник, користи се давач брзине, фиксиран на клипу хидроцилиндра. Овакво мерење запреминског протока обезбеђује бољу осетљивост и динамику мерења, од мерења турбинским мерачем.

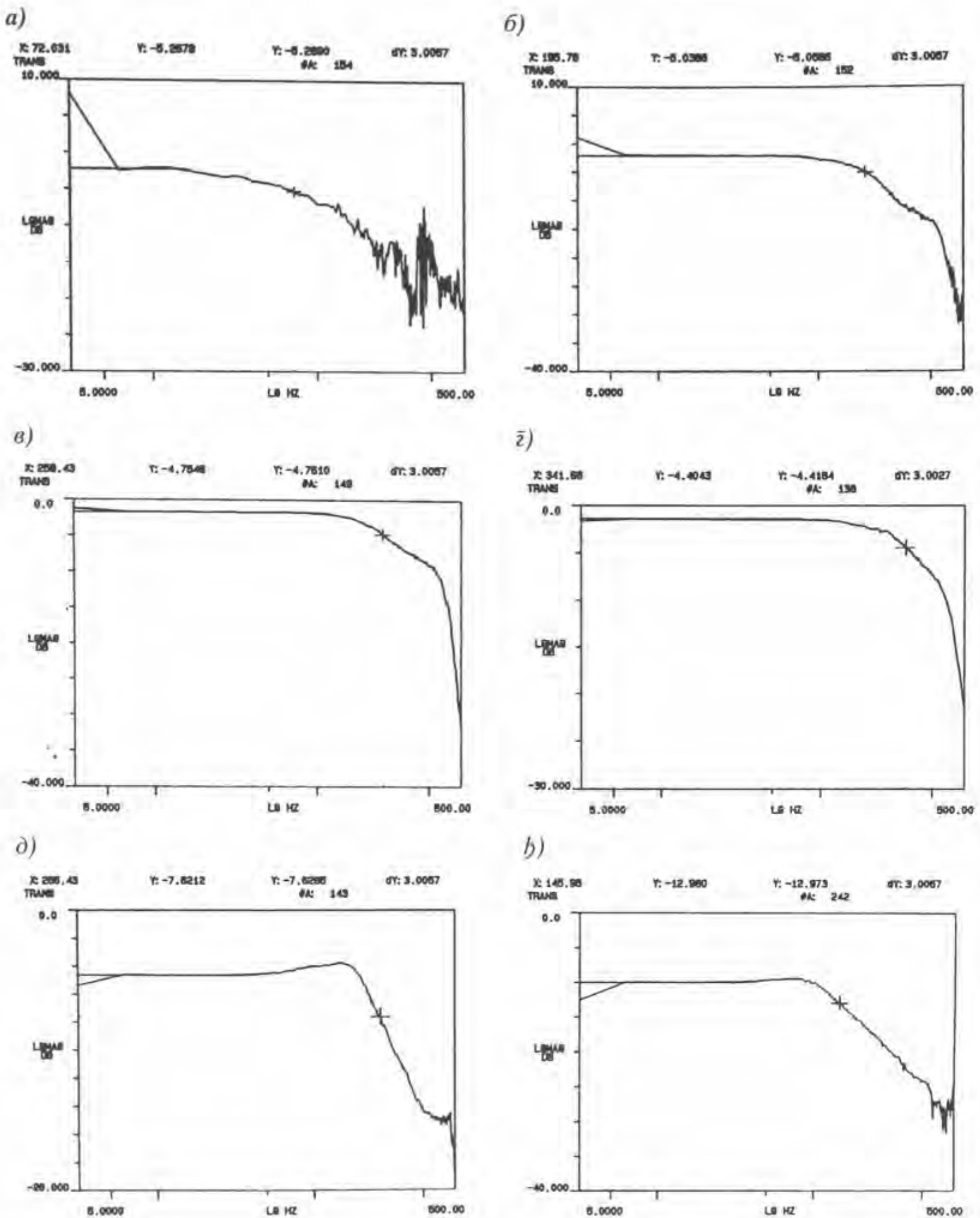
Анализатор динамичких сигнала (HEWLETT PACKARD 5420B - DIGITAL SIGNAL ANALYZER), користи се за регистровање динамичког понашања серворазводника у целокупном опсегу учестаности (фреквенција) од интереса. То је дигитални уређај који омогућава: мерење фреквентног одзива, одређивање преносне функције, подешавање полова, спектралну анализу, анализу у временском подручју, итд. Поред приказивања резултата мерења на свом екрану, анализатор има могућност смештања снимљених података на спољашњу меморију (дискету или траку), као и цртања дијаграма на папиру, уз помоћ дигиталног плотера (HEWLETT PACKARD 7090A - DIGITAL PLOTTER).

Коришћењем овог уређаја анализиране су динамичке карактеристике посматраног серворазводника у временском и фреквентном подручју. У даљем делу текста биће приказан део остварених резултата.

За одређивање фреквентних карактеристика (Бодееве (Bode) фреквентне карактеристике), са генератора сигнала на моментни мотор серворазводника довођени су синусни сигнали различитих амплитуда (и то: 1%, 5%, 10%, 25%, 100%, од називног сигнала јачине струје  $i_{max}=10$  mA). Притисак напајања серворазводника је био стандардан,  $p_s=210$  bar. Логаритамске амплитудно фреквентне (слика 3.7) и фазне фреквентне (слика 3.8) карактеристике, добијене су варирањем учестаности улазног сигнала у интервалу (1 ÷ 800) Hz, одређеним кораком, при чему је свака од наведених амплитуда одржавана константном. За сваку од учестаности из интервала, одређивани су логаритам односа амплитуда и разлика фазних углова, излазног и улазног сигнала.

Анализирањем дијаграма са слике 3.7, уочава се постојање преломне учестаности, на око 20 ÷ 50 Hz, што се физички објашњава интеграљењем протока у контролним запреминама првог степена, којим се добија положај разводног клипа [158], [133]. Резонантна учестаност се уочава на 600 ÷ 700 Hz, а последица је динамике склопа котве првог степена хидрауличног појачања. Вредности преломне учестаности, резонантне учестаности и појачања (слабљења), зависе од амплитуде улазног сигнала јачине струје.

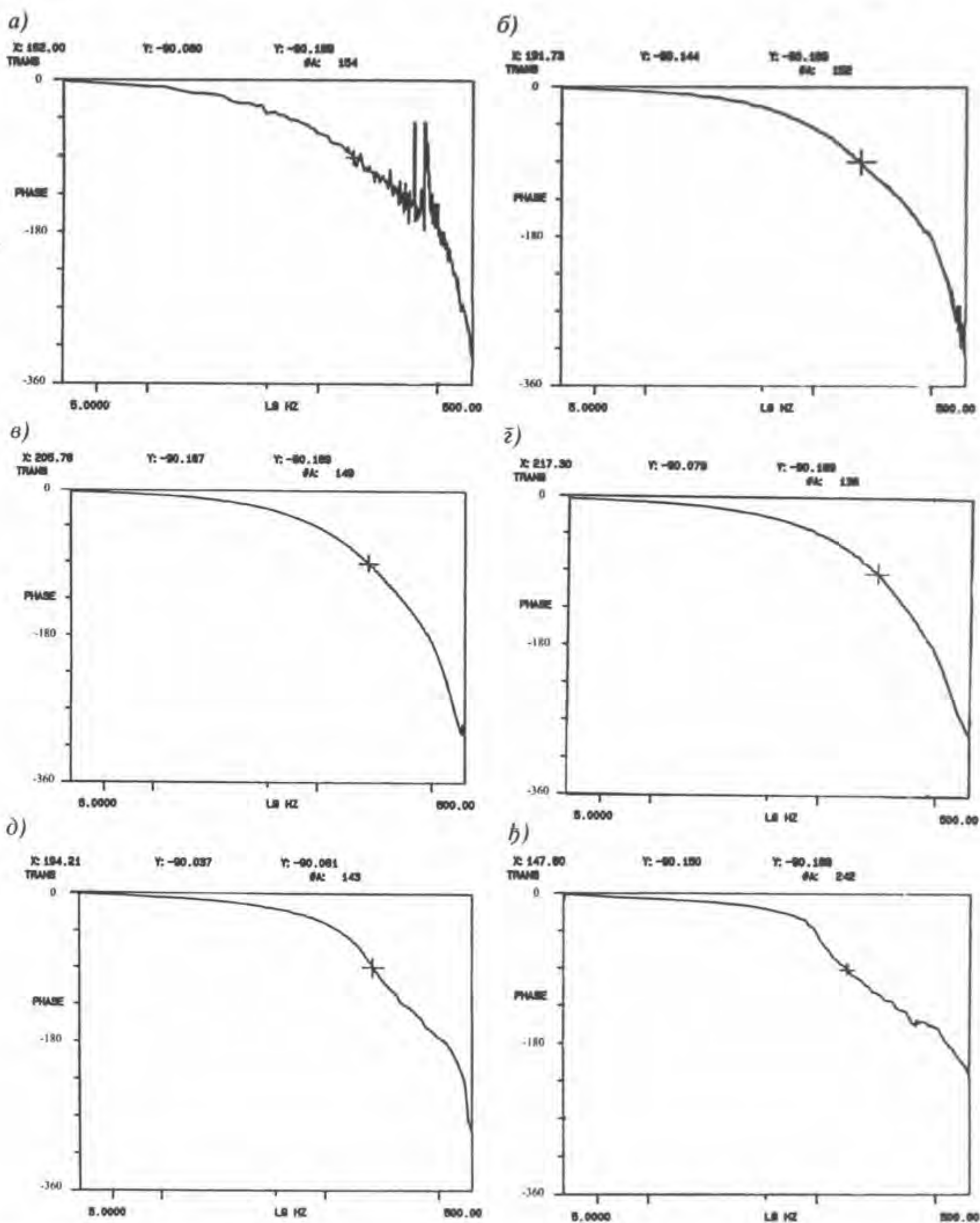




Слика 3.7 Логаритамско-амплитудне фреквенцијске карактеристике испитиваног сервоизводника за различите амплитуде улазног сигнала  
 а) 1 %, б) 5 %, в) 10 %, г) 25 %, д) 50 %, е) 100 % од називног сигнала  $i_{max} = 10 \text{ mA}$

На дијаграмима логаритамско-амплитудних фреквенцијских карактеристика, са повећањем амплитуде улазног сигнала, уочава се повећање пропусног опсега (одређеног учестаношћу за коју амплитудна фреквенцијска карактеристика има вредност

од  $-3$  dB, на слици означеног крстићем). То се дешава све до одређене вредности амплитуде улазног сигнала, када се даљим повећавањем амплитуде пропусни опсег смањује.



Слика 3.8 Фазне фреквенцијне карактеристике испитиваног сервозводника за различите амплитуде улазног сигнала  
а) 1 %, б) 5 %, в) 10 %, з) 25 %, д) 50 %, ђ) 100 % од називног сигнала  $i_{max} = 10$  mA

Слична појава се опажа и на графицима фазних фреквентних карактеристика, где је крстићем означена тачка којој одговара угао фазног кашњења од  $90^\circ$ . Иначе, квалитативно не постоји велика разлика између графика фазних фреквентних карактеристика за различите амплитуде улазног сигнала, сем за релативно велике (100 %) и мале (1%) амплитуде.

Пошто се линеарни системи карактеришу јединственим кривама амплитудних фреквентних и фазних фреквентних карактеристика, без обзира на амплитуду улазног сигнала [110], са слика 3.7 и 3.8, може се закључити да је линеарни математички модел неадекватан за описивање динамичких карактеристика у широком опсегу радних услова.

Да би се одредиле карактеристике прелазног процеса у временском подручју, најчешће се на улаз у серворазводник доводи сигнал типа одскочне (step) функције. Коришћени генератор сигнала омогућава генерисање само различитих периодичних сигнала. Зато треба изабрати правоугаони периодични сигнал, учестаности која обезбеђује остваривање стационарног стања пре преласка на следећу полупериоду. Узимајући у обзир очекиване динамичке карактеристике посматраног серворазводника, изабран је сигнал учестаности 10 Hz. Вариране су амплитуде улазног сигнала и на плотеру исцртаване временске карактеристике сигнала са давача брзине, фиксираног на клипу хидроцилиндра. Снимање на спољашњу меморију (дискету) није било могуће, због неисправности уређаја.

Карактеристике прелазног процеса, анализираће се у поглављу 4.2, који се односи на анализу тачности формираног математичког модела.

### 3.3. Одређивање вредности физичких величина и параметара који учествују у математичком моделу

#### 3.3.1. Карактеристичне физичке величине радне течности

При експерименталној анализи посматраног серворазводника, као радна течност коришћено је минерално уље произвођача "Шел" (Aero Shell Fluid 4). Испитивања су обављана на собној температури (око  $20^\circ\text{C}$ ). За дату температуру, карактеристичне величине радне течности, узете из каталога произвођача [168] и литературе [161], приказани су у табели 3.1.

ознака	физичка величина	вредности	јединица
$\beta_{st}$	модул стишљивости	$1,9 \cdot 10^9$	Pa
$\rho$	густина	871	$\text{kg/m}^3$
$\nu$	кинематска вискозност	$14 \cdot 10^{-6}$	$\text{m}^2/\text{s}$
$\eta$	динамичка вискозност	0,012	Pa·s

Табела 3.1 Карактеристичне физичке величине радне течности



### 3.3.2. Карактеристичне физичке величине и параметри моментног мотора

Код испитиваног серворазводника, материјал трајног магнета моментног мотора је ливени AlNiCo 6, произвођача "Угимаг" (Ugimag), Швајцарска. Из каталога произвођача [168], за карактеристике овог материјала могу се наћи следеће вредности:

- реланентна магнетна индукција:  $- B_{r\text{tm}} = 0,82 \text{ Т}$ ,
- магнетна пермеабилност:  $- \mu_{\text{tm}} = 5 \text{ Н/т}$ .

Трајни магнет моментног мотора чине две плоче карактеристичног облика, дужине  $l_{\text{tm}} = 10,9 \text{ mm}$  и површине попречног пресека  $A_{\text{tm}} = 2 \cdot 77,34 \text{ mm}^2 = 154,68 \text{ mm}^2$ .

Дужине ваздушних процела у нултом положају су  $x_{p0} = 0,45 \text{ mm}$ , а површина пресека ваздушних процела управна на линије магнетне индукције  $A_p = 9 \text{ mm}^2$ . У изразима за обртни момент услед електромагнетних сила, фигурише и растојање од вертикалне осе симетрије склопа котве до осе центара полова трајног магнета, које износи  $r_k = 14,5 \text{ mm}$ .

Моментни мотор садржи  $N = 3625$  намотаја, паралелно везаних, па је коефицијент типа везе намотаја  $k_{\text{vn}} = 1$ . Максимални износ јачине струје (називна јачина струје) у намотајима моментног мотора је  $i_{\text{max}} = 10 \text{ mA}$ .

Да би се одредиле тачне вредности константи  $k_{\text{ras}}$ , која узима у обзир расипање магнетног флукса, и  $k_{\text{mp}}$ , која узима у обзир неравномерност јачине магнетног поља, треба обавити експерименте по процедури описаној у [141]. Пошто Лабораторија за монтажу и испитивање серворазводника ДД "Наменска" - ППТ, није опремљена одговарајућом инструментацијом, користиће се вредности до којих је Урата дошао у раду [141], систематизујући податке експерименталне анализе серије различитих типова моментних мотора. Он процењује да је средња вредност константе  $k_{\text{ras}} = 0,27$ . Иначе, за испитиване моментне моторе, вредности  $k_{\text{ras}}$  се налазе у интервалу  $(0,2 \div 0,3)$ . За израчунавање константе  $k_{\text{mp}}$ , Урата предлаже следећи емпиријски израз:

$$k_{\text{mp}} = 2,3 + 1,8 \cdot k_{\text{ras}} \cdot \frac{R_{\text{mtm}}}{R_{\text{mp0}}} \quad (3.1)$$

Коришћењем израза за релуктансу трајног магнета  $R_{\text{mtm}}$  (2.14) и релуктансу ваздушног процела у равнотежном положају  $R_{\text{mp0}}$  (2.22), у изразу (3.1), уз замену вредности физичких величина које фигуришу у наведеним изразима, добија се да је вредност константе  $k_{\text{mp}} = 2,42$ .

Из израза (2.23), за константу магнетне релуктансе добија се вредност  $k_{\text{mrc}} = 0,465$ .

Магнетопобудна сила трајног магнета је израчуната коришћењем израза (2.15) и за њу је добијена вредност:  $M_{\text{tm}} = 586 \text{ A}$ .

Тиме су дефинисане вредности физичких величина, неопходне за израчунавање обртног момента услед електромагнетних сила (израз (2.29)). Ако би се користио линеаризовани облик наведеног обртног момента (2.31), требало би израчунати "главно" појачање моментног мотора,  $K$ , и крутост моментног мотора,  $K_m$ . Заменом бројних вредности физичких величина и параметара који фигуришу у изразу (2.32), добијају се вредности за:

- "главно" појачање моментног мотора:      -  $K_t = 1,17 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{A}$ ,
- крутост моментног мотора:                      -  $K_m = 4,18 \text{ N}\cdot\text{m}/\text{rad}$ .

### 3.3.3. Карактеристичне физичке величине првог степена хидрауличног појачања

Директним мерењем и израчунавањем уз коришћење података из конструкцијске документације, добијене су вредности карактеристичних дужинских величина склопа котве.

ознака	физичка величина	вредности	јединица
$l_{op}$	дужина одбојне плочице	13	mm
$l_{cev}$	дужина еластичне цевчице	8,5	mm
$l_{ops}$	дужина опруге повратне спреге	13,3	mm

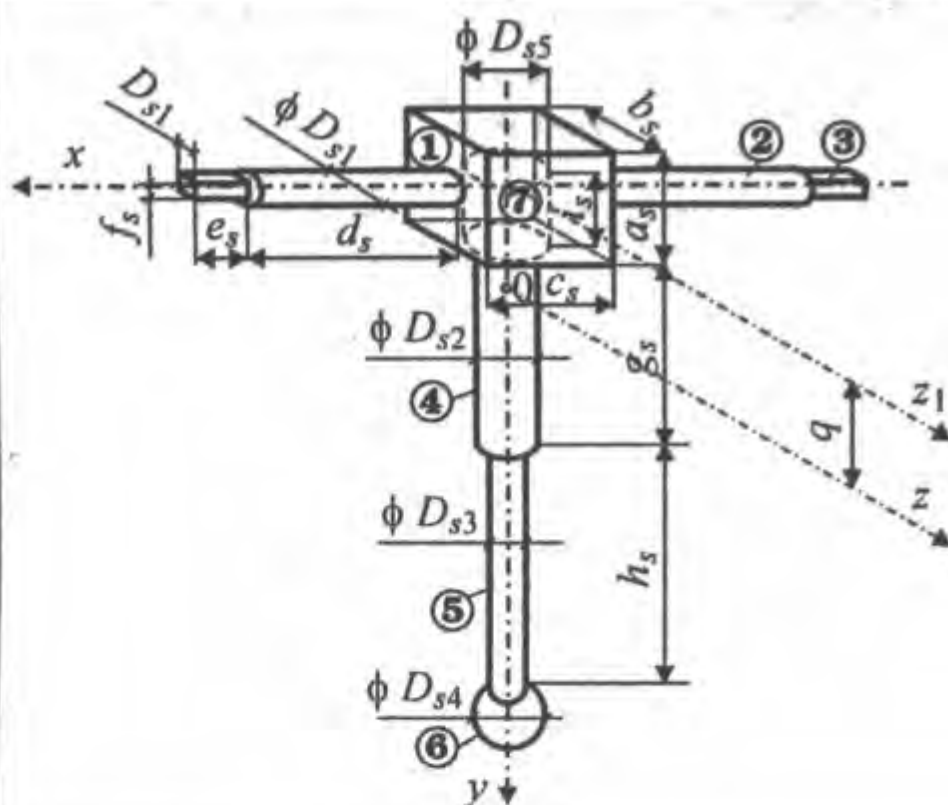
Табела 3.2 Карактеристичне дужинске мере склопа котве

Коришћењем израза (2.97), за растојање од осе млазника до осе закретања склопа котве се добија вредност  $l_m = 8,75 \text{ mm}$ .

Да би се израчунао момент инерције склопа котве  $J_{sk}$ , за осу  $z$  око које се закреће, склоп котве је упрошћено подељен на призмичне и цилиндричне елементе, као на слици у табели 3.3. У истој табели је приказан алгоритам израчунавања траженог момента инерције, на основу којег је написан одговарајући Матлаб (Matlab) програмски код (прилог С). Након израчунавања запремина појединих сегмената, одређена је запремина склопа котве. Узимајући измерену масу склопе котве  $m_{sk} = 2,7 \text{ g}$ , израчуната је густина материјала, од којег је склоп котве израђен. Полазећи од дефиниције момента инерције тела за осу [115], интегралњем су одређени изрази за израчунавање момената инерције за осу  $z_1$ , за сваки од сегмената. Након њиховог израчунавања, израчунат је и момент инерције склопа котве за осу  $z_1$ ,  $J_{sk\ z_1}$ . Примењујући Штајнерову теорему [115], уз претходно одређен положај центра масе склопа котве  $y_{c\ sk}$ , коначно је одређен момент инерције склопа котве за осу  $z$ ,  $J_{sk\ z} \equiv J_{sk}$ , у износу:  $J_{sk} = 1,68 \cdot 10^{-7} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ .

Већ је у одељку 2.3.4.1 истакнуто да је, практично, немогуће прецизно одредити вредност коефицијента вискозног трења склопа котве  $k_{tr}$ . На жалост, није било могуће одредити ни приближну вредност, по процедури описаној у [134], јер опрема у лабораторији не омогућава мерење динамичких карактеристика управљачких притисака првог степена појачања. Коришћење формуле Ламба (2.91) компликује модел, јер по том изразу  $k_{tr}$  није константна величина, пошто садржи променљиви брзински члан. Истовремено, порекло формуле је несигурно, па се неће користити. Зато ће се за коефицијент вискозног трења склопа котве узети вредност  $k_{tr} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}$  (из интервала наведеног у поглављу 2.3.4.1), која обезбеђује неопходну нумеричку стабилност, при интегралњем диференцијалних једначина динамике серворазводника.

### Прорачун моменџа инерџије склоџа коџве за осу закреџања



#### Вредносџи дужинских мера:

$a_s=4,6$  mm;  
 $b_s=7$  mm;  
 $c_s=5,6$  mm;  
 $d_s=9,5$  mm;  
 $e_s=3,9$  mm;  
 $f_s=1,3$  mm;  
 $g_s=11,4$  mm;  
 $h_s=13,3$  mm;  
 $i_s=3,9$  mm;  
 $q=2,15$  mm;  
 $DS_1=3$  mm;  
 $DS_2=2,2$  mm;  
 $DS_3=0,9$  mm;  
 $DS_4=0,8$  mm;  
 $DS_5=4$  mm.

#### 1. Рачунање зајремине склоџа коџве - $V_{sk}$ :

$$V1 = a_s \cdot b_s \cdot c_s \quad V1 = 180,32 \text{ mm}^3;$$

$$V2 = \frac{D_{s1}^2 \cdot \pi}{4} \cdot d_s \quad V2 = 67,15 \text{ mm}^3;$$

$$V3 = DS_1 \cdot e_s \cdot f_s \quad V3 = 15,21 \text{ mm}^3;$$

$$V4 = \frac{D_{s2}^2 \cdot \pi}{4} \cdot g_s \quad V4 = 43,35 \text{ mm}^3;$$

$$V5 = \frac{D_{s3}^2 \cdot \pi}{4} \cdot h_s \quad V5 = 8,46 \text{ mm}^3;$$

$$V6 = \frac{4}{3} \cdot \left( \frac{D_{s4}}{2} \right)^2 \cdot \pi \quad V6 = 0,27 \text{ mm}^3;$$

$$V7 = \frac{D_{s5}^2 \cdot \pi}{4} \cdot i_s \quad V7 = 49,01 \text{ mm}^3;$$

$$\text{Укујна зајремина: } V_{sk} = V1 + 2 \cdot V2 + 2 \cdot V3 + V4 + V5 + V6 - V7 = 348,1 \text{ mm}^3.$$

#### 2. Рачунање гусџине мајеријала склоџа коџве - $\rho_{sk}$ :

$$\text{маса склоџа коџве: } m_{sk} = 2,7 \text{ g};$$

$$\text{гусџина мајеријала склоџа коџве: } \rho_{sk} = \frac{m_{sk}}{V_{sk}} = 7.756,42 \text{ kg/m}^3.$$



3. Рачунање моменџа инерције за осу  $z1 - J_{skz1}$ :

$$J1 = \frac{1}{12} \cdot \rho_{sk} \cdot a_s \cdot b_s \cdot c_s^3 \quad J1 = 3,2 \cdot 10^{-9} \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$J2 = \frac{\pi}{12} \cdot \rho_{sk} \cdot DS_1^2 \cdot \left[ \left( \frac{c_s}{2} + d_s \right)^3 - \left( \frac{c_s}{2} \right)^3 \right] \quad J2 = 29,46 \cdot 10^{-9} \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$J3 = \frac{1}{12} \cdot \rho_{sk} \cdot DS_1 \cdot f_s \cdot \left[ \left( \frac{c_s}{2} + d_s + e_s \right)^3 - \left( \frac{c_s}{2} + d_s \right)^3 \right] \quad J3 = 21,13 \cdot 10^{-9} \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$J4 = \frac{\pi}{12} \cdot \rho_{sk} \cdot DS_2^2 \cdot \left[ \left( \frac{a_s}{2} + g_s \right)^3 - \left( \frac{a_s}{2} \right)^3 \right] \quad J4 = 22,05 \cdot 10^{-9} \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$J5 = \frac{\pi}{12} \cdot \rho_{sk} \cdot DS_3^2 \cdot \left[ \left( \frac{a_s}{2} + g_s + h_s \right)^3 - \left( \frac{a_s}{2} + g_s \right)^3 \right] \quad J5 = 24,67 \cdot 10^{-9} \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$J6 = \rho_{sk} \cdot \pi \cdot \left( \frac{DS_4}{2} \right)^3 \cdot \left[ \frac{8}{15} \cdot \left( \frac{DS_4}{2} \right)^2 + \frac{4}{3} \cdot \left( \frac{a_s}{2} + g_s + h_s + \frac{DS_4}{2} \right)^3 \right] \quad J6 = 1,37 \cdot 10^{-9} \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

$$J7 = \frac{\pi}{12} \cdot \rho_{sk} \cdot DS_5^2 \cdot \left[ \left( \frac{a_s}{2} \right)^3 - \left( \frac{a_s}{2} - i_s \right)^3 \right] \quad J7 = 0,76 \cdot 10^{-9} \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

Моменџ инерције склоџа коџве за осу  $z1$ :

$$J_{skz1} = J1 + 2 \cdot J2 + 2 \cdot J3 + J4 + J5 + J6 - J7 = 1,732 \cdot 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2;$$

4. Одређивање џоложаја центри масе склоџа коџве -  $y_{csk}$ :

$$y_{csk} = \frac{\sum_{i=1}^7 V_i \cdot y_{ci}}{V_{sk}} = \frac{V4 \cdot y_{c4} + V4 \cdot y_{c5} + V6 \cdot y_{c6} - V7 \cdot y_{c7}}{V_{sk}}$$

$$y_{csk} = \frac{V4 \cdot \left( \frac{a_s}{2} + \frac{g_s}{2} \right) + V5 \cdot \left( \frac{a_s}{2} + g_s + \frac{h_s}{2} \right) + V6 \cdot \left( \frac{a_s}{2} + g_s + h_s + \frac{DS_4}{2} \right) - V7 \cdot \left( \frac{a_s}{2} + \frac{i_s}{2} \right)}{V_{sk}}$$

$$y_{csk} = 1,46 \text{ mm.}$$

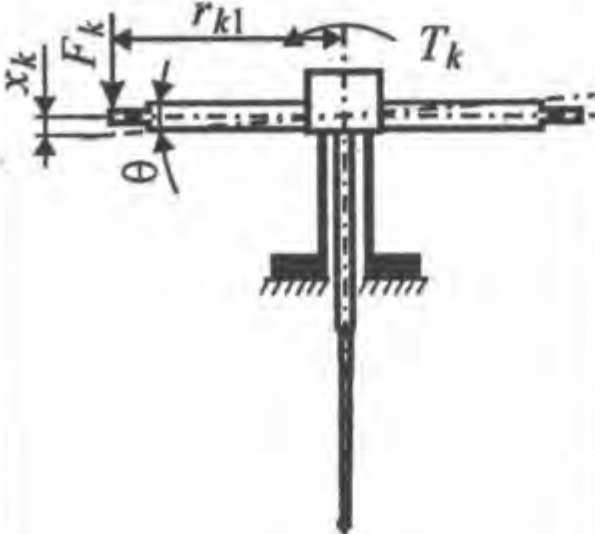
5. Рачунање моменџа инерције за осу  $z - J_{skz} \equiv J_{sk}$ :

$$J_{sk} \equiv J_{skz} = J_{skz1} - m_{sk} \cdot \left( \frac{y_{csk}}{2} \right)^2 + m_{sk} \cdot (q - y_{csk})^2 = 1,68 \cdot 10^{-7} \text{ kg} \cdot \text{m}^2.$$

Табела 3.3 Алгорџам џрорачуна моменџа инерције склоџа коџве за осу закреџања

За одређивање вредности савојне крутости еластичне цевчице  $V_{cev}$ , обављен је експеримент, шематски приказан на слици у табели 3.4, на склопу котве и еластичне цевчице, коџи нису монтирани у серворазводник. Котва је на крајевима оптеређивана,

наизменично са обе стране, силама одређеног интензитета. Мерене су деформације у нападним тачкама сила.

Прорачун савојне крутости еластичне цевчице			
 <p><math>r_{kl}=16 \text{ mm},</math> <math>l_{cev}=8,5 \text{ mm}.</math></p>	Једначина за прорачун: $B_{cev} = \frac{l_{cev} \cdot F_k \cdot r_{kl}^2}{x_k}$		
	$F_k$	$x_k$	$B_{cev}$
	[N]	[mm]	[N·m <sup>2</sup> ]
	- сила $F_k$ делује са леве стране коџве		
	1,39	0,1	0,0302
	2,09	0,15	0,0303
	2,77	0,2	0,0301
	- сила $F_k$ делује са десне стране коџве		
	1,39	0,1	0,0302
	2,09	0,15	0,0303
	2,77	0,2	0,0301
	Средња вреднос̄		
	0,0302		

Табела 3.4 Прорачун савојне крутос̄и еластичне цевчице

Ако се из израза (2.96), елиминишу чланови који се јављају при закретању склопа котве и чланови услед дејства резултантне силе млазева радне течности и деформације опруге повратне спреге, и ако се искористи чињеница да се уместо момента услед електромагнетних сила  $T_{em}$ , склоп оптерећује моментом  $T_k = F_k \cdot r_{kl}$ , добиће се:

$$F_k \cdot r_{kl} = \frac{B_{cev}}{l_{cev}} \cdot \theta. \quad (3.2)$$

Означавањем деформације краја котве са  $x_k$ , може се за угао  $\theta$  писати:

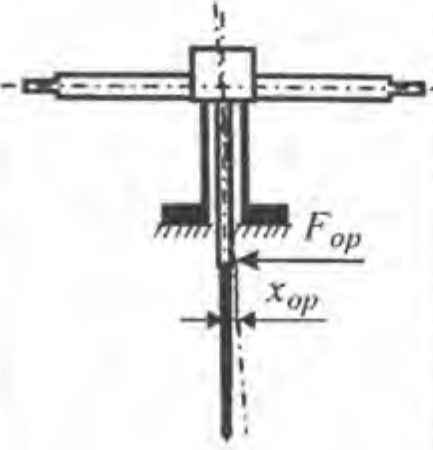
$$\theta = \frac{x_k}{r_{kl}}, \quad (3.3)$$

одакле се заменом у (3.2), добија израз за израчунавање крутости еластичне цевчице:

$$B_{cev} = \frac{l_{cev} \cdot F_k \cdot r_{kl}^2}{x_k}. \quad (3.4)$$

Мерено је по три пута са сваке стране котве и за свако мерење је израчуната крутост по изразу (3.4). Средња вредност овако добијених крутости, представља тражену крутост еластичне цевчице, чија је вредност  $B_{cev} = 0,0302 \text{ N} \cdot \text{m}^2$ .

Да би се израчунала савојна крутост одбојне плочице  $B_{op}$ , потребно је познавати вредност савојне крутости еластичне цевчице и извести експеримент на склопу котве и еластичне цевчице, шематски приказан на слици у табели 3.5. На дну одбојне плочице, наизменично са обе стране, делујемо силама  $F_{op}$  и меримо деформације у нападним тачкама сила  $x_{op}$ .

Прорачун савојне крутости одбојне плочице			
$l_{op}=13 \text{ mm},$ $l_{cev}=8,5 \text{ mm},$ $B_{cev}=0,0302 \text{ N}\cdot\text{m}^2.$ 	Једначина за прорачун: $B_{op} = \frac{l_{op}^3}{\frac{3 \cdot x_{op}}{F_{op}} - l_{cev} \cdot \frac{l_{cev}^2 + 3 \cdot l_{op}^2 - 3 \cdot l_{op} \cdot l_{cev}}{B_{cev}}}$		
	$F_{op}$	$x_{op}$	$K_{op}$
	[N]	[mm]	[N·m <sup>2</sup> ]
	- сила $F_{op}$ делује са леве стране одбојне плочице		
	0,195	0,01	0,0261
	0,287	0,015	0,0252
	0,392	0,02	0,0263
	- сила $F_{op}$ делује са десне стране одбојне плочице		
	0,190	0,01	0,0249
	0,284	0,015	0,0247
0,392	0,02	0,0263	
Средња вредности			0,0256

Табела 3.5 Прорачун савојне крутости одбојне плочице

Ако се из израза (2.95), елиминишу чланови који се јављају при закретању склопа котве и чланови услед дејства електромагнетних сила и деформације опруге повратне спреге, и ако се искористи чињеница да се уместо силе  $F_h$ , склоп оптерећује силом  $F_{op}$ , добиће се израз:

$$\theta = -\frac{l_{cev}}{B_{cev}} \cdot F_{op} \cdot \left( l_{op} - \frac{l_{cev}}{2} \right). \quad (3.5)$$

Вредност за  $\theta$  из (3.5) се замењује у израз (2.112) и након сређивања, добија се израз за израчунавање крутости одбојне плочице:

$$B_{op} = \frac{l_{op}^3}{\frac{3 \cdot x_{op}}{F_{op}} - l_{cev} \cdot \frac{l_{cev}^2 + 3 \cdot l_{op}^2 - 3 \cdot l_{op} \cdot l_{cev}}{B_{cev}}}. \quad (3.6)$$

Мерено је по три пута са сваке стране одбојне плочице и за свако мерење је израчуната крутост по изразу (3.6). Средња вредност овако добијених крутости, представља тражену крутост одбојне плочице, чија је вредност  $B_{op}=0,0256 \text{ N}\cdot\text{m}^2$ .


За одређивање попречне савојне крутости опруге повратне спреге  $K_{ops}$ , узета је опруга повратне спреге, која још није фиксирана за доњи крај одбојне плочице, и изведен је експеримент шематски приказан на слици у табели 3.6. Горњи крај опруге повратне спреге је конзолно фиксиран, док се са доње стране, на куглицу, делује силама  $F_o$ , па се мере деформације у нападним тачкама сила  $x_o$ .

Попречна савојна крутост се рачуна по:

$$K_{ops} = \frac{F_o}{x_o}. \quad (3.7)$$



Мерено је по три пута на супротним странама куглице опруге повратне спреге и за свако мерење је израчуната крутост по изразу (3.7). Средња вредност овако добијених крутости, представља тражену крутост одбојне плочице, чија је вредност  $K_{опз}=1962 \text{ N/m}$ .

Прорачун попречне крутости опруге повратне спреге			
	Једначина за прорачун: $K_{опз} = \frac{F_o}{x_o}$		
	$F_o$	$x_o$	$K_{опз}$
	[N]	[mm]	[N/m]
	- сила $F_o$ делује са леве стране куглице		
	0,1960	0,1	1960
	0,2946	0,15	1964
	0,3924	0,2	1962
	- сила $F_o$ делује са десне стране куглице		
	0,1961	0,1	1961
	0,2944	0,15	1963
	0,3924	0,2	1962
	Средња вредности		

Табела 3.6 Прорачун попречне крутости опруге повратне спреге

Геометријске карактеристике пригушних отвора и простора првог степена хидрауличног појачања, приказане су у табели 3.7.

ознака	физичка величина	вредности	јединица
Константни пригушни отвори: пригушници ивица крајка цев			
$d_{OLD}$	пречник левог (десног) отвора	0,18	mm
$l_{OLD}$	дужина левог (десног) отвора	0,3	mm
$d_{OR}$	пречник отвора у одводном воду	0,4	mm
$l_{OR}$	дужина отвора у одводном воду	0,4	mm
Променљиви пригушни отвори ивица млазник-одбојна плочица			
$d_m$	пречник млазника	0,28	mm
$\delta$	дебљина чела млазника	0,02	mm
$x_0$	равнотежно одстојање одбојне плочице и врха млазника	38,5	$\mu\text{m}$
Зајремине простора првог степена			
$V_{10}$	почетна запремина леве (десне) коморе	49,2	$\text{mm}^3$
$V_{1R}$	запремина простора одводног вода	8,2	$\text{mm}^3$

Табела 3.7 Геометријске карактеристике првог степена хидрауличног појачања

Све дужинске мере у табели 3.7, добијене су директним мерењем, а запреминске, израчунавањем уз коришћење података из конструкцијске

документације. Изузетак представља равнотежно одстојање одбојне плочице од врхова млазника  $x_0$ , које је немогуће измерити директно. Оно се рачуна из услова монтаже првог степена хидрауличног појачања, по којем, за притисак напајања  $p_s$  од 140 bar, притисци у оба млазника у равнотежном положају одбојне плочице  $p_{ILD0}$ , треба да буду 70 bar.

Ако се искористи услов једнакости притисака у левом и десном млазнику за  $x_{ref}=0$ , из израза (2.66) и (2.67), тј. (2.68), након одређених математичких операција, добиће се следећи израз:

$$\frac{p_{ILD0}}{p_s} = \frac{1 + \frac{4 \cdot \alpha^4}{\beta^2 \cdot (1 + \alpha^2) + 4 \cdot \alpha^2}}{1 + \alpha^2} \quad (3.8)$$

Рачунањем коефицијента  $\alpha$  из израза (3.8), може се из његове дефиниције, израз (2.64), и израза за хидрауличне проводности (2.53) и (2.55), одредити тражена вредност  $x_0$ . Користећи наведену анализу, написан је једноставни програмски код у Матлабу (листинг у прилогу D), одакле се добија вредност за  $x_0$ , која је дата у табели 3.7.

### 3.3.4. Карактеристичне физичке величине другог степена хидрауличног појачања

Вредности геометријских величина другог степена хидрауличног појачања, приказане су у табели 3.8. Све дужинске мере, добијене су директним мерењем или преузимањем података из конструкцијске документације.

Измерена је маса разводног клипа:  $m_k=3,1$  g.

Прецизно мерење сувог трења захтева посебну студију. Из општег обрасца за силу трења клизања тела по телу, може се писати за номиналну силу трења:

$$F_{str n} = \mu_d \cdot m_k \cdot g, \quad (3.9)$$

и за силу трења покретања:

$$F_{str 0} = \mu_s \cdot m_k \cdot g, \quad (3.10)$$

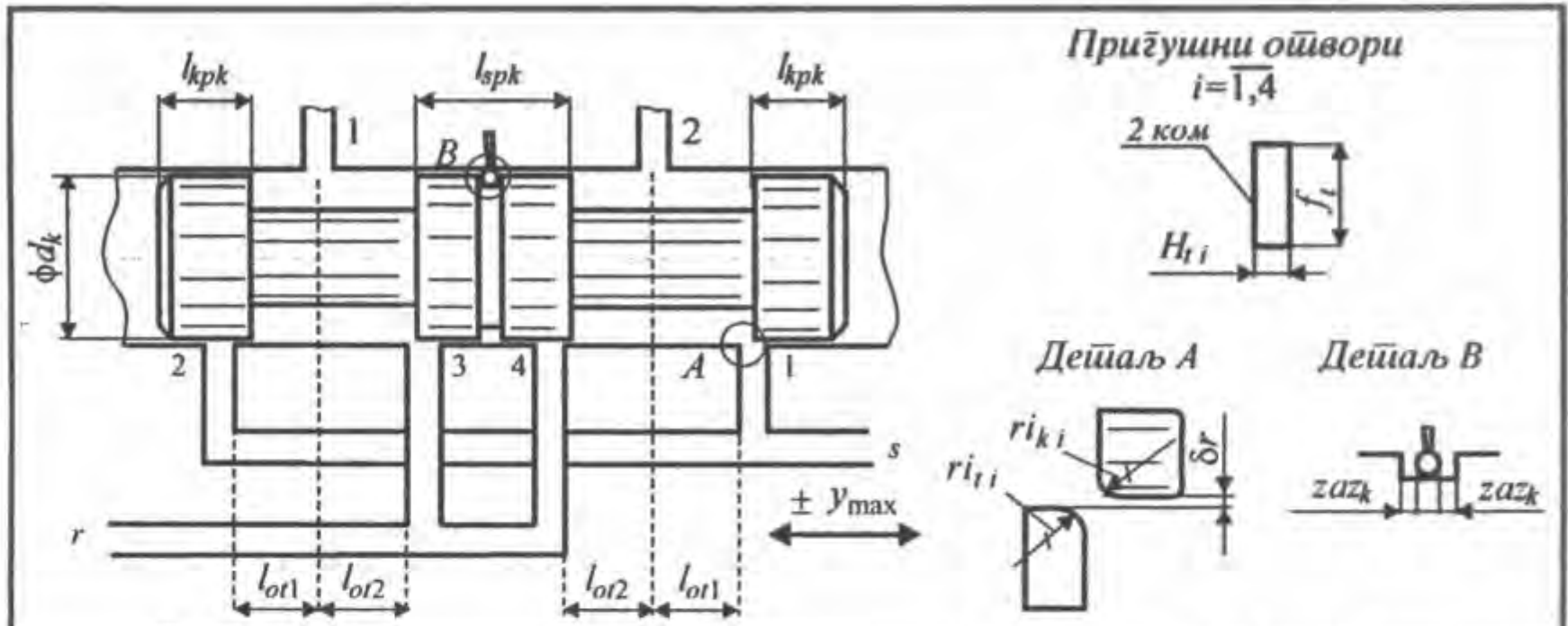
где су:

- $\mu_d$  [-]      - коефицијент трења при клизању,
- $\mu_s$  [-]      - статички коефицијент трења.

При контакту челика по челику и подмазану додирну површину, оквирно се за статички коефицијент трења може узети  $\mu_s = 0,1 \div 0,12$ , а за коефицијент трења при клизању  $\mu_d = 0,05 \div 0,1$  [115]. Ако се узме у обзир вредност масе клипа и наведене вредности замене у израза (3.9) и (3.10), добија се да се номинална сила сувог трења оријентационо налази у интервалу  $F_{str n} = (1,52 \div 3,04) \cdot 10^{-3}$  N, односно сила сувог трења покретања у интервалу  $F_{str 0} = (3,04 \div 3,65) \cdot 10^{-3}$  N.

За одређивање коефицијента трења клипа  $k_{rk}$ , важе сличне напомене као и за одређивање коефицијента трења склопа котве. Тачну вредност  $k_{rk}$  је врло тешко одредити. Аутори користе различите вредности у анализама, које се налазе у интервалу  $(0 \div 4000)$  kg/s [84], [93], [147], [160], итд. Ако би се  $k_{rk}$  рачунао по изразу

(2.142), добила би се вредност  $k_{trk}=0,8 \text{ kg/s}$ , која не омогућава коректну нумеричку интеграцију диференцијалних једначина динамике серворазводника. За коефицијент вискозног трења клипа је изабрана вредност  $k_{trk}=3800 \text{ kg/s}$ , која обезбеђује коректну нумеричку интеграцију.



ознака	физичка величина	вредности	јединица
<i>Димензије клипа и чауре</i>			
$d_k$	пречник чела разводног клипа	4,62	mm
$y_{max}$	максимални ход разводног клипа	$\approx 0,5$	mm
$l_{kpk}$	дужина крајњег појаса разводног клипа	4,9	mm
$l_{spk}$	дужина средњег појаса разводног клипа	8,4	mm
$l_{ot1}$	растојање између отвора $s$ и 1 тј. $s$ и 2	5,4	mm
$l_{ot2}$	растојање између отвора 1 и $r$ тј. 2 и $r$	9,2	mm
$\delta r$	величина радијалног зазора	4	$\mu\text{m}$
$e$	дозвољени ексцентрицитет клипа у чаури	1	$\mu\text{m}$
$z_{azk}$	зазор на клипу са обе стране куглице	(0-2)	$\mu\text{m}$
<i>Димензије пригушних отворора</i>			
$f_i$	ширина отвора на телу разводника	2 ком. x 2,4	mm
$H_{i1}$	дужина отвора на телу разводника, $i = 1,4$	1,1	mm
$y_{0i}$	преклапање у нули, $i = 1,4$	0	$\mu\text{m}$
$r_{ki}$	радијус заобљења управљачке ивице клипа	10	$\mu\text{m}$
$r_{ii}$	радијус заобљења управљачке ивице чауре	10	$\mu\text{m}$

Табела 3.8 Геометријске карактеристике другог сљедећа хидрауличног појачања



Д е о 4.

**НУМЕРИЧКА АНАЛИЗА**

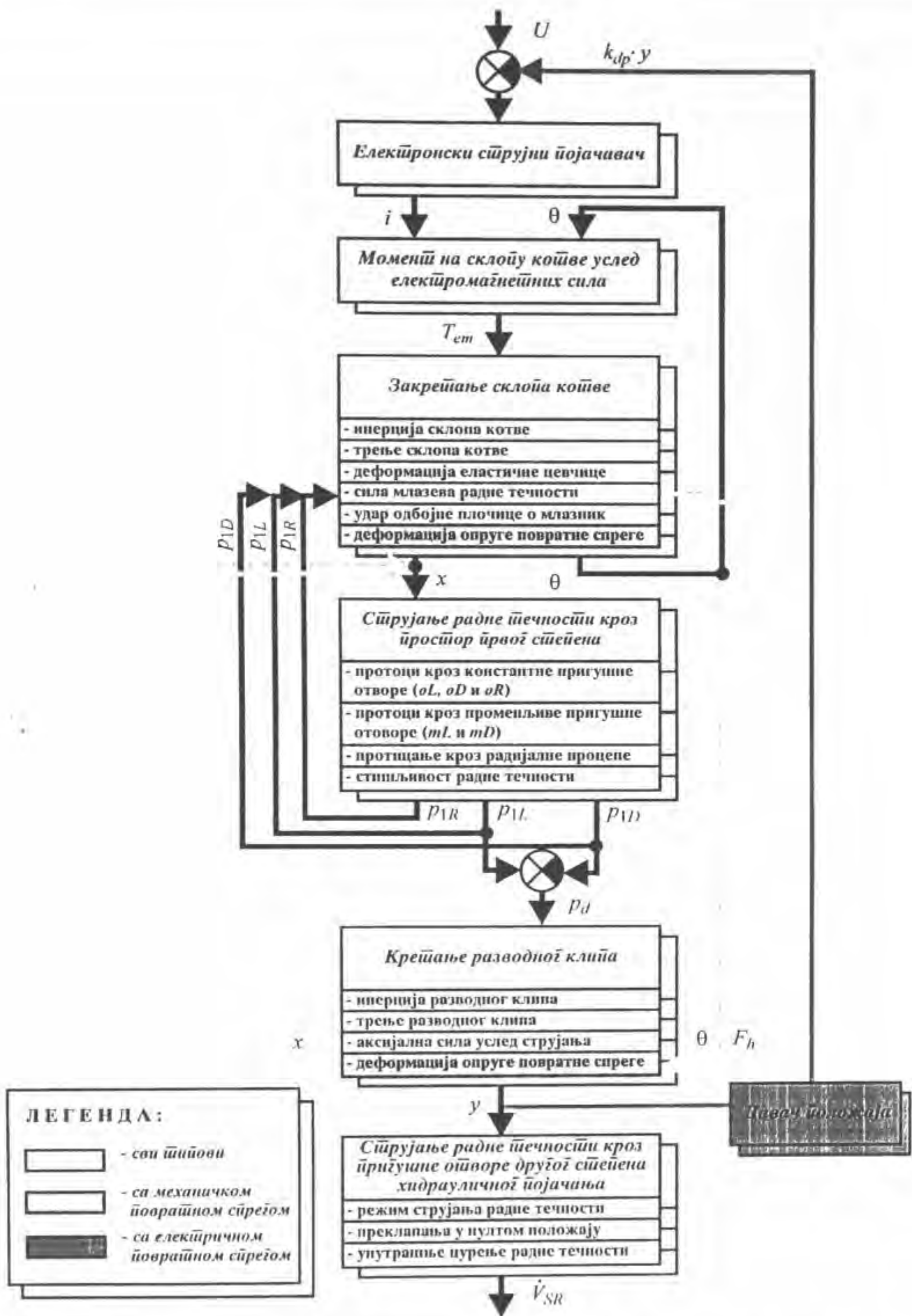
На основу математичких израза приказаних у поглављу теоријске анализе, у овом поглављу је формиран одговарајући нумерички модел. Добијени резултати нумеричког моделирања на персоналном рачунару, поређени су са одговарајућим експерименталним. Валидност формираног модела, потврђена је задовољавајућом тачношћу.

#### 4.1. Формирање нумеричког модела

Узимајући у обзир математичке изразе којима се описује функционисање електронског струјног појачавача, моментног мотора, првог и другог степена хидрауличног појачања, нацртан је структурни блок-дијаграм (слика 4.1), којим се може представити динамика двостепених електрохидрауличних серворазводника са повратном спрегом по положају клипа. Исти блок-дијаграм се може користити и за анализу стационарних режима наведених серворазводника, ако се занемаре чланови који садрже брзине и убрзања склопа котве и разводног клипа. Специфичности које се односе на различите типове ових серворазводника, посебно су наглашене.

Понашање серворазводника, може се нумерички симулирати на персоналним рачунарима, на два различита начина. Први начин подразумева третирање математичких израза који описују понашање серворазводника, као систем диференцијалних једначина (за динамичку анализу), тј. алгебарских једначина (за стационарну анализу), који се решавају, употребом нумеричких метода, писањем програма у неком од стандардних програмских језика. Овакав начин решавања је ограничене примене, јер за различите типове функција на улазу у систем, потребно је писати нове програме. Истовремено, овакав начин захтева и више времена за реализацију. Други начин подразумева употребу неког од стандардних симулационих пакета, који се могу релативно једноставно користити за нумеричко решавање диференцијалних (или алгебарских) једначина. Већина тих пакета, одликује се великом флексибилношћу, једноставношћу и не захтева релативно много времена за израду модела. То је и разлог што се у раду прибегло решавању проблема употребом једног од стандардних симулационих програмских пакета. Сем тога, структура блок-дијаграма двостепених серворазводника са повратном спрегом по положају клипа са слике 4.1, за нумеричку анализу чини нарочито погодним коришћење програмског пакета СИМУЛИНК (SIMULINK), као дела универзалног програмског пакета МАТЛАБ (MATLAB). Симулинк је програмски пакет, који је у последњих неколико година најшире коришћен у академским срединама и индустрији за моделирање, симулацију и анализу динамичких система. Специјализован је за симулацију динамике линеарних, нелинеарних, временски континуалних или дискретних мултиваријабилних система у графичком окружењу. Нумеричка симулација, реализује се избором једне од више понуђених интеграционих метода, преко модела приказаних у облику блок-дијаграма, у којима је представљен функционални однос између делова система [37].

Као репрезентативан узорак, на основу кога ће бити проверена валидност формираног математичког модела, узет је двостепени серворазводник са механичком повратном спрегом. Изабран је овај тип серворазводника, јер се једино такав тип производи у ДД "Наменска" - ППТ. То је омогућавало мерење физичких величина које учествују у математичком моделу и његову експерименталну верификацију. У прилог избору овог типа иде и чињеница, да се највећи број специфичности у понашању везује баш за овај тип двостепених електрохидрауличних серворазводника са повратном спрегом по положају клипа, што се види са блок-дијаграма на слици 4.1.



Слика 4.1 Блок дијаграм динамике двостепеног електрохидрауличног серворазводника са повратном спрегом по положају клина



У наредном тексту биће написани изрази, коришћени за формирање Симулинк модела двостепених електрохидрауличних серворазводника са механичком повратном спрегом. Неки изрази из постојећег теоријског модела, морали су да буду упрошћени, јер су превише усложњавали модел и онемогућавали његово коректно решавање. Оправданост занемаривања или упрошћавања појединих чланова у наведеним изразима, биће критички продискутована.

Пошто се динамика електронског струјног појачавача код електрохидрауличних серворазводника са механичком повратном спрегом може занемарити (израз (2.1)), може се узети да је јачина струје улазна величина у серворазводник. При томе се води рачуна, да њена вредност буде мања од јачине струје која одговара напону засићења струјног појачавача.

Обртни момент на котви услед дејства електромагнетних сила, рачуна се по:

$$T_{em} = \frac{r_k \cdot \mu_0 \cdot A_p}{x_{p0}^2} \cdot \frac{\left[ M_{lm} \cdot \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}} + k_{vn} \cdot N \cdot (1 + k_{mre}) \cdot i^* \right] \cdot \left( M_{lm} + k_{vn} \cdot N \cdot \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}} \cdot i^* \right)}{\left[ 1 - \left( \frac{r_k \cdot \theta}{x_{p0}} \right)^2 + k_{mre} \right]^2}, \quad (4.1)$$

где је  $i^* = i$ , код паралелне и редне и  $i^* = \Delta i$ , код диференцијалне везе намотаја.

Блок закретања склопа котве, описује се следећим изразима:

$$T_{em} = \begin{cases} J_k \cdot \ddot{\theta} + T_{tr} + T_{cev} + F_h \cdot l_m + (T_{ops}), & |x| < x_0, \\ J_k \cdot \ddot{\theta} + T_{tr} + T_{cev} + F_h \cdot l_m + (T_{ops}) + T_{uoptm}, & |x| \geq x_0, \end{cases} \quad (4.2)$$

где су:

- обртни момент услед трења:

$$T_{tr} = k_{tr} \cdot \dot{\theta}, \quad (4.3)$$

- обртни момент услед деформације еластичне цевчице:

$$T_{cev} = \frac{B_{cev}}{l_{cev}} \cdot \theta, \quad (4.4)$$

- резултантна сила млазева радне течности:

$$F_h = (p_{1L} - p_{1D}) \cdot \frac{d_m^2 \cdot \pi}{4} + 8 \cdot \pi \cdot \left[ K_{mL}^2 \cdot (x_0 - x)^2 \cdot (p_{1L} - p_{1R}) - K_{mD}^2 \cdot (x_0 + x)^2 \cdot (p_{1D} - p_{1R}) \right], \quad (4.5)$$

- обртни момент услед удара одбојне плочице у млазник:

$$T_{uoptm} = k_{optm} \cdot (|x| - x_0) \cdot \text{sgn}(x) \cdot l_m, \quad (4.6)$$

- обртни момент услед деформације одбојне плочице:

$$T_{ops} = \begin{cases} 0 & |y + x + l_{ops} \cdot \varphi| < zaz_k, \\ K_{ops} \cdot [y + x + l_{ops} \cdot \varphi - zaz_k \cdot \text{sgn}(y + x + l_{ops} \cdot \varphi)] \cdot l_{ops} & |y + x + l_{ops} \cdot \varphi| \geq zaz_k. \end{cases} \quad (4.7)$$

У изразима (4.5), (4.6) и (4.7), померање врха одбојне плочице, рачуна се по:

$$x = \theta \cdot l_m - F_h \cdot \left( \frac{l_{op}^3}{3 \cdot B_{op}} + \frac{l_{cev}^3}{12 \cdot B_{cev}} \right), \quad (4.8)$$

а у изразу (4.6), нагиб одбојне плочице:

$$\varphi = \theta - \frac{F_h \cdot l_{op}^2}{2 \cdot B_{op}}. \quad (4.9)$$

Коефицијенти протока левог и десног млазника (променљивог пригушног отвора), који фигуришу у изразу (4.5), могу се одредити као функције одговарајућих Рејнолдсових бројева, уз помоћ дијаграма са слике 2.14.

Блок који описује струјање радне течности кроз простор првог степена хидрауличног појачања, одређују следећи изрази:

$$\dot{V}_{oL} = \dot{V}_{mL} + A_k \cdot \dot{y} - \frac{\pi \cdot d_k \cdot \delta r^3}{12 \cdot \eta \cdot l_{kpk}} \cdot \left( 1 + \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{e}{\delta r} \right)^2 \right) \cdot (p_s - p_{1L}) + \frac{V_{10}}{\beta_{st}} \cdot \frac{dp_{1L}}{dt}, \quad (4.10)$$

$$\dot{V}_{oD} = \dot{V}_{mD} - A_k \cdot \dot{y} - \frac{\pi \cdot d_k \cdot \delta r^3}{12 \cdot \eta \cdot l_{kpk}} \cdot \left( 1 + \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{e}{\delta r} \right)^2 \right) \cdot (p_s - p_{1D}) + \frac{V_{10}}{\beta_{st}} \cdot \frac{dp_{1D}}{dt}, \quad (4.11)$$

$$\dot{V}_{mL} + \dot{V}_{mD} = \dot{V}_{oR} + \frac{V_{1R}}{\beta_{st}} \cdot \frac{dp_{1R}}{dt}, \quad (4.12)$$

где су:

- запремински протоци кроз константне пригушне отворе првог степена:

$$\dot{V}_{oL} = K_{oL} \cdot \frac{d_{oLD}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_s - p_{1L}}, \quad (4.13)$$

$$\dot{V}_{oD} = K_{oD} \cdot \frac{d_{oLD}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_s - p_{1D}}, \quad (4.14)$$

$$\dot{V}_{oR} = K_{oR} \cdot \frac{d_{oR}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{1R} - p_r}, \quad (4.15)$$

- запремински протоци кроз променљиве пригушне отворе првог степена:

$$\dot{V}_{mL} = K_{mL} \cdot d_m \cdot \pi \cdot (x_0 - x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{1L} - p_{1R}}, \quad (4.16)$$

$$\dot{V}_{mD} = K_{mD} \cdot d_m \cdot \pi \cdot (x_0 + x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{1D} - p_{1R}}. \quad (4.17)$$

Већ је напоменуто, да се коефицијенти протока левог и десног променљивог пригушног отвора, који фигуришу у изразима (4.16) и (4.17), могу одредити уз помоћ дијаграма са слике 2.14. Коефицијенти протока константних пригушних отвора, који фигуришу у изразима (4.13) ÷ (4.15), могу се у функцији одговарајућих Рејнолдсових бројева, одредити уз помоћ дијаграма са слике 2.11, тј. помоћу израза (2.44) и (2.45).

Наведени изрази (4.10) ÷ (4.17), треба да омогуће израчунавање притисака радне течности у левом млазнику  $p_{1L}$ , десном млазнику  $p_{1D}$  и по излазу из млазника  $p_{1R}$ .

Међутим, њиховом имплементацијом у модел, добија се врло сложен систем диференцијалних једначина, који се није могао нумерички решити. Наиме, комбинација интегралења три притиска и алгебарске петље, неопходне да би се израчунало померање врха одбојне плочице  $x$  (израз (4.8)), није омогућавала добијање коректног нумеричког решења. С тога је изразе, који описују блок струјања радне течности кроз први степен хидрауличног појачања, требало упростити.

Пошто је уочено да највећу сметњу коректном решавању прави интегралење притисака, потребно је занемарити чланове који садрже њихове изводе, а то су протоци услед стишљивости радне течности. Један од разлога оправданости занемаривања запреминских протока услед стишљивости радне течности је релативно мала вредност запремина простора првог степена хидрауличног појачања, а самим тим и вредности ових протока. Истовремено, запремински проток услед стишљивости радне течности, занемарен је у простору извршног органа, па га је и у овом простору сасвим оправдано занемарити. Сем тога, поједини аутори из истих или другачијих разлога, занемарују ове чланове [61], [62], [144].

Овде ће се занемарити запремински протоци услед стишљивости радне течности у просторима левог и десног млазника. У простору одводног вода испред константног пригушника, неће бити занемарен запремински проток услед стишљивости, јер ту занемаривање овог протока компликује нумеричко решавање. У фази формирања модела, анализирани су модели са пуним изразом (4.12) и модели код којих је занемарена промена притиска  $p_{1R}$ . Није уочена значајна разлика у излазним резултатима, што индиректно потврђује оправданост занемаривања запреминских протока услед стишљивости у изразима (4.10) и (4.11).

Занемаривањем само запреминских протока услед стишљивости, од израза (4.10) и (4.11), добијају се релативно сложени алгебарски изрази, које треба додатно упростити. С тога, претпостављамо да су занемарљиви запремински протоци услед протицања радне течности кроз радијалне процепе између клипа и тела разводника, дефинисани изразима (4.11) и (4.12). Наиме, у равнотежном положају, у којем је  $p_{1L}=p_{1D}=p_{1LD0}$ , запремински протоци кроз леви и десни константни пригушни отвор су:

$$\dot{V}_{oL} = \dot{V}_{oD} = K_{oLD} \cdot \frac{d_{oLD}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_s - p_{1LD0}} \quad (4.18)$$

Истовремено, други сабирци са десне стране израза (4.10) и (4.11), тј. запремински протоци услед протицања радне течности кроз наведене процепе су:

$$\Delta \dot{V}_{cPL} = \Delta \dot{V}_{cPD} = \frac{\pi \cdot d_k \cdot \delta r^3}{12 \cdot \eta \cdot l_{kpk}} \cdot \left( 1 + \frac{3}{2} \cdot \left( \frac{e}{\delta r} \right)^2 \right) \cdot (p_s - p_{1LD0}) \quad (4.19)$$

Заменом вредности притиска напајања од  $p_s=210$  бар и вредности осталих физичких величина, које фигуришу у изразима (4.18) и (4.19), а чије су вредности дате у поглављу 3.3., добиће се:  $\dot{V}_{oL} = \dot{V}_{oD} = 3,05 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$  и  $\Delta \dot{V}_{cPL} = \Delta \dot{V}_{cPD} = 1,32 \cdot 10^{-8} \text{ m}^3/\text{s}$ , из чега се може закључити да су запремински протоци кроз наведене процепе занемарљиви.

Трећа претпоставка упрошћења наведених израза, односи се на коефицијенте протока константних и променљивих пригушних отвора. Претпоставићемо упрошћено, да су коефицијенти протока левог и десног променљивог пригушног отвора међусобно исти и једнаки коефицијенту протока ових отвора у равнотежном положају  $K_{mLD} = K_{mL} = K_{mD}$ . Такође, претпоставићемо упрошћено, да су и коефицијенти протока левог и десног константног пригушног отвора међусобно исти и једнаки



коэффициенту протока ових отвора у равнотежном положају  $K_{oLD} = K_{oL} = K_{oD}$ . Наведене претпоставке важе за случај малих промена Рејнолдсових бројева, односно притисака у млазницима и хода врха одбојне плочице.

Након свих наведених упрошћавања, изрази (4.10) и (4.11), уз коришћење (4.13) и (4.16), тј. (4.14) и (4.17), могу се написати у облику:

$$K_{oLD} \cdot \frac{d_{oLD}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_s - p_{1L}} = K_{mLD} \cdot d_m \cdot \pi \cdot (x_0 - x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{1L} - p_{1R}} + A_k \cdot \dot{y}, \quad (4.20)$$

$$K_{oLD} \cdot \frac{d_{oLD}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_s - p_{1D}} = K_{mLD} \cdot d_m \cdot \pi \cdot (x_0 - x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_{1D} - p_{1R}} - A_k \cdot \dot{y}, \quad (4.21)$$

Квадрирањем левих и десних страна израза (4.20) и (4.21), могу се након сређивања добити коначни изрази за притиске радне течности у левом и десном млазнику, у облику:

$$p_{1L} = \frac{a_{LD}^2 \cdot p_s + b_L^2 \cdot p_{1R}}{a_{LD}^2 + b_L^2} + \frac{c_{LD}^2 \cdot (b_L^2 - a_{LD}^2)}{(a_{LD}^2 + b_L^2)^2} - \frac{2 \cdot a_{LD} \cdot b_L \cdot c_{LD}}{(a_{LD}^2 + b_L^2)^2} \cdot \sqrt{(a_{LD}^2 + b_L^2) \cdot (p_s - p_{1R}) - c_{LD}^2}, \quad (4.22)$$

$$p_{1D} = \frac{a_{LD}^2 \cdot p_s + b_D^2 \cdot p_{1R}}{a_{LD}^2 + b_D^2} + \frac{c_{LD}^2 \cdot (b_D^2 - a_{LD}^2)}{(a_{LD}^2 + b_D^2)^2} + \frac{2 \cdot a_{LD} \cdot b_D \cdot c_{LD}}{(a_{LD}^2 + b_D^2)^2} \cdot \sqrt{(a_{LD}^2 + b_D^2) \cdot (p_s - p_{1R}) - c_{LD}^2}, \quad (4.23)$$

где су:

$$a_{LD} = K_{oLD} \cdot \frac{d_{oLD}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}},$$

$$b_L = K_{mLD} \cdot d_m \cdot \pi \cdot (x_0 - x),$$

$$b_D = K_{mLD} \cdot d_m \cdot \pi \cdot (x_0 - x) \text{ и}$$

$$c_{LD} = A_k \cdot \dot{y}.$$

Блок који описује кретање разводног клипа, одређен је следећим изразима:

$$p_{1d} \cdot A_k = m_k \cdot \ddot{y} + k_{vir} \cdot \dot{y} + F_{str} + F_{sta} + (F_{ops}), \quad (4.24)$$

где су:

- разлика управљачких притисака првог степена:

$$p_{1d} = p_{1L} - p_{1D}, \quad (4.25)$$

- сила сувог трења:

$$F_{str} = \begin{cases} F_{strn} \cdot \text{sgn}(\dot{y}), & \dot{y} \neq 0, \\ p_{1d} \cdot A_k - F_{sta} - (F_{ops}), & \left| p_{1d} \cdot A_k - F_{sta} - (F_{ops}) \right| < F_{str0}, \\ F_{str0} \cdot \text{sgn}(p_{1d} \cdot A_k - F_{sta} - (F_{ops})), & \left| p_{1d} \cdot A_k - F_{sta} - (F_{ops}) \right| \geq F_{str0}, \end{cases} \quad \dot{y} = 0, \quad (4.26)$$

која је у динамичким и стационарним анализама, због проблема у интеграљењу, занемаривана као много мања од силе на клипу, коју ствара разлика управљачких притисака,

- реакција опруге повратне спреге:

$$F_{ops} = \begin{cases} 0 & \left| y + x + l_{ops} \cdot \varphi \right| < zaz_k, \\ K_{ops} \cdot \left[ y + x + l_{ops} \cdot \varphi - zaz_k \cdot \text{sgn}(y + x + l_{ops} \cdot \varphi) \right] & \left| y + x + l_{ops} \cdot \varphi \right| \geq zaz_k, \end{cases} \quad (4.27)$$

Аксијална компонента силе услед струјања радне течности (стационарна и нестационарна), уопштено се рачуна по обрасцу (2.155). У зависности од типа преклапања у нултом положају разводног клипа и режима рада анализираних серворазводника, могу се из уопштеног добити одговарајући посебни изрази. Други степен хидрауличног појачања посматраног серворазводника, изведен је са нултим преклапањем у нултом положају. Експериментално је анализирано понашање серворазводника за неоптерећени извршни орган. Притисци у водовима извршног органа су у том случају константни и једнаки:  $p_1 = p_2 = 0,5 \cdot (p_s + p_r)$  [56]. Претходни услови повлаче једнакост пригушних отвора 1 и 3, односно 2 и 4, на телу разводника и потпуну симетрију струјања радне течности кроз исте (слика 2.33). То има за последицу једнакост коефицијената протока, коефицијената контракције и углова скретања радне течности, у пригушним отворима 1 и 3, односно 2 и 4. Изостављајући индекс  $i$  из наведених величина и занемарујући утицај радијалног зазора и радијуса управљачких ивица на клипу и чаури, за аксијалну компоненту силе услед струјања радне течности, може се писати:

$$F_{sta} = \frac{K_t^2}{K_c} \cdot f_t \cdot y \cdot \cos \alpha_t \cdot (p_s - p_r) + (l_{ot2} - l_{ot1}) \cdot K_t \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_s - p_r)} \cdot f_t \cdot \dot{y}, \quad (4.28)$$

где први сабирак са десне стране израза представља стационарну  $F_{sta\ s}$ , а други нестационарну аксијалну компоненту силе услед струјања радне течности  $F_{sta\ n}$ .

Коефицијент протока пригушних отвора на телу разводника, у функцији од одговарајућег Рејнолдсовог броја, одређује се уз помоћ дијаграма са слике 2.10. Угао скретања радне течности, може се одредити уз помоћ дијаграма са слике 2.32.

Струјање радне течности кроз пригушне отворе другог степена хидрауличног појачања, описује се изразима (2.129) и (2.130), односно изразом за запремински проток кроз серворазводник (2.136). Узимајући у обзир нулту вредност преклапања у нултом положају, вредности за притиске у водовима извршног органа:  $p_1 = p_2 = 0,5 \cdot (p_s + p_r)$  и већ поменути једнакост и симетричност струјања радне течности кроз пригушне отворе 1 и 3, тј. 2 и 4, за запремински проток кроз серворазводник, може се писати:

$$\dot{V}_{SR} = K_t \cdot f_t \cdot \left( \sqrt{(\delta r + r_{ik} + r_{ij})^2 + (|y| + r_{ik} + r_{ij})^2} - (r_{ik} + r_{ij}) \right) \cdot \text{sgn}(y) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\frac{p_s - p_r}{2}} - \dot{V}_{ct}, \quad (4.29)$$

где се проток унутрашњег цурења може израчунати решавањем квадратне једначине:

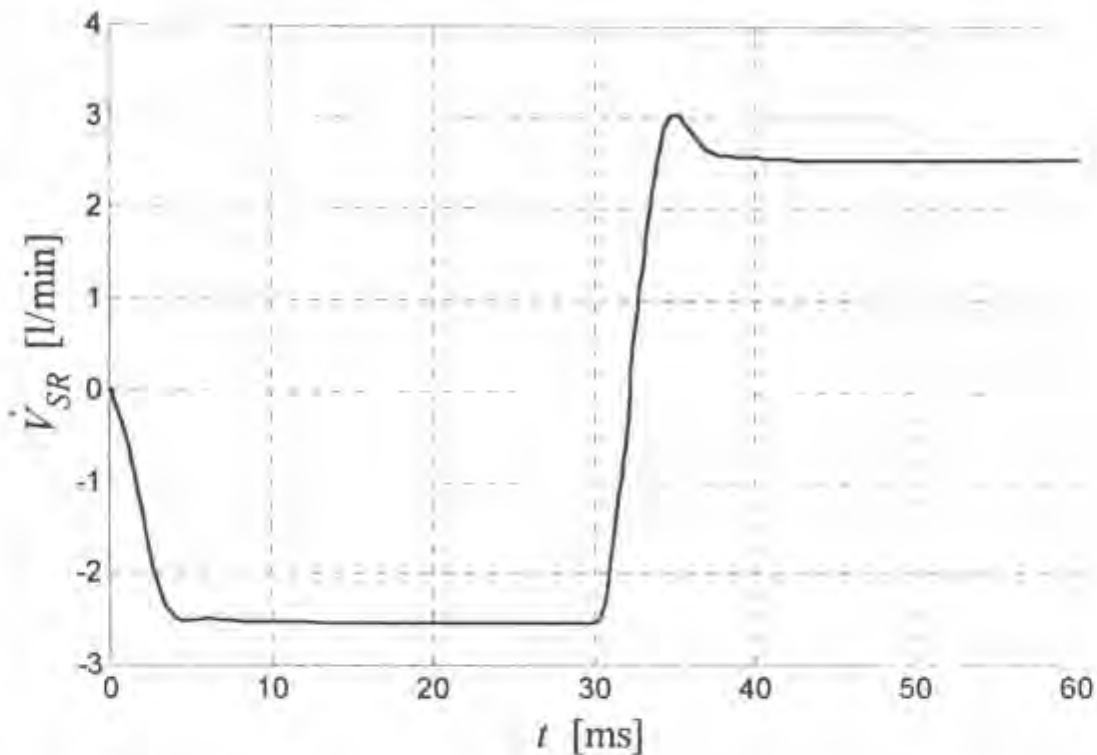
$$\dot{V}_{ct}^2 \cdot \frac{\rho}{2 \cdot K_t \cdot f_t^2 \cdot \delta r^2} - \dot{V}_{ct} \cdot \frac{12 \cdot \eta \cdot y}{f_t \cdot \delta r^3} - \frac{p_s - p_r}{2} = 0. \quad (4.30)$$

Систем диференцијалних једначина (4.1)÷(4.9), (4.12), (4.15)÷(4.17) и (4.22)÷(4.30), потпуно описује динамику двостепених електрохидрауличних серворазводника са механичком повратном спрегом, код кога су управљачке ивице на телу разводника изведене са нултим преклапањем у нултом положају. Користећи наведени систем једначина, написан је одговарајући Матлаб/Симулинк модел (приказан у прилогу Е), на основу кога је извршена нумеричка анализа понашања посматраног серворазводника ознаке В.31.210.12.1000.U2V из производног програма ППТ.

Нумеричка анализа је извођена за правоугаони улазни периодични сигнал учестаности 50/3 Hz, коришћењем више различитих Матлабових интеграционих метода са променљивим кораком интеграције за тзв. "круте" системе, као што су ODE23T (базирана на примени трапезоидног правила), ODE15S (базирана на примени

модификоване Гирсове (Gears) методе), ODE23S (базирана на модификованој Розенброковој (Rosenbrock) формули) и ODE23TB (имплицитна Рунге-Кута (Runge-Kutta) формула<sup>1</sup>). Резултати су у свим случајевима идентични и решења конвергирају практично истом брзином. Интервал интеграљења је био  $0 \div 0,6$  s, а изабрана је опција аутоматског избора вредности за: максимални и иницијални корак интеграције, и релативну и апсолутну толеранцију.

На слици 4.2, приказан је један од резултата нумеричке интеграције, за случај када је сигнал јачине струје  $i = \pm 20\% \cdot i_{max}$  и притисак напајања  $p_s = 210$  bar.



Слика 4.2 Резултати нумеричке интеграције за случај када је  $i = \pm 20\% \cdot i_{max}$  и  $p_s = 210$  bar

## 4.2. Анализа тачности нумеричког модела

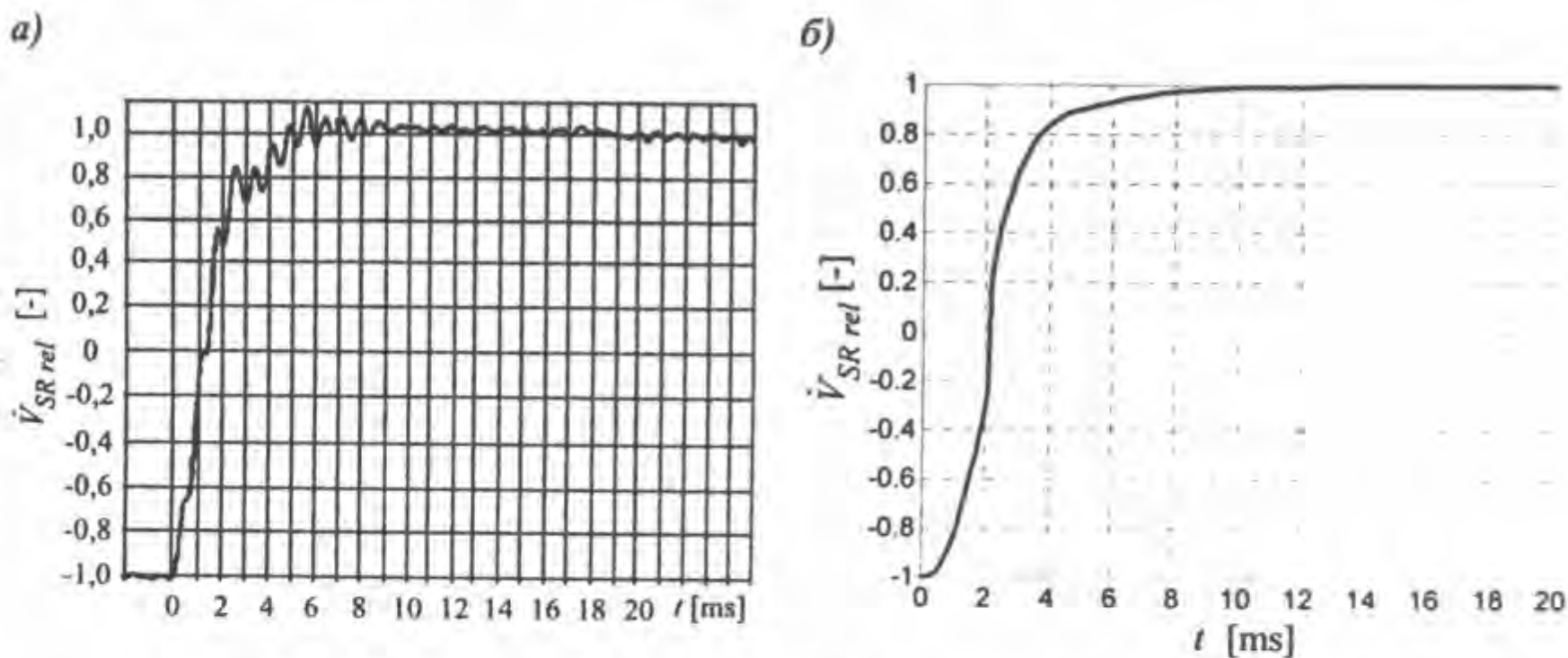
Да би се проверила тачност формираног модела, потребно је резултате нумеричке анализе упоредити са одговарајућим експерименталним. Експериментални резултати, добијени на дигиталном плотеру, приказују временске зависности напонског сигнала са давача брзине на клипу хидроцилиндра, који је пропорционалан протоку кроз серворазводник. Нумерички резултати приказују временске зависности запреминског протока кроз серворазводник (као на слици 4.2). Да би се са експерименталним резултатима могли поредити одговарајући нумерички, потребно је и једне и друге представити у релативном износу, у односу на стационарне вредности, одређене сигналом јачине струје  $i$ .

На сликама 4.3÷4.7, упоредо су приказани резултати нумеричке и експерименталне анализе, за неколико различитих сигнала јачине струје на улазу у моментни мотор и притисака напајања. Посматран је прелазни процес из стационарног стања, одређеног јачином струје вредности  $-i$ , у ново стационарно стање, одређено јачином струје вредности  $+i$ .

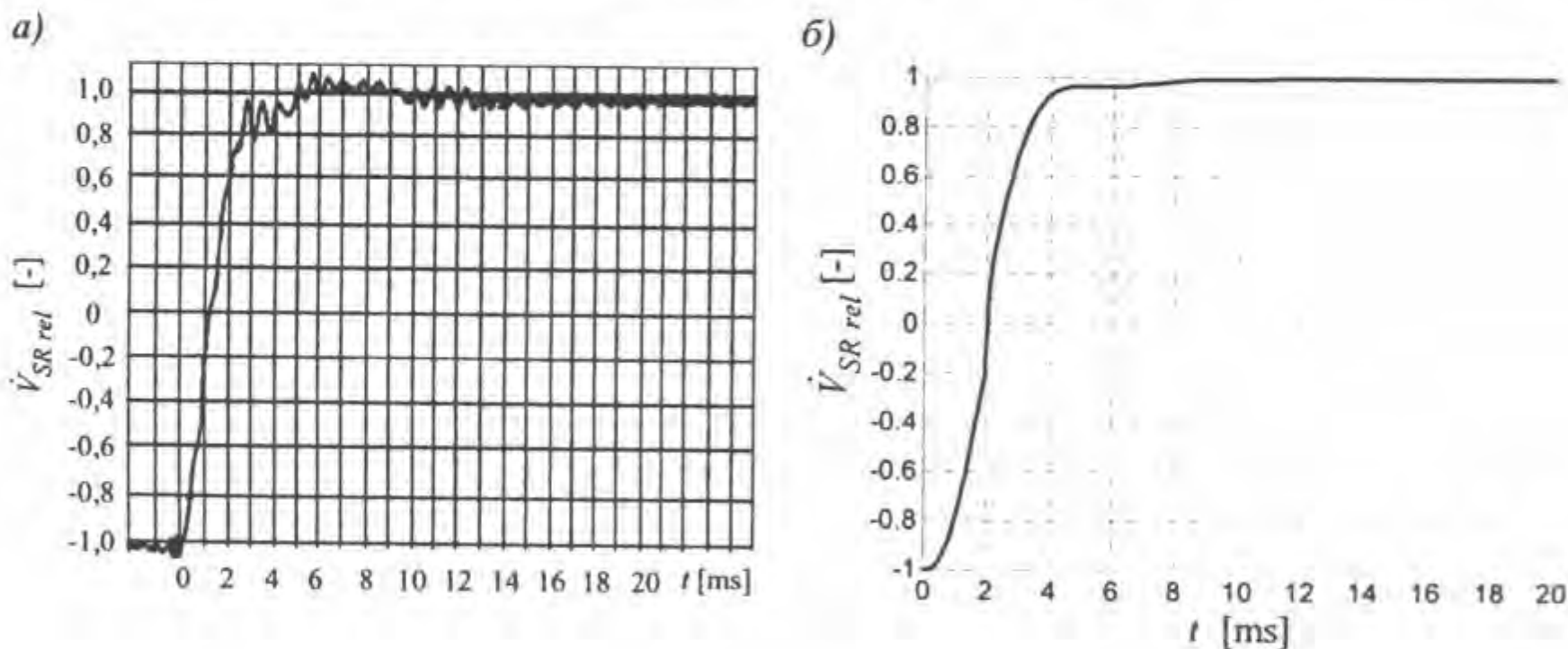
<sup>1</sup> Детаљније видети у упутству за Симулинк: *Using Simulink, Version 3*; налази се у фајлу: *sl\_using.pdf*, који се испоручује уз програмски пакет Матлаб: *Matlab ver. 5.3, The Math Work Inc.*



У случају када су сигнали јачине струје  $i$ , 5% и 10% од називног сигнала јачине струје  $i_{\max}$  и притисак напајања 210 bar, поклапање експеримента и симулације је очигледно (слике 4.3 и 4.4, респективно).



Слика 4.3 Упоредни приказ временске промене релативне вредности зајреминског пројекта кроз серворазводник, при преласку серворазводника из стационарног стања одређеног јачином струје  $i=5\% \cdot i_{\max}$ , у стационарно стање одређено јачином струје  $i=5\% \cdot i_{\max}$  за притисак напајања  $p_s=210\text{ bar}$   
 а) експериментално, б) нумерички добијена крива

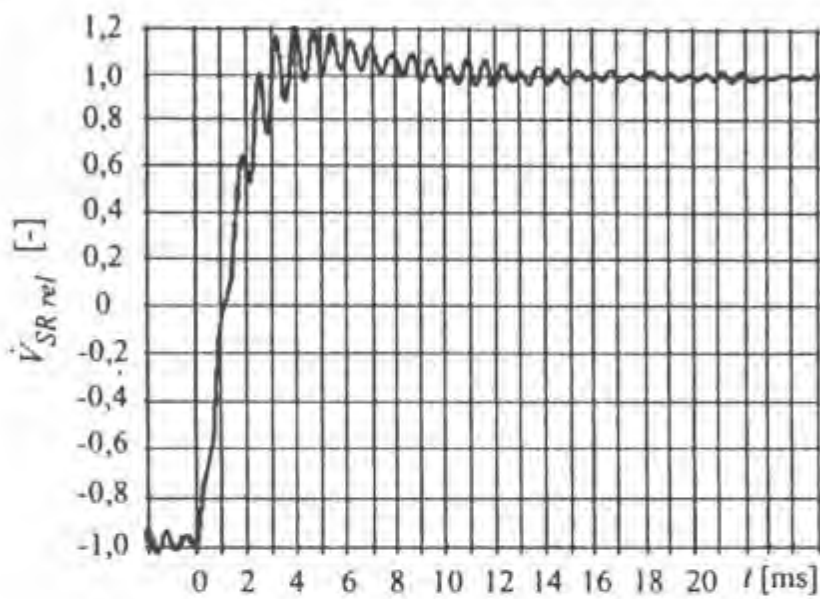


Слика 4.4 Упоредни приказ временске промене релативне вредности зајреминског пројекта кроз серворазводник, при преласку серворазводника из стационарног стања одређеног јачином струје  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , у стационарно стање одређено јачином струје  $i=10\% \cdot i_{\max}$  за притисак напајања  $p_s=210\text{ bar}$   
 а) експериментално, б) нумерички добијена крива

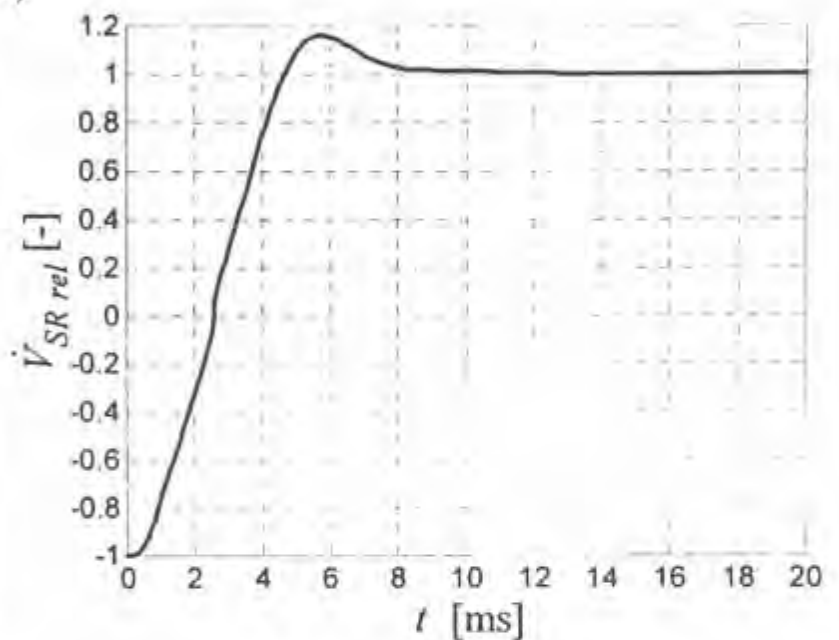
Незнатна одступања нумеричких од експерименталних резултата, јављају се у случајевима када је улазни сигнал јачине струје  $\pm 25\%$  од називне јачине струје, а притисци напајања 210 bar, 180 bar и 240 bar, респективно (слике 4.5, 4.6 и 4.7). Запажа се успоравање прелазног процеса код нумеричких резултата, као последица удара одбојне плочице о млазник, који се јавља при овом нивоу улазног склопа котве (4.2), јавља се додатни члан (4.6), који представља обртни момент услед удара одбојне

плочице у млазник. Математички израз за овај члан је интуитивно претпостављен. Његов задатак је само да ограничи даљи пораст хода одбојне плочице при интеграљењу диференцијалних једначина, док одређивање његове стварне вредности захтева темељнију анализу. Режији удара одбојне плочице о млазник су нежељени и мало вероватни Режији, који се правилним пројектовањем електрохидрауличног сервосистема, чији је серворазводник саставни елемент, могу елиминисати. На нумерички добијеним кривама (слике 4.5, 4.6 и 4.7), уочено је благо убрзавање прелазног процеса повећавањем притиска напајања. Сличан тренд се може наслутити и на експерименталним кривама, али се са сигурношћу не може потврдити. Разлог је постојање јаког шума неидентификованог порекла, који се јављао при мерењу, а није могао бити елиминисан.

а)

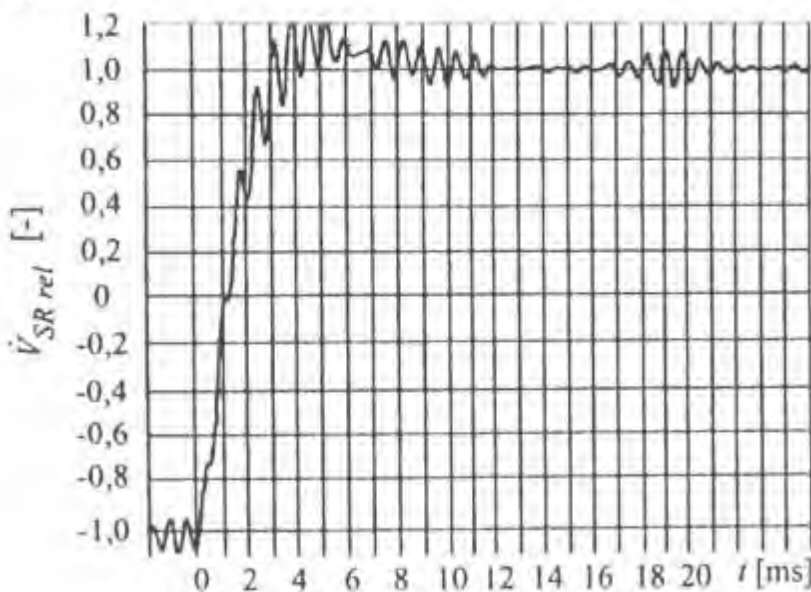


б)

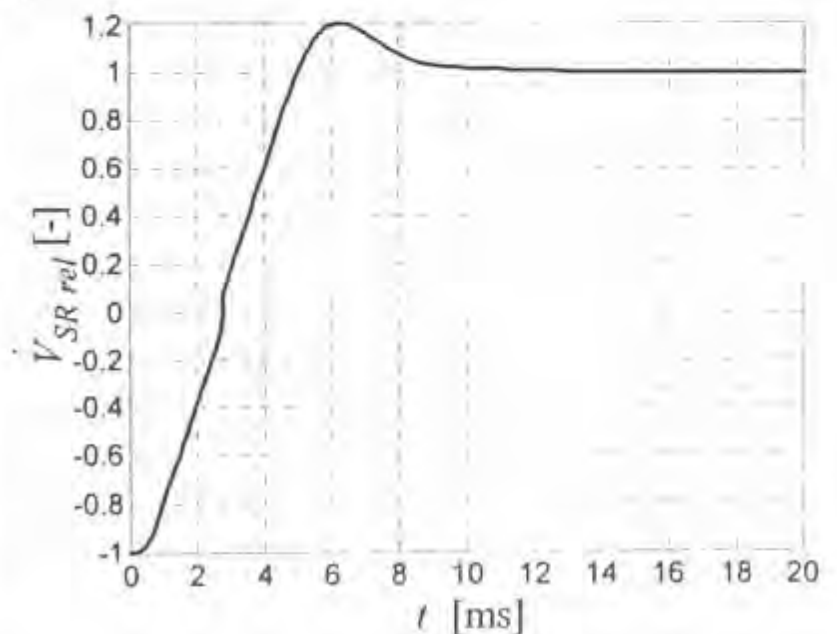


Слика 4.5 Упоредни приказ временске промене релативне вредности зајреминског притока кроз серворазводник, при преласку серворазводника из стационарног стања одређеног јачином струје  $i = -25\% \cdot i_{max}$ , у стационарно стање одређено јачином струје  $i = 25\% \cdot i_{max}$  за притисак напајања  $p_s = 210 \text{ bar}$   
а) експериментално, б) нумерички добијена крива

а)

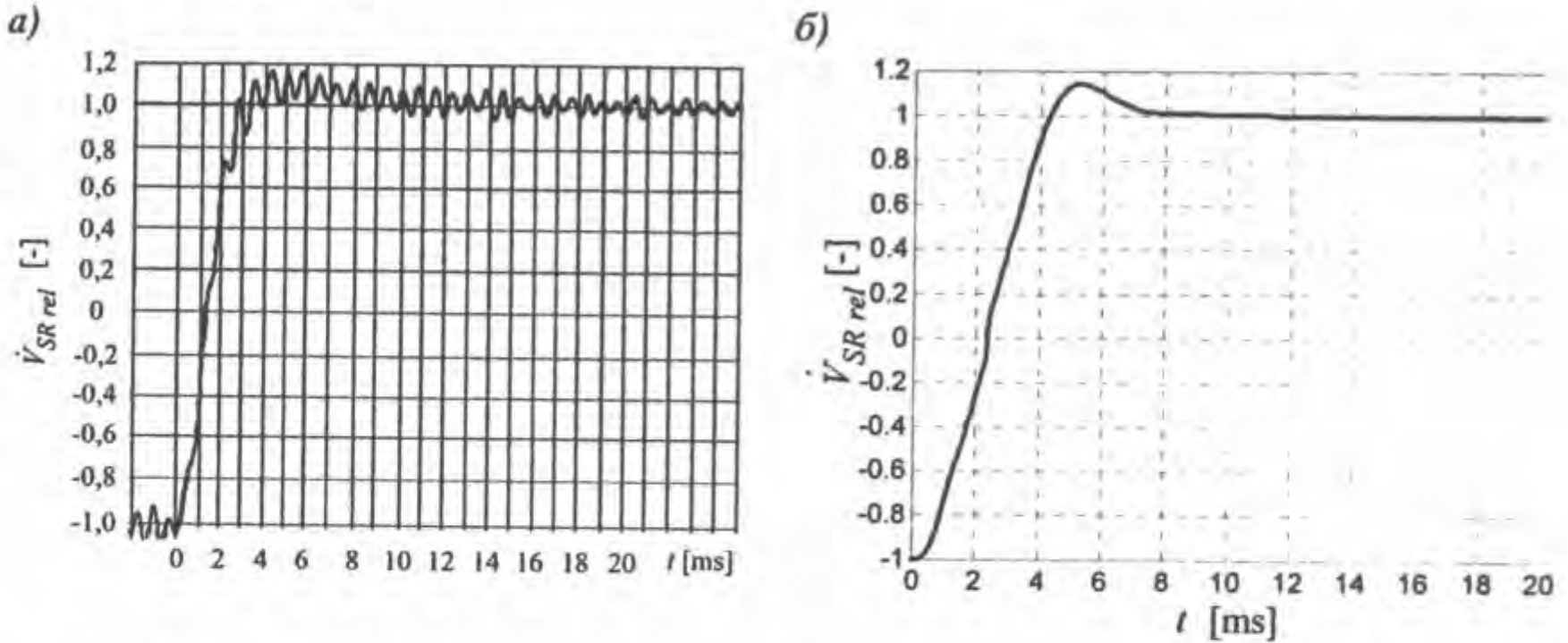


б)

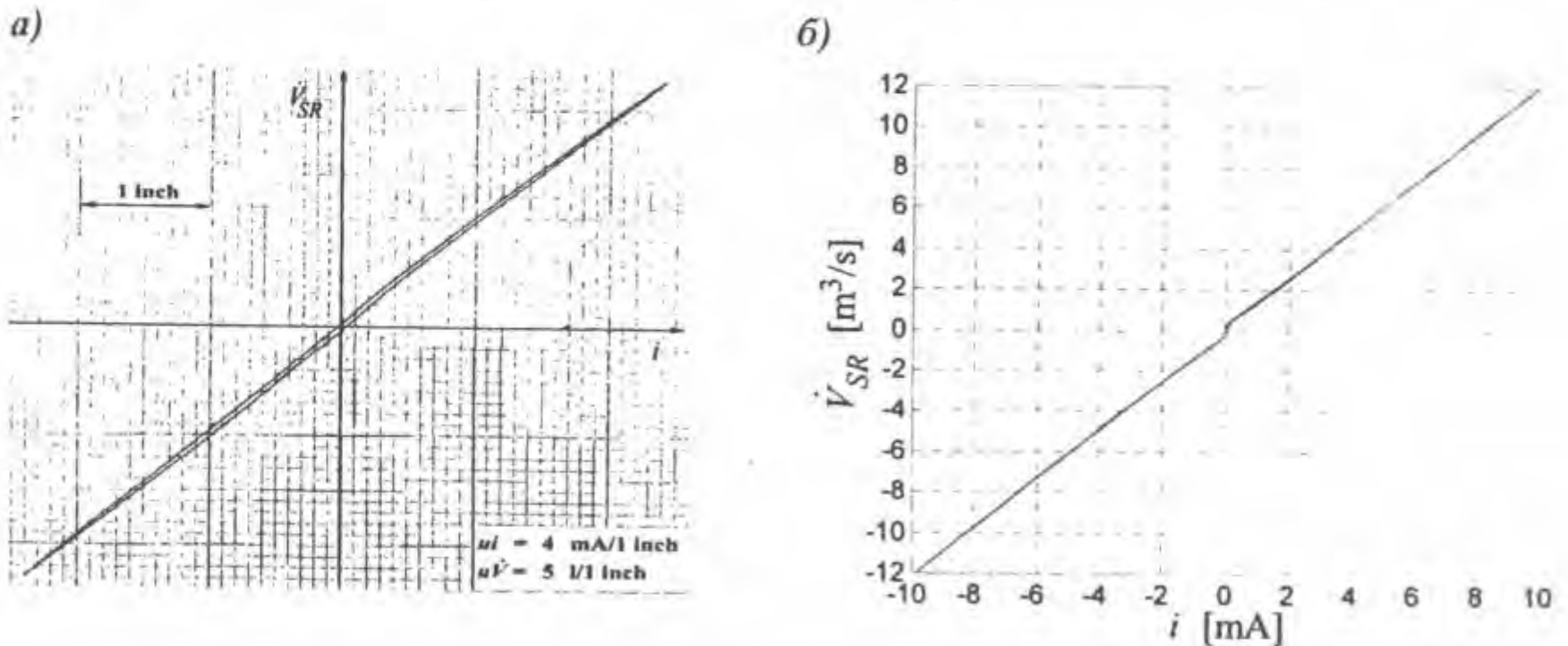


Слика 4.6 Упоредни приказ временске промене релативне вредности зајреминског притока кроз серворазводник, при преласку серворазводника из стационарног стања одређеног јачином струје  $i = -25\% \cdot i_{max}$ , у стационарно стање одређено јачином струје  $i = 25\% \cdot i_{max}$  за притисак напајања  $p_s = 180 \text{ bar}$   
а) експериментално, б) нумерички добијена крива

На слици 4.8, упоредо су приказане експериментално и нумерички добијене статичке карактеристике протока кроз серворазводник, за притисак напајања 210 bar и неоптерећени извршни орган. Као улазни сигнал, коришћен је периодични синусни сигнал јачине струје, амплитуде  $i_{max}$  и учестаности 1/16 Hz. Са слике 4.8, види се да је поклапање резултата симулације и експеримента одлично. Уочава се хистерезис и на нумерички добијеној криви запреминског протока. Хистерезисна петља на експерименталној криви је нешто ужа, јер хистерезис моментног мотора није узет у обзир при симулацији.



Слика 4.7 Упоредни приказ временске промене релативне вредности запреминског протока кроз серворазводник, при преласку серворазводника из стационарног стања одређеног јачином струје  $i = -25\% \cdot i_{max}$ , у стационарно стање одређено јачином струје  $i = 25\% \cdot i_{max}$  за притисак напајања  $p_s = 240 \text{ bar}$   
 а) експериментално, б) нумерички добијена крива



Слика 4.8 Упоредни приказ статичких карактеристика протока кроз серворазводник за притисак напајања  $p_s = 210 \text{ bar}$   
 а) експериментално, б) нумерички добијена крива

Из свега наведеног, може се закључити, да формиран математички (нумерички) модел довољно квалитетно описује понашање серворазводника у различитим радним условима, и да се може искористити за даљу анализу.



Д е о 5.

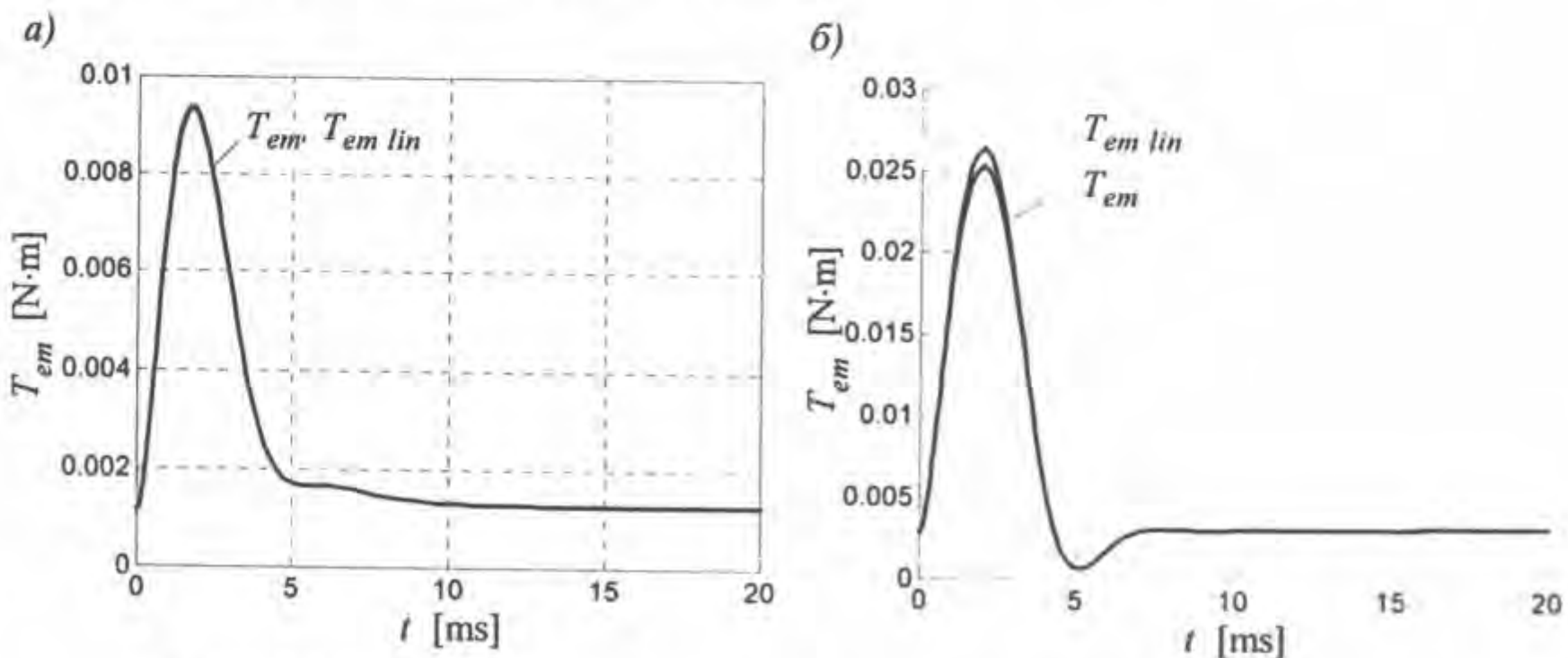
**РЕЗУЛТАТИ  
РАЗВИЈЕНОГ  
МАТЕМАТИЧКОГ  
МОДЕЛА**

Формирани математички (нумерички) модел, експериментално потврђен у претходном поглављу, предвиђа понашање двостепених електрохидрауличних серворазводника са повратном спрегом по положају клипа у широком опсегу радних режима. С тога се може искористити за разумевање и анализу различитих појава, као и физичких величина и параметара, који описују те појаве. Варирањем вредности величина и параметара из модела и анализом понашања серворазводника за сваку од тих вредности, може се открити њихов утицај на карактеристике посматраног серворазводника. Поред тога, овај модел се може користити и у фази пројектовања, јер сви параметри у њему имају физичку природу. Тиме се могу релативно једноставно добити серворазводници са карактеристикама које одговарају различитим пројектним захтевима.

Да би се извршиле поменуте анализе, нумерички ће се моделирати временски одзиви посматраног серворазводника произвођача ППТ, ознаке В.31.210.12.1000.U2V, за улазни сигнал типа одскочне функције, из стационарног стања одређеног нултом јачином струје, у стационарно стање одређено јачином струје  $i$ . Анализе су вршене за две карактеристичне вредности сигнала јачине струје  $i$  - 10% и 25% од називног  $i_{\max}$ . У свим анализама притисак напајања радне течности, био је  $p_s = 210 \text{ bar}$ .

## 5.1. Временске зависности релевантних унутрашњих карактеристика серворазводника и њихова анализа

У наредном тексту, анализираће се временске промене појединих физичких величина и параметара (тзв. унутрашње карактеристике), за поменути улазни сигнал јачине струје типа одскочне функције, да би се што боље разумеле појаве описане овим физичким величинама и параметрима.

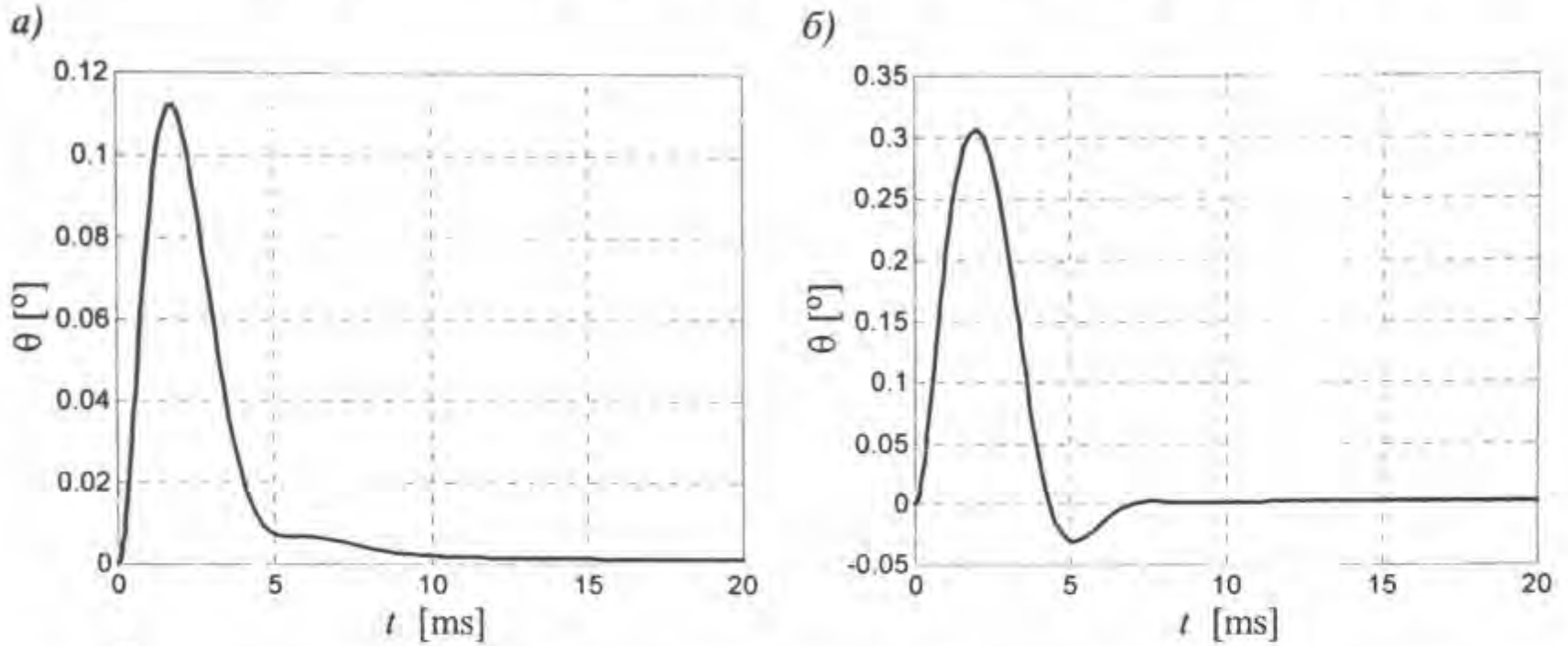


Слика 5.1 Временске промене момената услед електромагнетних сила за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$

а)  $i = 10\% \cdot i_{\max}$ , б)  $i = 25\% \cdot i_{\max}$

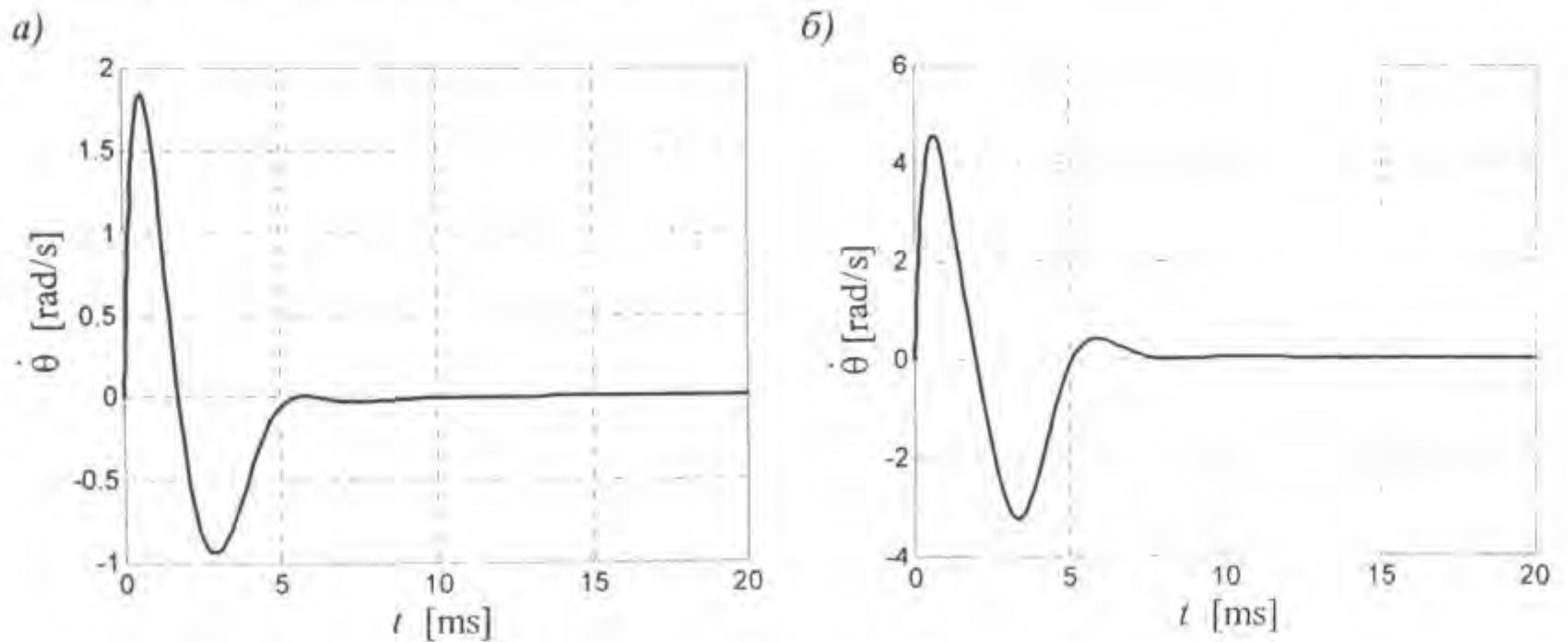
На слици 5.1, приказане су временске промене обртног момента услед електромагнетних сила  $T_{em}$ , као обртног момента који изазива закретање склопа котве. Почетна вредност обртног момента, за  $t=0$  је одређена вредношћу јачине струје

одскочног сигнала на улазу. Да би се обезбедило брзо закретање склопа котве, овај обртни момент брзо и значајно расте, а затим пада на константну вредност, која одређује ново стационарно стање. Промена обртног момента  $T_{em}$  за  $i=25\% \cdot i_{max}$  је знатнија, јер су знатније и промене угла закретања склопа котве. У том случају, за временско подручје око 5 ms, вредност  $T_{em}$  је мања и од стационарне вредности ( $t \rightarrow \infty$ ), јер се у том подручју котва закреће на другу страну, што се види на слици 5.2 - б).



Слика 5.2 Временске промене угла закретања склопа котве за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$  а)  $i=10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{max}$

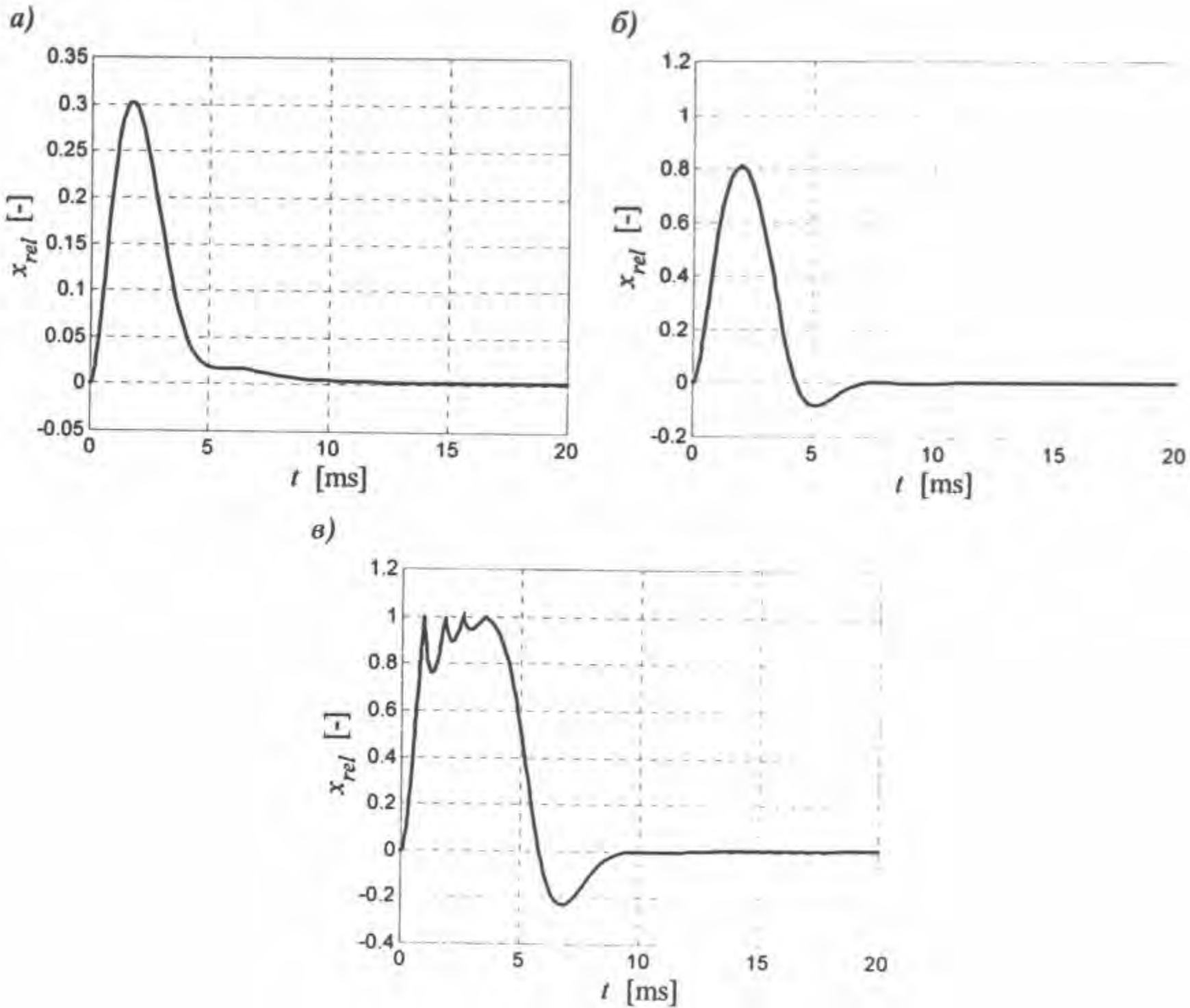
Поред временске карактеристике обртног момента  $T_{em}$ , на слици 5.1, упоредо је приказана и временска карактеристика истог обртног момента рачунатог линеарним моделом  $T_{em lin}$ , по изразу (2.30). Са слике се види, да за нижи ниво улазног сигнала (слика 5.1 - а), у целокупном времену трајања прелазног процеса, практично нема разлике између  $T_{em}$  и  $T_{em lin}$ . Незнатна разлика, запажа се код вишег нивоа улазног сигнала (слика 5.1 - б), за релативно велике углове закретања склопа котве. Може се ипак закључити, да у посматраним режимима линеарни модел довољно тачно описује обртни момент услед електромагнетних сила.



Слика 5.3 Временске промене угаоне брзине закретања склопа котве за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$  а)  $i=10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{max}$



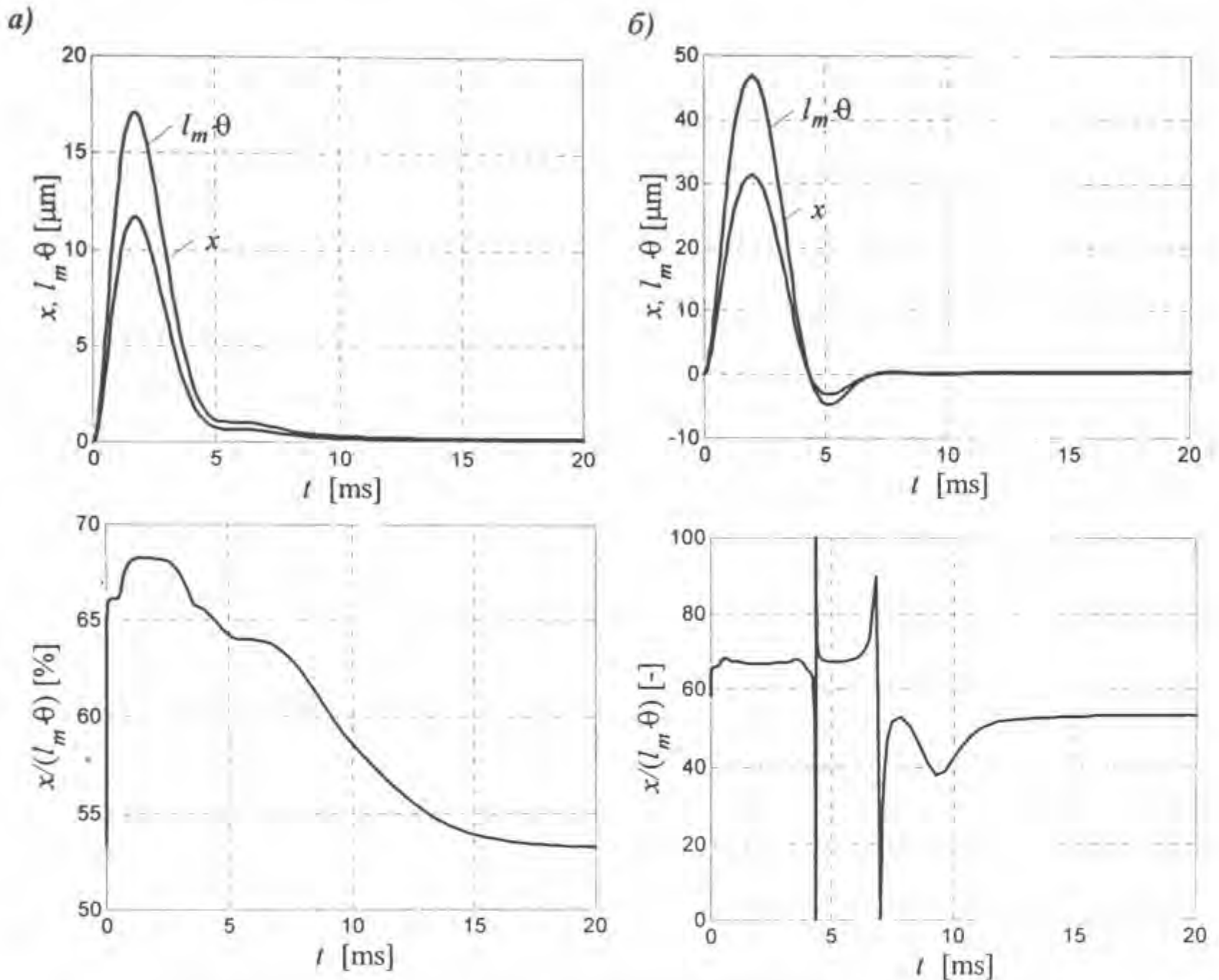
Временске карактеристике угла закретања  $\theta$  (слика 5.2), показују сличан тренд као временске карактеристике  $T_{em}$ . Након наглог пораста, насталог услед велике угаоне брзине склопа котве у почетној фази прелазног процеса (слика 5.3), угао закретања се стабилизује на стационарну вредност, неопходну да се уравни тежи обртни момент услед деформације опруге повратне спреге  $T_{opr}$  (израз 2.89). Са слике се види да су углови закретања склопа котве много мањи од  $1^\circ$ . То се посебно односи за стационарни режим.



Слика 5.4 Временске промене релативног хода врха одбојне плочице за одскачни улазни сигнал јачине  $i$  сирује  $i$   
 а)  $i=10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{max}$ , в)  $i=50\% \cdot i_{max}$

Пошто је претпостављено да се, при закретању склопа котве, еластична линија еластичне цевчице може апроксимирати статичком еластичном линијом, то су у прелазним режимима графици временских промена угла закретања  $\theta$  и хода врха одбојне плочице геометријски слични, што се може и уочити са графика временских промена релативног хода  $x_{rel}$  (слика 5.4 - а) и б)). На слици 5.4 - в) је приказана зависност  $x_{rel}(t)$ , за улазни сигнал  $i=50\% \cdot i_{max}$ , где се види да одбојна плочица удара о млазник. На слици се, при удару, запажа "подрхтавање" одбојне плочице, настало као резултат укључивања обртног момента услед деформације при удару одбојне плочице

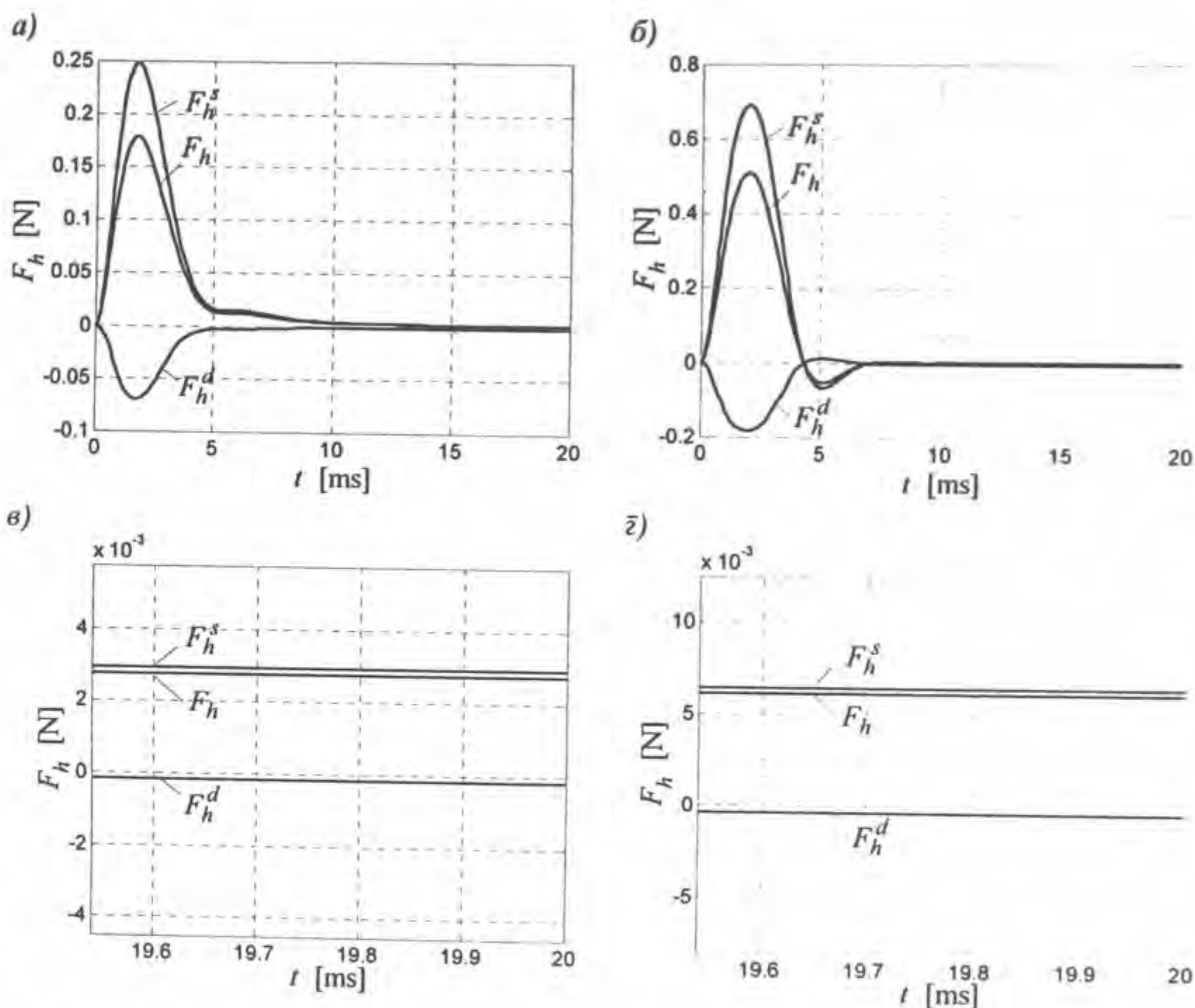
о млазник, у израз за динамику склопа котве (2.120). Дискутабилно је да ли се оваква појава дешава у стварности или се одбојна плочица "лепи" за млазник. Ови режими, за које је у претходном поглављу већ речено да су нежељени и ретки, захтевају додатну анализу.



Слика 5.5 Упоредни приказ временских промена хода врха одбојне плочице  $x$  и  $l_m \cdot \theta$  за одскочни улазни сигнал јачине  $i$  сируже  $i$   
 а)  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{\max}$

Већина аутора занемарује утицај савијања еластичне цевчице и одбојне плочице, односно сматра да померање врха одбојне плочице настаје само због закретања склопа котве. У том случају померање врха одбојне плочице  $x$ , не би се рачунало по изразу (2.112), већ би било једнако производу  $l_m \cdot \theta$ . Анализом упоредног приказа ових величина и њиховог односа  $x/(l_m \cdot \theta)$  (слика 5.5), може се запазити да је разлика значајна и да је стварна вредност померања врха одбојне плочице увек знатно мања од производа  $l_m \cdot \theta$ . Скокови наведеног односа на десном доњем графику за  $t \approx 5$  ms и  $t \approx 7$  ms, јављају се при промени смера хода одбојне плочице, када  $x$  и  $l_m \cdot \theta$  имају занемариво мале вредности, и не треба их посебно анализирати. За стационарне режимо, овај однос има вредности нешто веће од 50%. На горњим графицима, запажају се и врло мала померања врха одбојне плочице у стационарним режимима, која су  $< 1 \mu\text{m}$ .

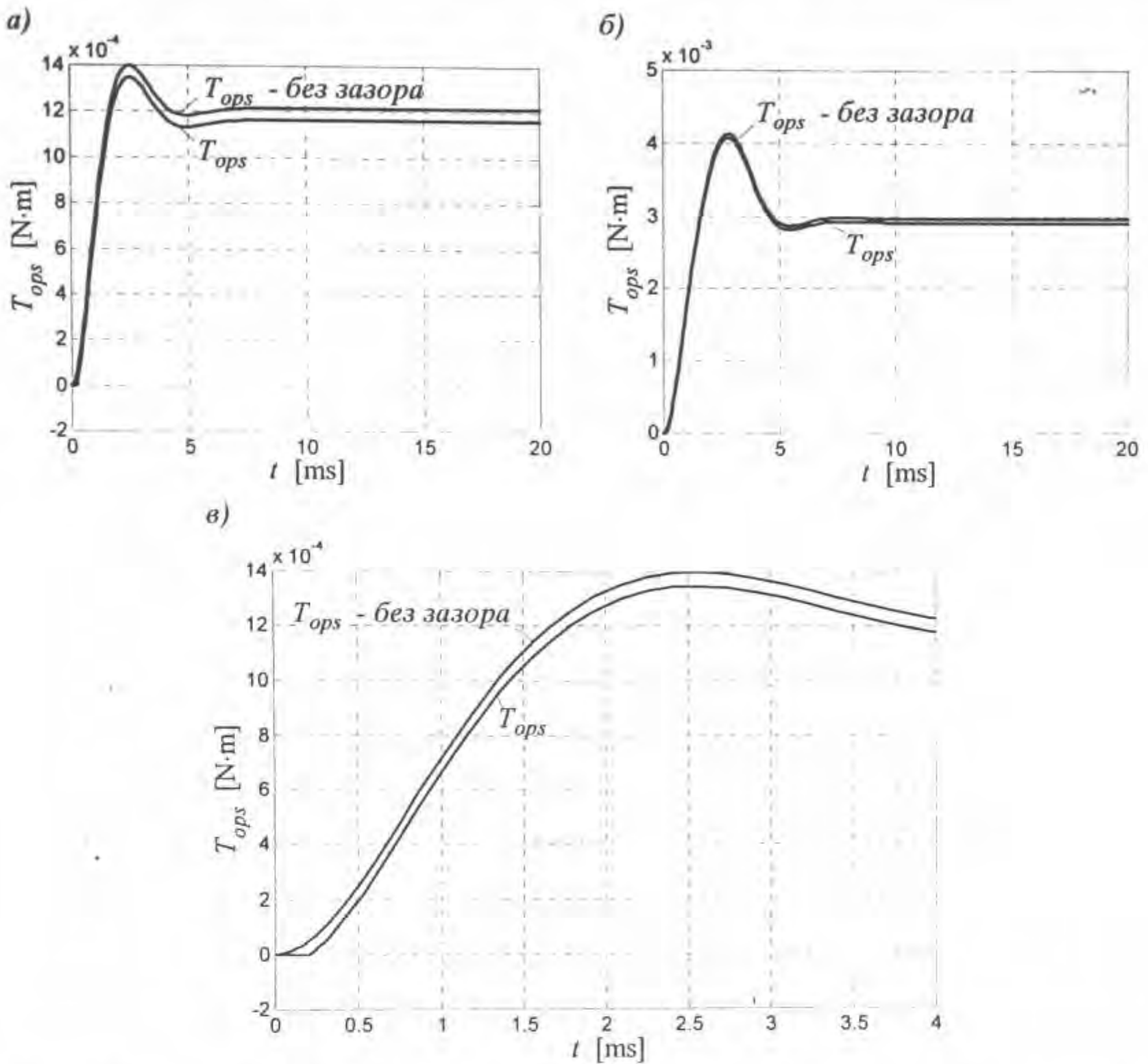
Интересантно је анализирати резултантну силу млазева радне течности, за коју је, у одељку 2.3.4.3, показано да се јавља као последица разлике притисака у млазницама и запреминских протока радне течности кроз те млазнице. Резултантна сила млазева која је последица запреминских протока  $F_h^d$ , има дестабилизирајуће дејство на кретање склопа котве. Ипак, њен утицај је много мањи од утицаја резултантне силе млазева која је последица разлике притисака  $F_h^s$ , тако да је дејство резултантне силе млазева  $F_h$ , стабилизирајуће у свим радним режимима (слика 5.6).



Слика 5.6 Упоредни приказ резултантне силе млазева радне течности и њених компоненти за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$  временске зависности за: а)  $i = 10\% \cdot i_{\max}$ , б)  $i = 25\% \cdot i_{\max}$ , стационарне вредности за: в)  $i = 10\% \cdot i_{\max}$ , в̄)  $i = 25\% \cdot i_{\max}$

Да би се анализирао утицај зазора између куглице опруге повратне спреге и разводног клипа, на слици 5.7, упоредо су приказане временске зависности обртног момента услед деформације опруге повратне спреге  $T_{ops}$  и истог обртног момента, код којег је занемарен утицај поменутог зазора  $T_{ops}$  - без зазора. Стварна вредност обртног момента  $T_{ops}$ , нешто је мања због постојања зазора. Постојање зазора условљава да  $T_{ops}$  почиње да расте, тек након што разводни клип пређе растојање једнако дужини зазора, тј. тек када дође до контакта куглице и клипа (као на слици 5.7 - в). Разлика између  $T_{ops}$  и  $T_{ops}$  - без зазора, очигледнија је за нижи ниво улазног сигнала јачине струје. Стационарна вредност  $T_{ops}$ , одговара стационарној вредности  $T_{em}$ .

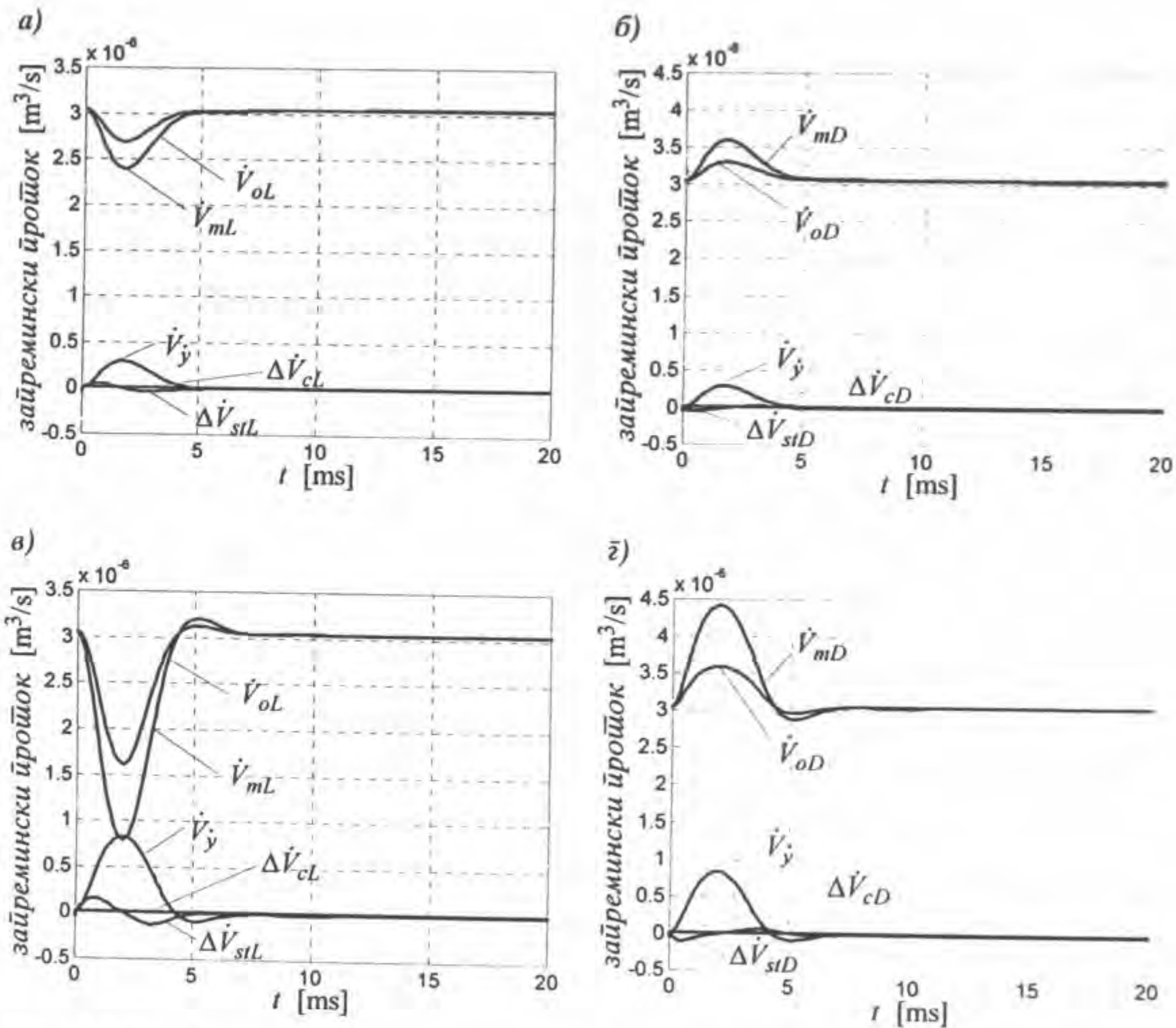




Слика 5.7 Упоредни приказ временских промена обрћеног момената услед деформације ојруже повраћене сиреџе са узимањем и без узимања у обзир ушцаја величине зазора на урезу у клипу  
 а)  $i=10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{max}$ , в) увећан поочешак прелазног процеса за  $i=10\% \cdot i_{max}$

На слици 5.8, приказане су временске зависности запреминских протока кроз просторе леве, односно десне, коморе хидрауличног моста првог степена хидрауличног појачања. Запремински протоци: кроз константне пригушне отворе, кроз променљиве пригушне отворе и услед протицања радне течности кроз радијалне процепе између клипа и тела разводника, рачунати су коришћењем израчунатих вредности притисака у левом и десном млазнику, израчунатих по изразима (4.22) и (4.23). Диференцирањем поменутих притисака, рачунати су запремински протоци услед стишљивости радне течности у левој и десној комори ( $\Delta \dot{V}_{stL}$  и  $\Delta \dot{V}_{stD}$ ). Са дијаграма се види да је занемаривање запреминских протока услед протицања радне течности кроз радијалне процепе између крајњег левог (десног) појаса на клипу и тела разводника ( $\Delta \dot{V}_{cl}$  и  $\Delta \dot{V}_{cd}$ ) потпуно оправдано. Запремински протоци услед стишљивости радне течности, такође су занемарљиви, сем у почетном временском интервалу ( $\ll 1$  ms), када су

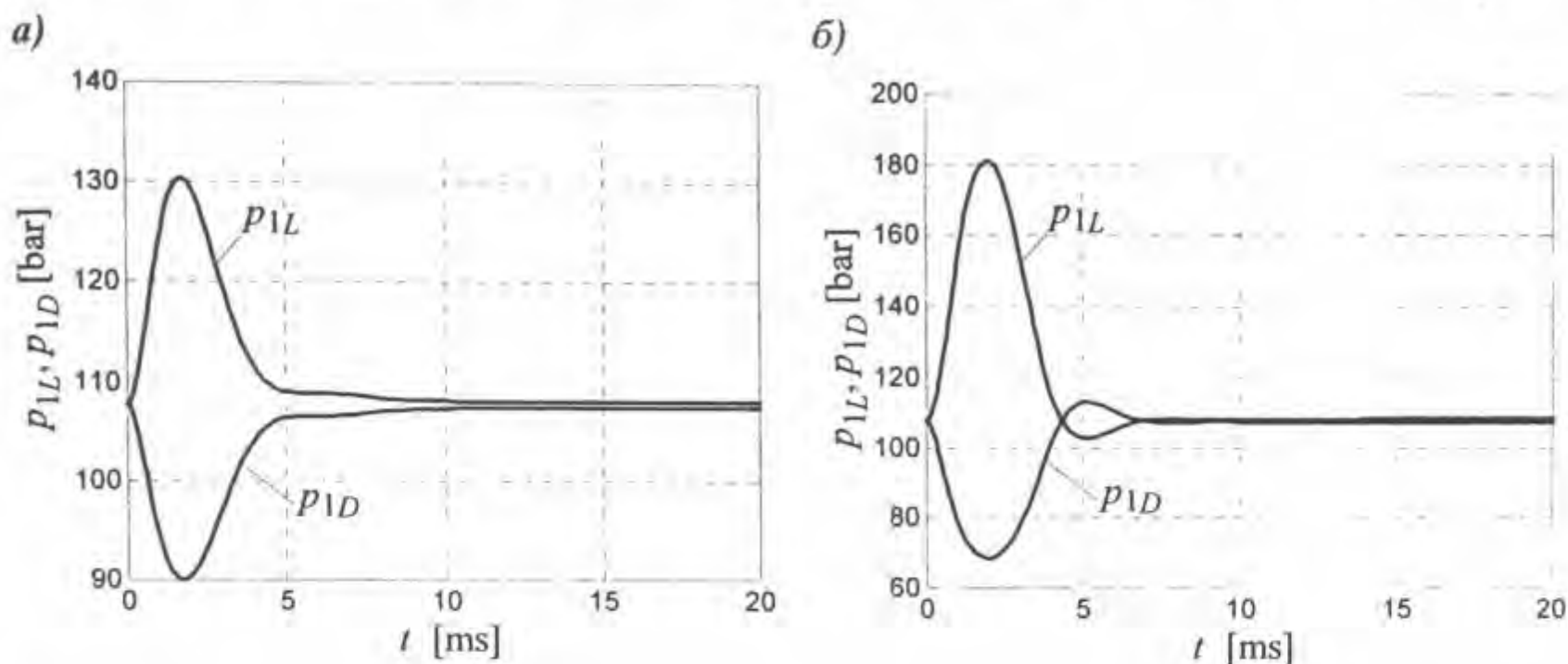
упоредиви са запреминским протоком услед кретања разводног клипа другог степена ( $\dot{V}_y$ ). Занимљиво је да се и запремински проток услед кретања разводног клипа може, без веће грешке, занемарити у посматраном прелазном процесу. Изузетак су режими максималних брзина разводног клипа, за виши ниво улазног сигнала јачине струје ( $i=25\% \cdot i_{\max}$ ). То се посебно односи на струјање кроз леву комору (слика 5.8 - в), када запремински проток кроз леви млазник, постаје једнак запреминском протоку услед кретања разводног клипа.



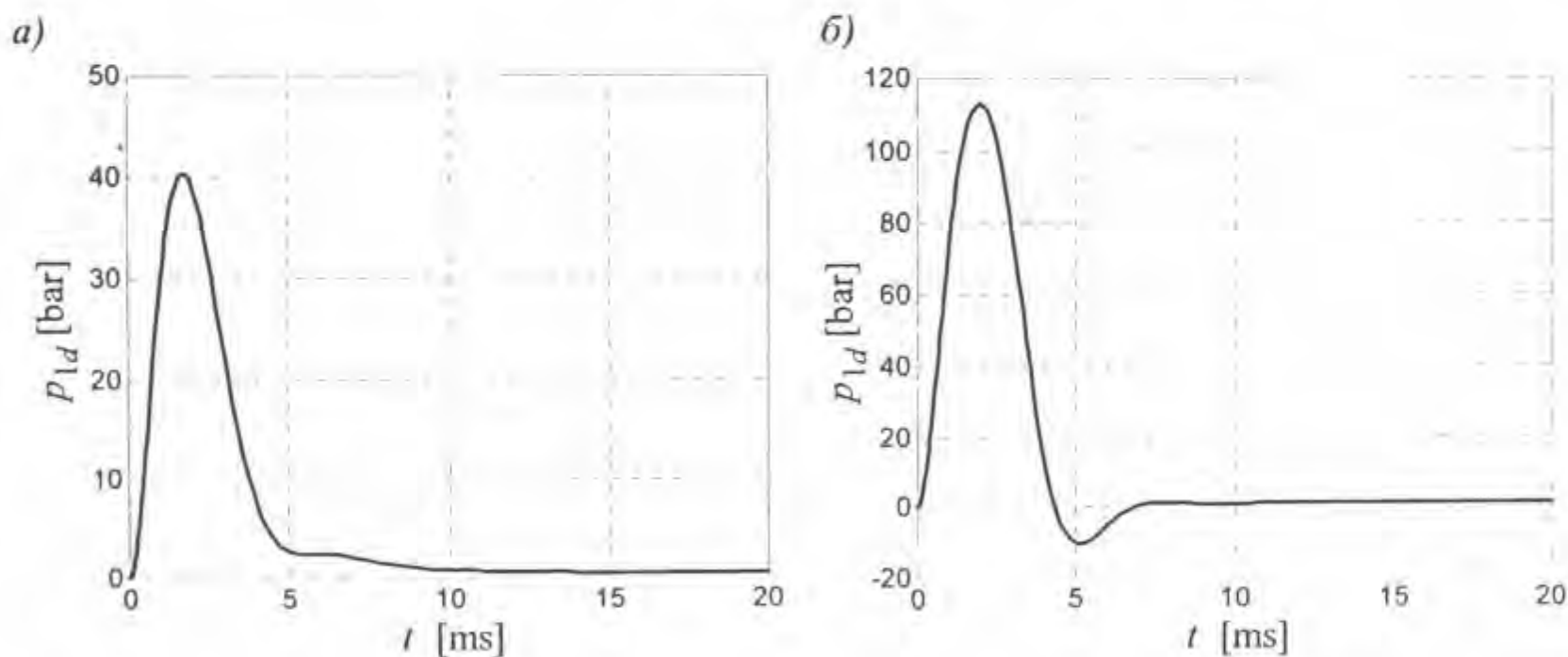
Слика 5.8 Упоредни приказ временских зависности запреминских протока првог степена хидрауличног појачања за одсечно улазни сигнал јачине струје  $i$   
 а) кроз леву комору -  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , б) кроз десну комору -  $i=10\% \cdot i_{\max}$ ,  
 в) кроз леву комору -  $i=25\% \cdot i_{\max}$ , з) кроз десну комору -  $i=25\% \cdot i_{\max}$ .

Са дијаграма временских карактеристика управљачких притисака првог степена хидрауличног појачања, тј. притисака у левом и десном млазнику (слика 5.9), запажа се да притисак у левом млазнику (млазнику ка коме се креће одбојна плочица) расте, а да притисак у десном млазнику (млазнику од кога се креће одбојна плочица) опада, у односу на вредност ових притисака у равнотежном положају. Промена притиска у левом млазнику је знатнија од промене притиска у десном млазнику, што је нарочито

очљиво за случај вишег нивоа улазног сигнала јачине струје. Разлика ових управљачких притисака је  $p_{1d}$ , чија временска зависност, приказана на слици 5.10, има исти квалитативни тренд као временска зависност померања врха одбојне плочице.



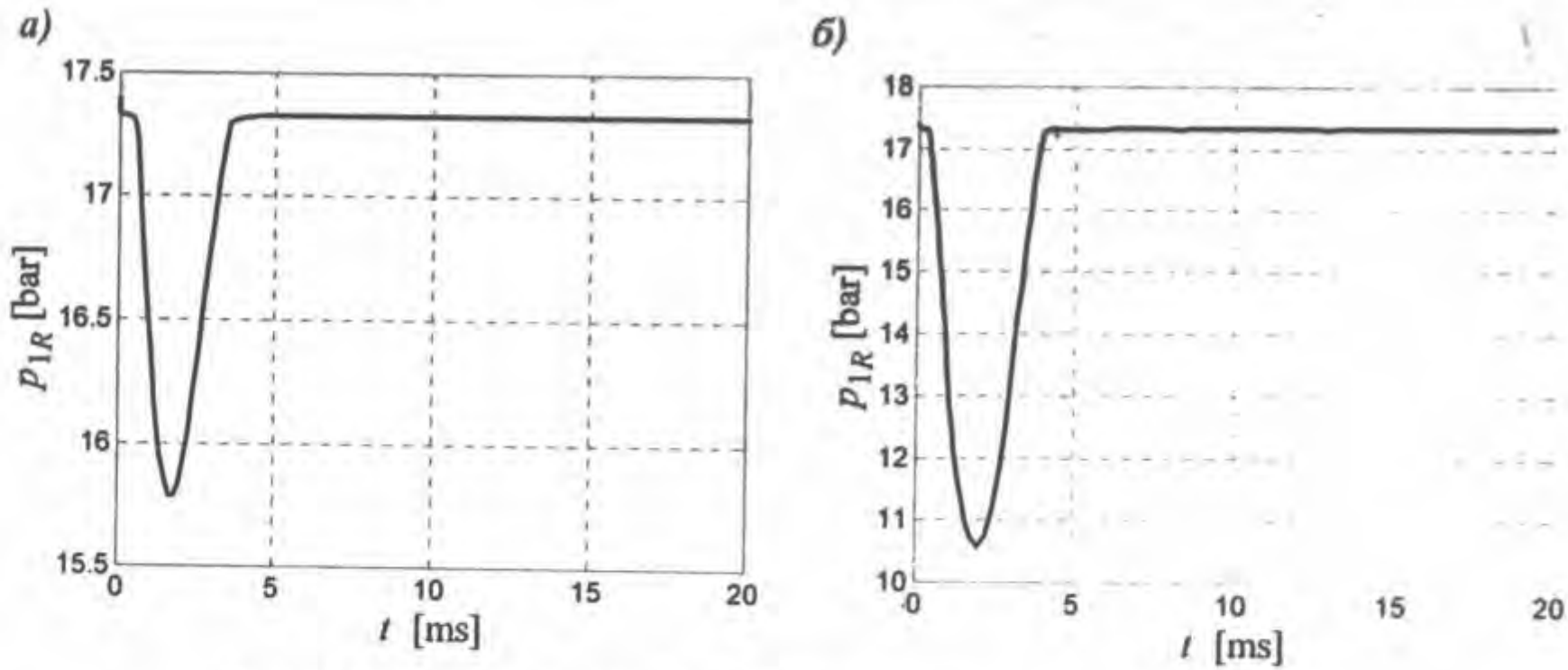
Слика 5.9 Временске промене управљачких притисака првог сљедеца (притисака у левом и десном млазнику) за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
 а)  $i=10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{max}$



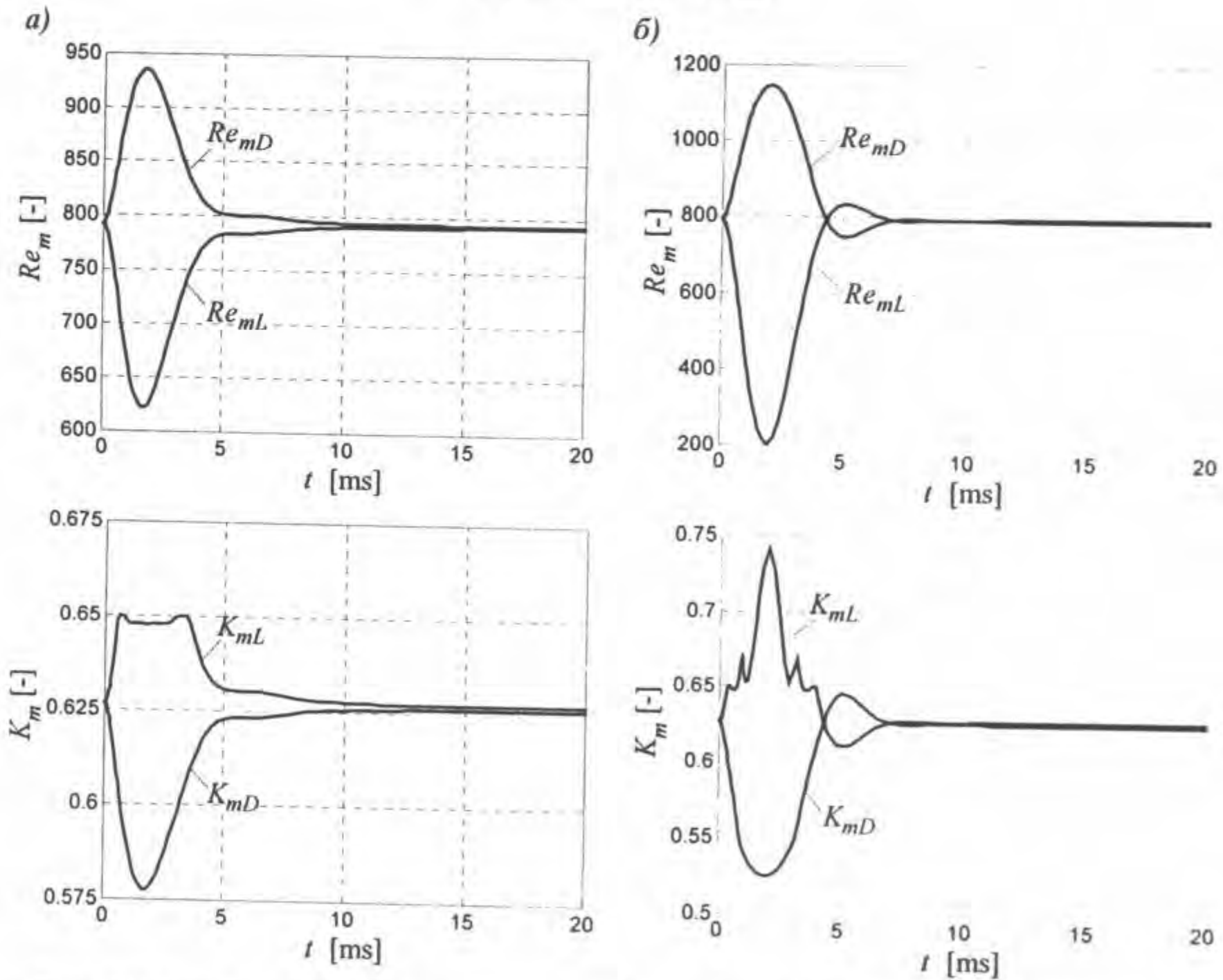
Слика 5.10 Временске промене разлике притисака у левом и десном млазнику (урављачких притисака првог сљедеца) за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
 а)  $i=10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{max}$

Посматрајући временске промене притиска на излазу из млазника (слика 5.11), запажа се одређени пад притиска у почетном временском периоду прелазног процеса, када је знатно померање врха одбојне плочице (слика 5.4). Појава пада притиска  $p_{1R}$  може се запазити и на дијаграму са слике 2.16 за стационарне режиме, при знатном померању врха одбојне плочице. Уколико би притисак напајања био нижи, поменути пад притиска, за веће нивое улазног сигнала јачине струје, могао би да створи услове за настанак кавитације.

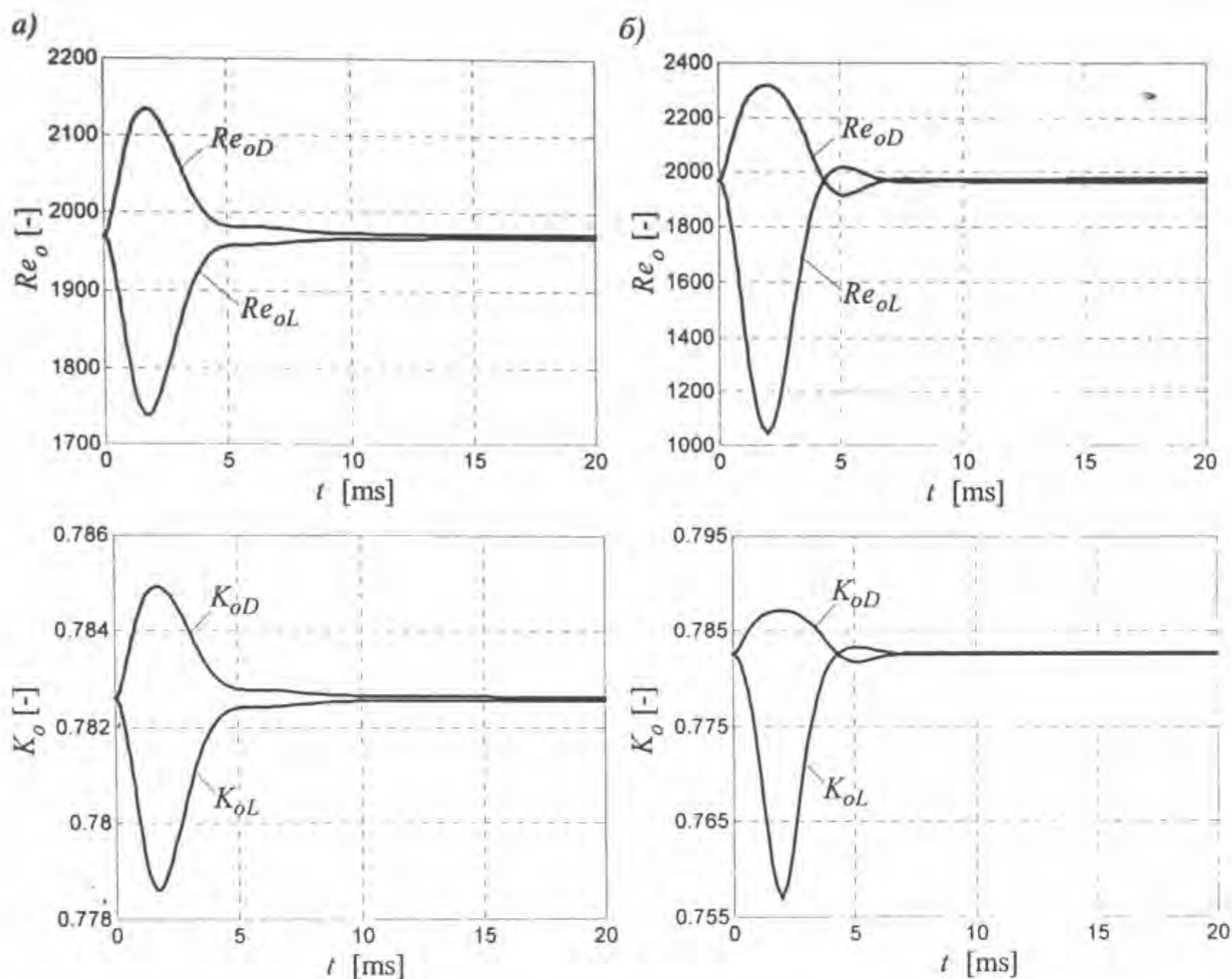




Слика 5.11 Временске промене притиска на излазу из млазника за одскочни улазни сигнал јачине  $i$   
 а)  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{\max}$



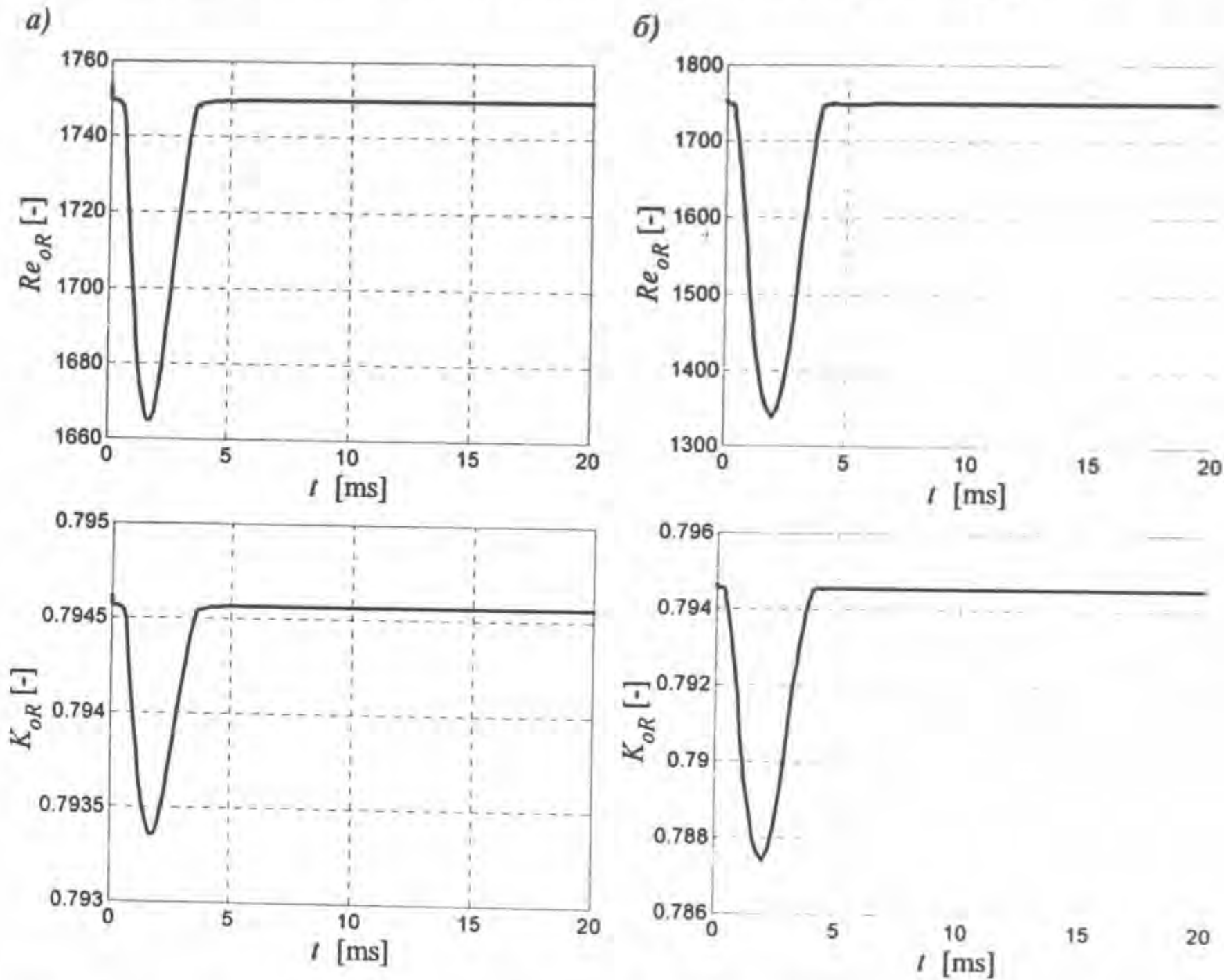
Слика 5.12 Упоредни приказ временских зависности Рејнолдсових бројева и коефицијената пројекта левој и десној променљивој пригушној ошвице млазник-одбојна влочица за одскочни улазни сигнал јачине  $i$   
 а)  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{\max}$



Слика 5.13 Упоредни приказ временских зависности Рејнолдсових бројева и коефицијената протока левог и десног константног пригушног отвора првог степена за одскочни улазни сигнал јачине сирује  $i$   
 а)  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{\max}$

При нумеричкој анализи динамике серворазводника, претпостављено је да су коефицијенти протока константних пригушних отвора (левог и десног) и коефицијенти протока променљивих пригушних отвора типа млазник-одбојна плочица, константни и једнаки одговарајућим вредностима у равнотежном положају. На сликама 5.12÷5.14, анализиране су вредности Рејнолдсових бројева и коефицијената протока, рачунатих за те вредности, кроз пригушне отворе првог степена хидрауличног појачања. У анализираним прелазним процесима, јављају се знатније варијације Рејнолдсовог броја у променљивим пригушним отворима типа млазник-одбојна плочица, што условљава и значајније одступање израчунатих, од претпостављених вредности коефицијената протока (слика 5.12). На пример, за померање врха одбојне плочице  $x_{rel}=80\%$ , одступање је 16÷17%, за оба променљива пригушна отвора. У тим режимима, грешка при претпостављању непроменљиве вредности коефицијента протока у променљивим пригушним отворима, релативно је велика, али се није могла избећи. "Необичан" облик крива временских зависности  $K_{mL}$ , последица је екстраполације података са слике 2.14. Израчунате вредности коефицијената протока левог и десног константног пригушног отвора првог степена

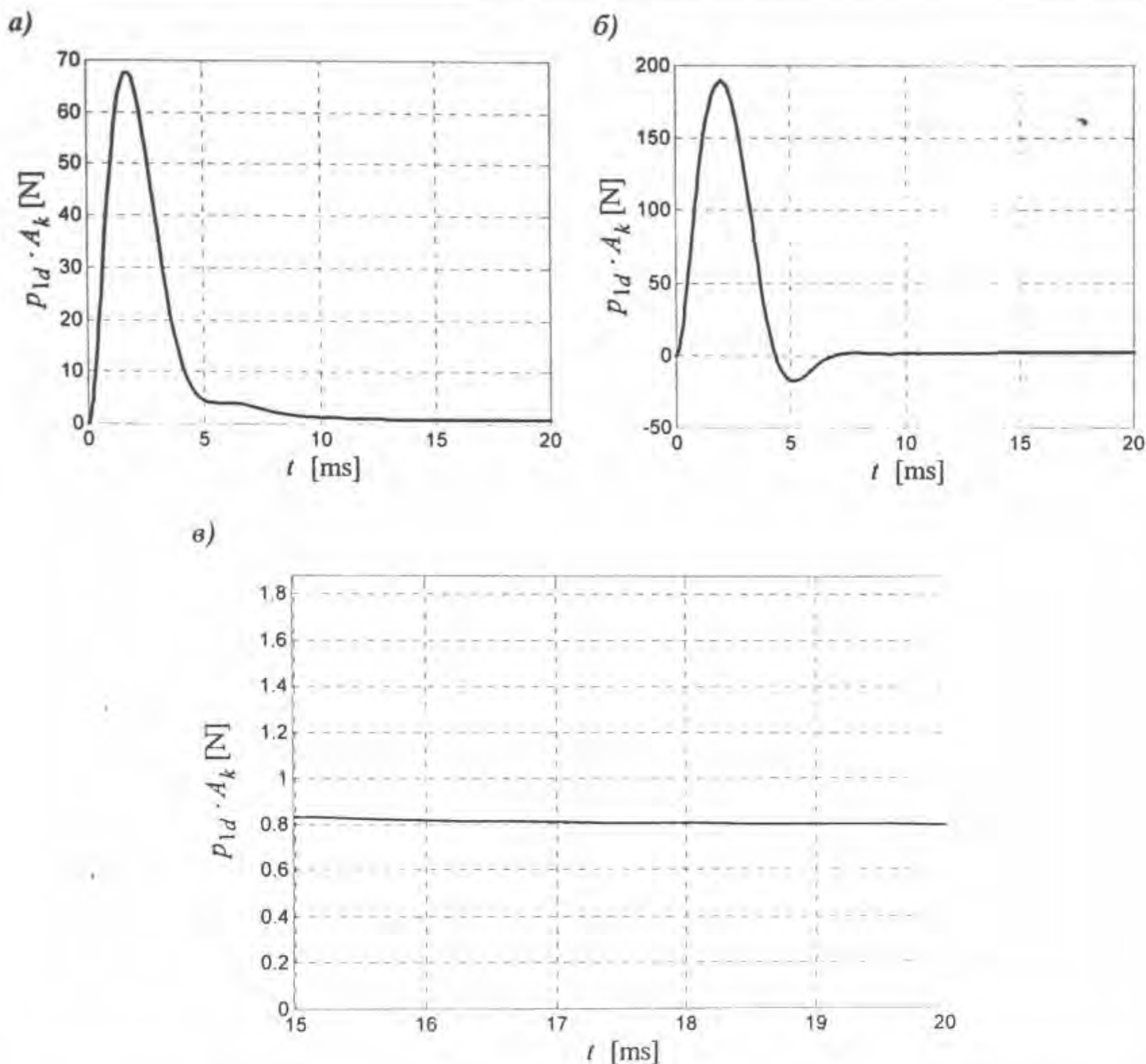
(слика 5.13), ни у једном од посматраних прелазних процеса на одступају више од 4%, од вредности у равнотежном положају, па је оправдана претпоставка о константности коефицијената протока левог и десног константног пригушног отвора. Варијације Рејнолдсовог броја и коефицијента протока константног пригушног отвора у одводном воду првог степена су минималне (слика 5.14), па се и за овај коефицијент у анализама може, без веће грешке, претпоставити да има непромењену вредност.



Слика 5.14 Упоредни приказ временских зависности Рејнолдсовог броја и коефицијента протока константног пригушног отвора у одводном воду првог степена за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
 а)  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{\max}$

У поглављу 3.3.4., оцењено је да номинална сила сувог трења и сила сувог трења покретања имају ред величина од  $10^{-3}$  N. Ове вредности су релативно мале, па је сила сувог трења занемарена при статичкој и динамичкој анализи. На слици 5.15, приказане су временске зависности силе, којом разлика управљачких притисака првог степена, делује на разводни клип другог степена. Ова сила изазива кретање разводног клипа. Са дијаграма се види да је ред величина сила сувог трења много мањи од наведене силе, не само у току трајања прелазног процеса, већ и по остваривању стационарне вредности. У случају улазног сигнала јачине струје  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , вредност ове силе управљачких притисака првог степена је око 0,8 N, у стационарном режиму. Та вредност је око 400 пута већа од оцењене вредности силе сувог трења покретања, што оправдава занемаривање силе сувог трења у прорачунима.





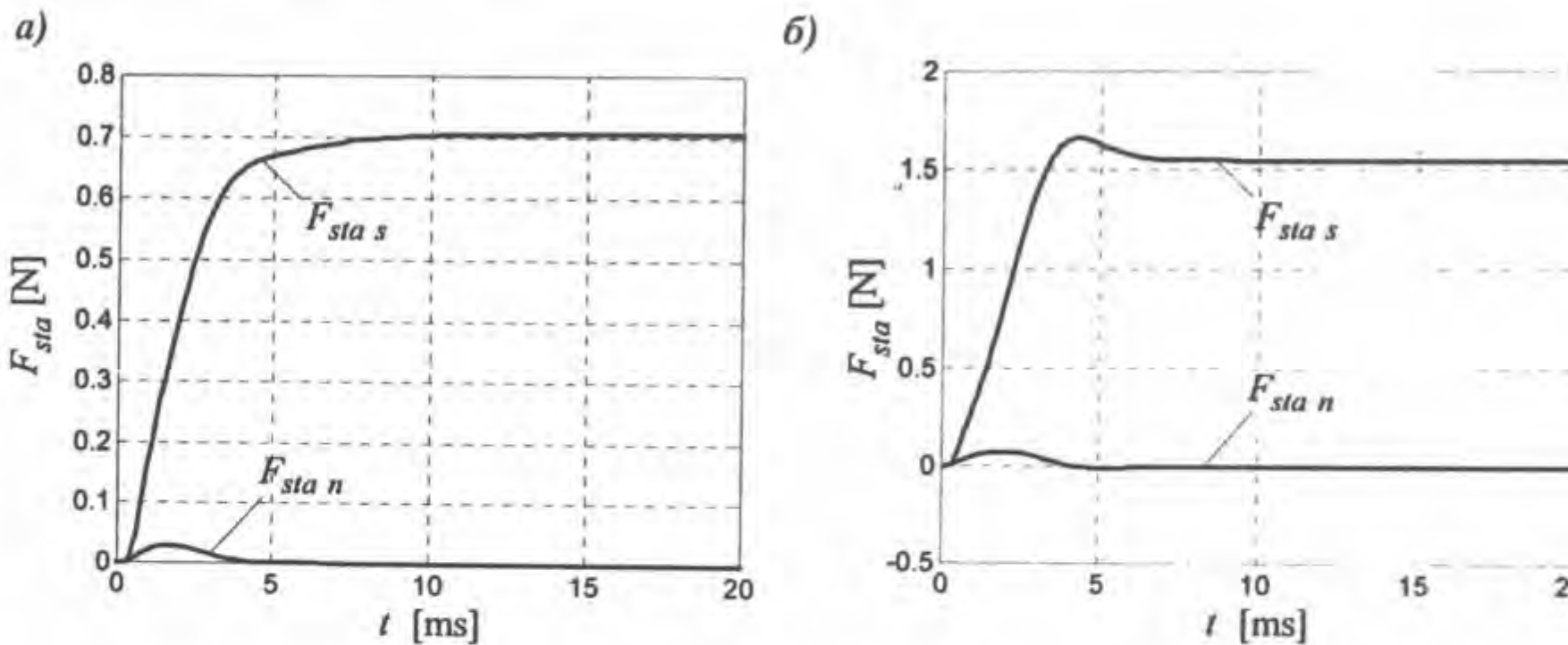
Слика 5.15 Временске промене силе услед дејсiва разлике уiрављачких iришисака iрвоi сiеiена на разводни клиi друiоi сiеiена за одскочни улазни сiгнал jачине сiрује  $i$   
 а)  $i=10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{max}$ , в)  $i=10\% \cdot i_{max}$  - сiационарна вредносi

Аксијална сила услед струјања радне течност, као што је већ показано у поглављу 2.4.2.2., има две компоненте: стационарну  $F_{st \text{ a}}$  и нестационарну  $F_{st \text{ a n}}$ . На слици 5.16., упоредо су приказане њихове временске карактеристике. Утицај стационарне аксијалне компоненте силе услед струјања радне течности на динамику разводног клипа, много је већи. Ове две силе имају приближно исти ред величина само у почетној фази прелазног процеса, када је померање разводног клипа релативно мало, а брзина разводног клипа релативно велика.

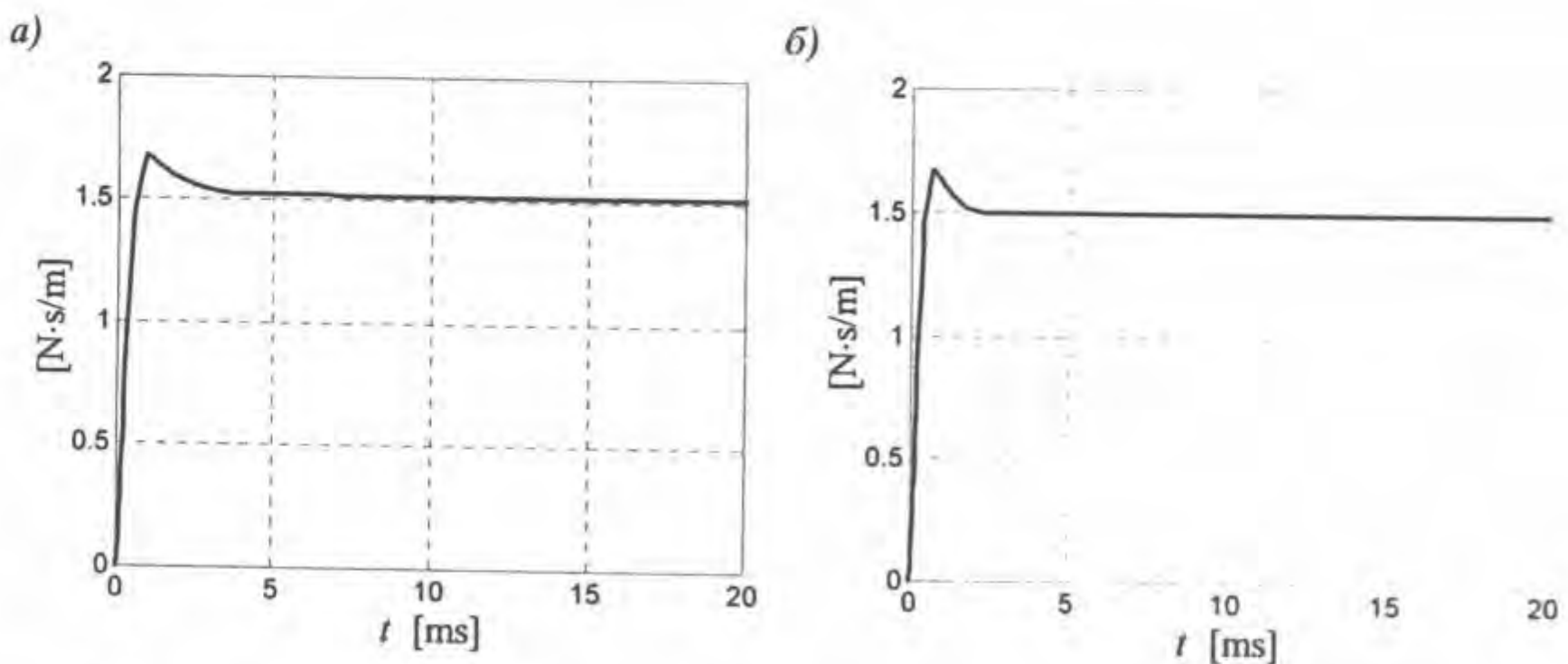
Природа нестационарне аксијалне компоненте силе услед струјања радне течности (десни сабирак у изразу 4.28)), иста је као природа силе вискозног трења, јер обе пропорционално зависе од брзине разводног клипа. Вредност "еквивалентног коефицијента вискозног трења нестационарне аксијалне компоненте силе услед струјања радне течности" -  $k_{tr \text{ Fst a}}$ , рачунала би се по изразу:

$$k_{tr Fsta} = (l_{of1} - l_{of2}) \cdot K_t \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (p_s - p_r)} \cdot f_t \quad (5.1)$$

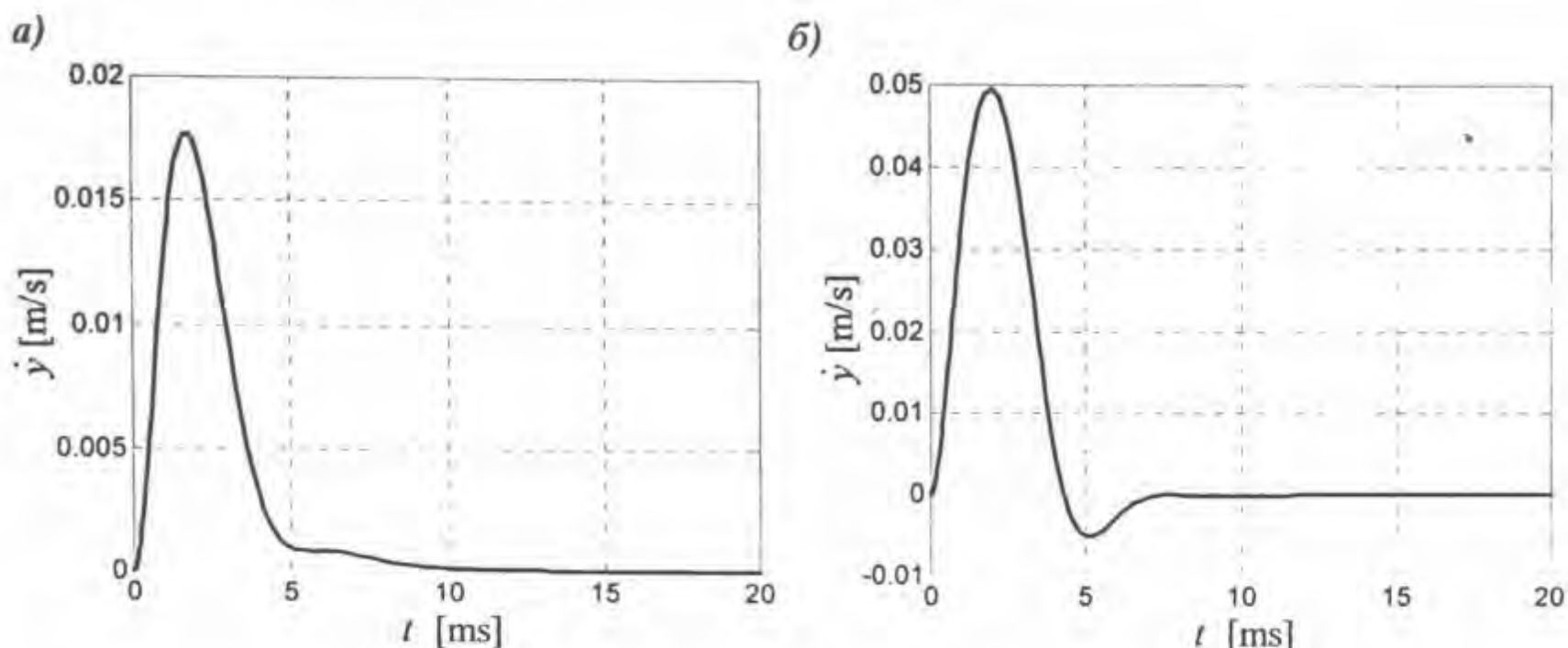
Временске зависности овако дефинисаног коефицијента, приказане су на слици 5.17. Његове вредности су мање од 2 N·s/m, док је у анализама коришћена вредност за коефицијент трења разводног клипа  $k_{trk} = 3800$  N·s/m, па се може закључити да је утицај нестационарне аксијалне компоненте силе услед струјања радне течности на динамику разводног клипа врло мали.



Слика 5.16 Временске промене стационарне и нестационарне аксијалне компоненте силе услед струјања радне течности за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
а)  $i = 10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i = 25\% \cdot i_{max}$

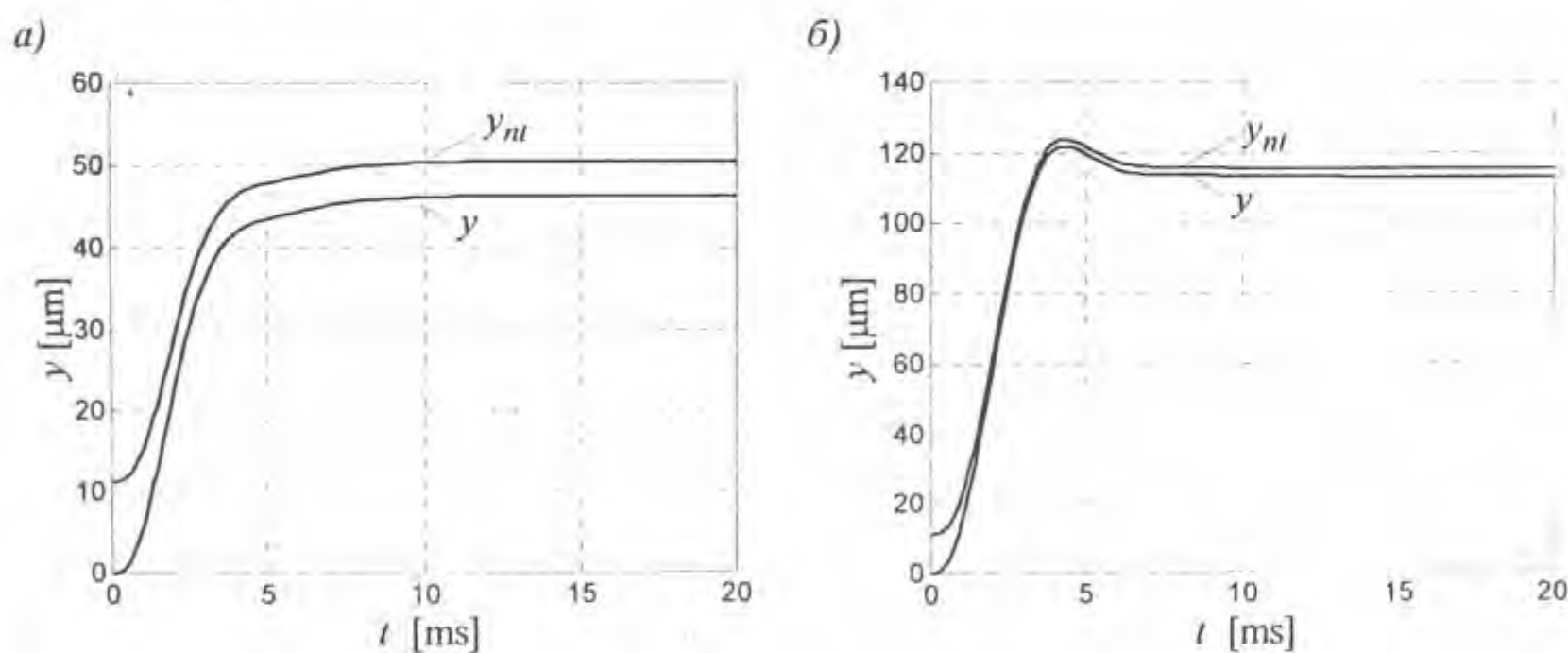


Слика 5.17 Временске промене "еквивалентног коефицијента вискозног трења нестационарне аксијалне компоненте силе услед струјања радне течности"  
за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
а)  $i = 10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i = 25\% \cdot i_{max}$



Слика 5.18 Временске промене брзине разводног клипа другог степена за одскочни улазни сигнал јачине  $i$   
 а)  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{\max}$

На слици 5.18, види се да су временске зависности брзине разводног клипа другог степена врло сличне временским зависностима силе управљачког притиска (слика 5.5), одакле се може закључити да је доминантан утицај силе вискозног трења на динамику разводног клипа.



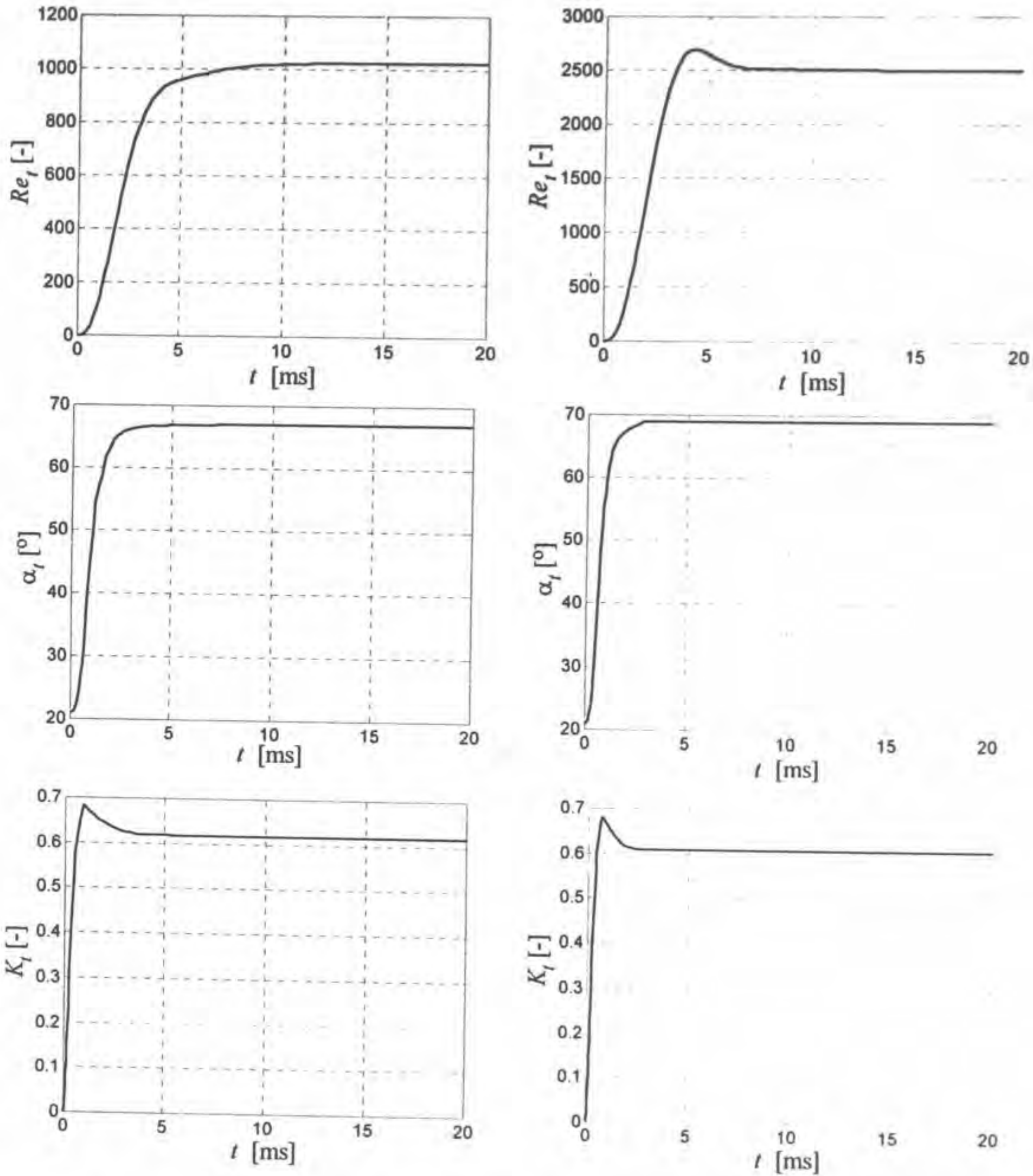
Слика 5.19 Упоредни приказ временских зависности хода разводног клипа и стварне дужине пригушног отвора другог степена за одскочни улазни сигнал јачине  $i$   
 а)  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{\max}$

Због постојања радијалног зазора и несавршености управљачких ивица на клипу и чаури, стварна дужина пригушних отвора другог степена  $y_{nt}$ , разликује се од хода разводног клипа  $y$ . Пошто су нулта преклапања у нули, код сва четири пригушна отвора посматраног клипно-аксијалног серворазводника, стварна дужина пригушних отвора је:

$$y_{nt} = \sqrt{(\delta r + r_{i_k} + r_{i_l})^2 + (y + r_{i_k} + r_{i_l})^2} - (r_{i_k} + r_{i_l}). \quad (5.2)$$



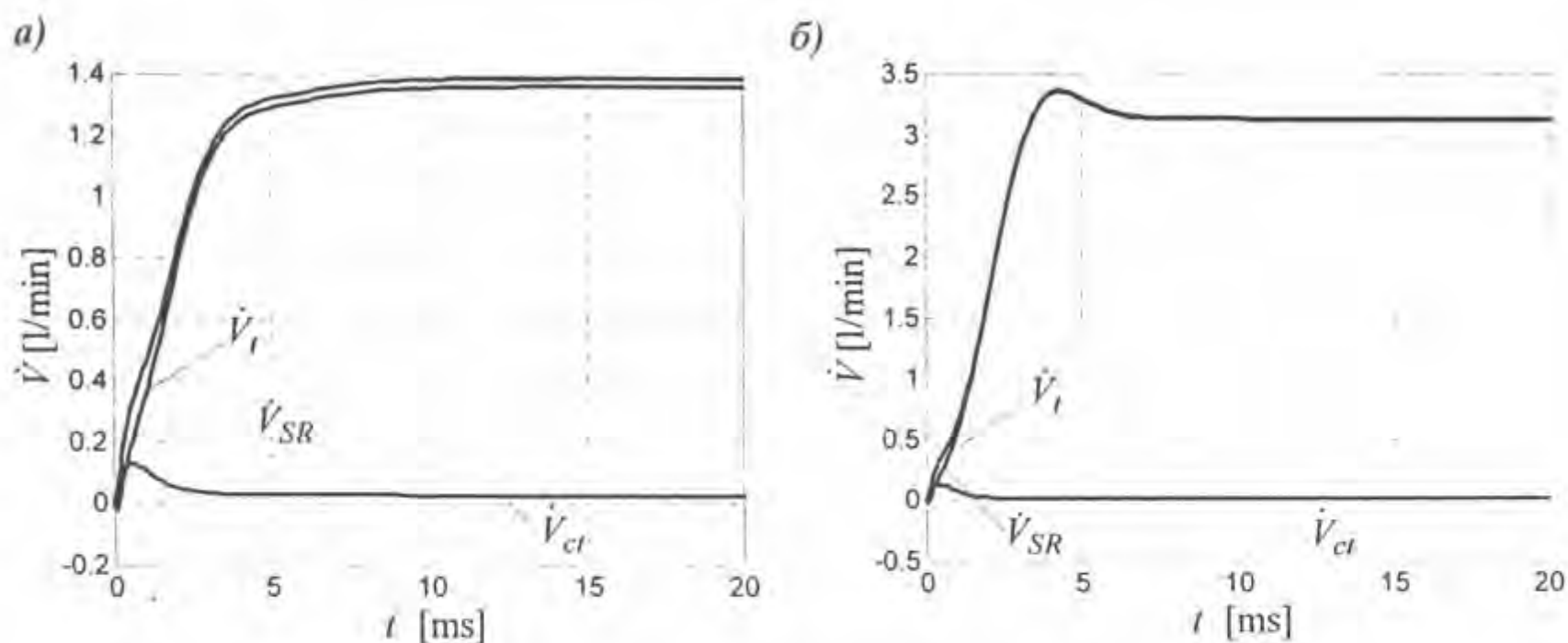
На слици 5.19, види се да је разлика  $u_{nl}$  и  $u$  најизраженија за мале вредности хода разводног клипа. Што су већи ходови разводног, разлика ових величина је све мања и занемарљивија.



Слика 5.20 Упоредни приказ Рејнолдсовог броја, угла скрепања радне течности и коефицијента притока, у пригушном отвору другог степена, ресективно, за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
 а)  $i = 10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i = 25\% \cdot i_{max}$

Временске карактеристике физичких величина, које описују струјање радне течности кроз пригушне отворе другог степена, приказане су на слици 5.20. Са слике

5.20 - б), види се да Рејнолдсов број  $Re_i$  иде до око 2500, за ход разводног клипа  $y=25\% \cdot y_{\max}$ . У случају максималног хода  $y=y_{\max}$ , вредност  $Re_i$  иде до око 10.000. Дијаграми временске зависности угла скретања радне течности у пригушним отворима другог степена  $\alpha_i$ , показују теоријску промену наведеног угла у интервалу од  $21^\circ \div 69^\circ$ . Временска зависност коефицијента протока пригушног отвора другог степена  $K_{ik}$ , показује врло малу промену његове вредности са променом хода разводног клипа, сем за врло мале ходове разводног клипа ( $<5\% \cdot y_{\max}$ ).



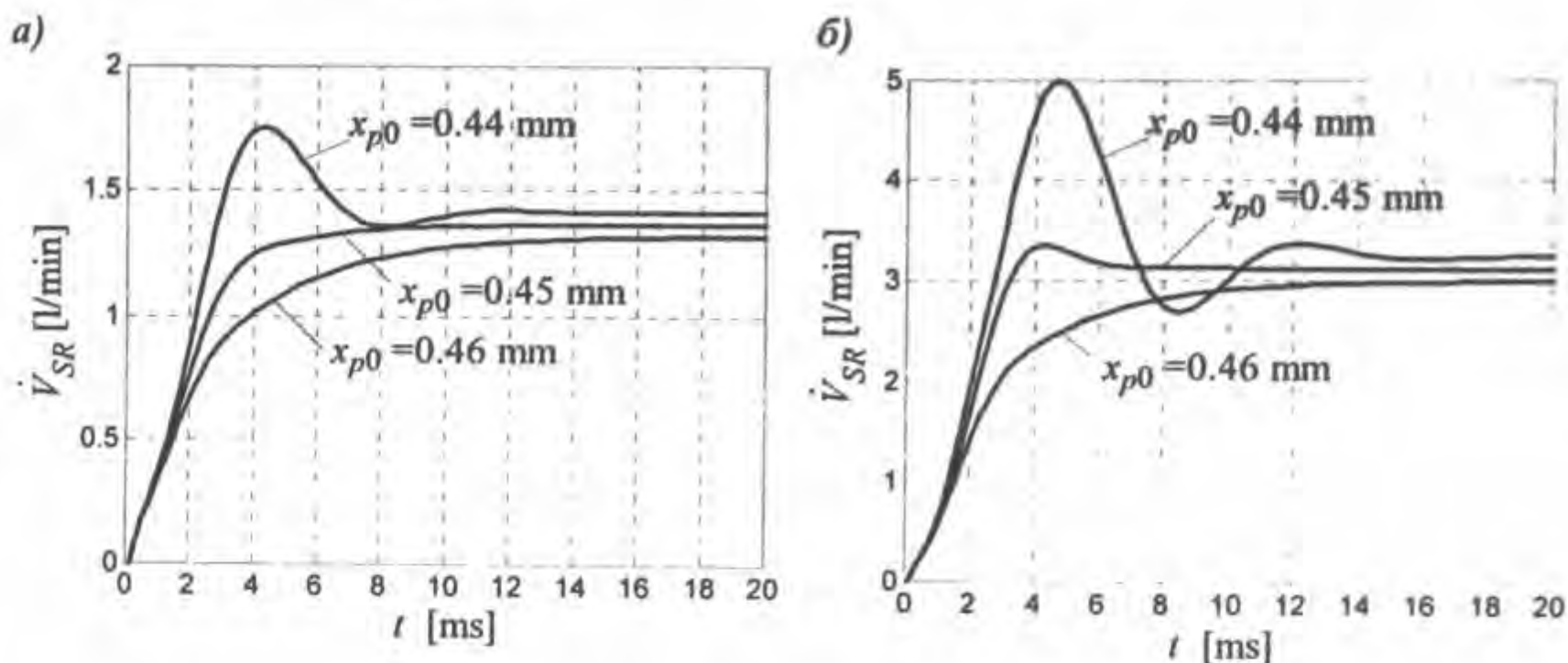
Слика 5.21 Упоредни приказ зајреминских протока другог степена за одскочни улазни сигнал јачине  $i$   
 а)  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{\max}$

Анализирањем упоредног приказа запреминског протока кроз пригушни отвор, запреминског протока унутрашњег цурења и запреминског протока кроз серворазводник (слика 5.21), види се да волуметријски губици радне течности кроз пригушне отворе имају утицаја у почетном временском периоду прелазног процеса (за мале ходове разводног клипа). Што је већи ход разводног клипа, утицај протока унутрашњег цурења, све је мањи. Због постојања унутрашњег цурења, запремински проток кроз серворазводник, нешто је већи од запреминског протока кроз пригушни отвор. Повећавањем хода разводног клипа, та разлика је све мања, и за веће ходове постаје занемарљива.

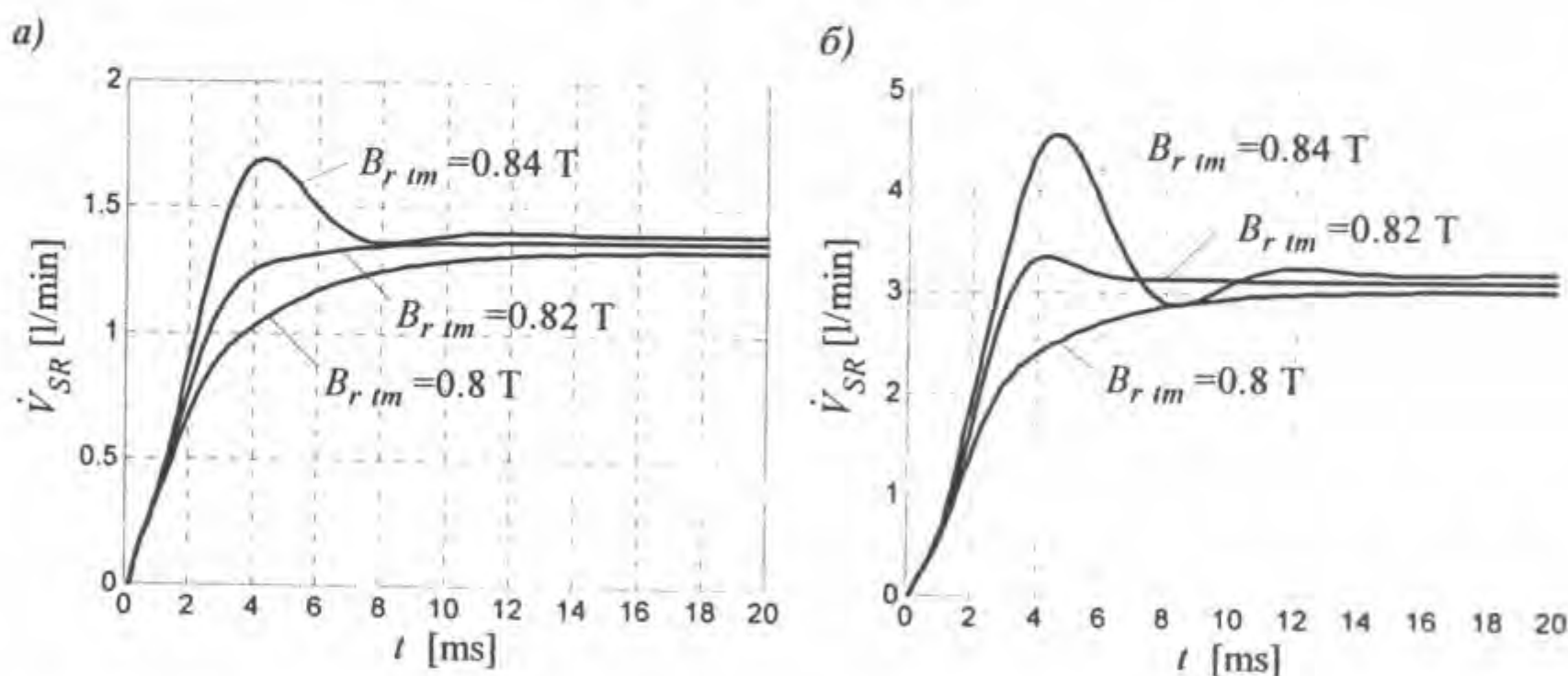
## 5.2. Анализа утицаја физичких величина и параметара из математичког модела на спољашње карактеристике серворазводника

У наредном тексту, анализиран је утицај различитих мерљивих параметара из математичког модела, на карактеристике запреминског протока посматраног серворазводника (тзв. спољашње карактеристике). За ту намену, узимане су три бројне вредности за сваку физичку величину: вредност у анализираном серворазводнику произвођача ППТ ознаке В.31.210.12.1000.У2V, једну мању и једну већу вредност од наведене. За сваку од три наведене вредности, нумерички су

одређени временски одзиви посматраног серворазводника, за улазни сигнал јачине струје типа одскочне функције.



Слика 5.22 Анализа утицаја дужине ваздушног процепа у неутралном положају на карактеристике прелазног процеса серворазводника, за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
а)  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{\max}$



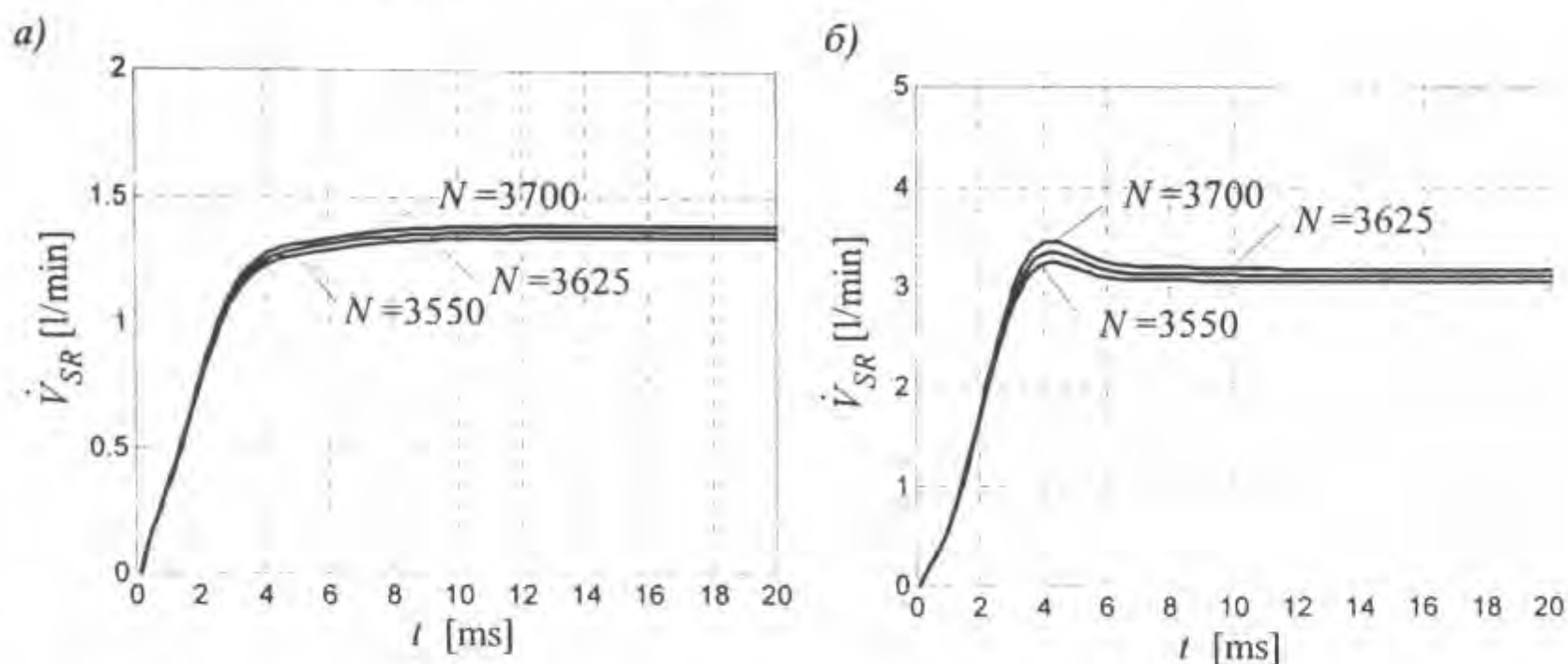
Слика 5.23 Анализа утицаја реманентне магнетне индукције трајног магнетна на карактеристике прелазног процеса серворазводника, за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
а)  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{\max}$

На сликама 5.22÷5.24, анализиран је утицај физичких величина моментног мотора, које је најједноставније физички мењати, на карактеристике прелазног процеса серворазводника.

Променом дужине ваздушног процепа у неутралном положају  $x_{p0}$ , утиче се и на квалитет прелазног процеса и на стационарне вредности запреминског протока (слика 5.22). Мало смањење  $x_{p0}$ , изазива смањење времена успона и појаву прескока (за сигнал  $i=10\% \cdot i_{\max}$ ), односно повећање прескока (за сигнал  $i=25\% \cdot i_{\max}$ ), и коначно, на крају прелазног процеса, већу стационарну вредност запреминског протока. Повећање  $x_{p0}$ , успорава прелазни процес и смањује стационарну вредност запреминског протока.

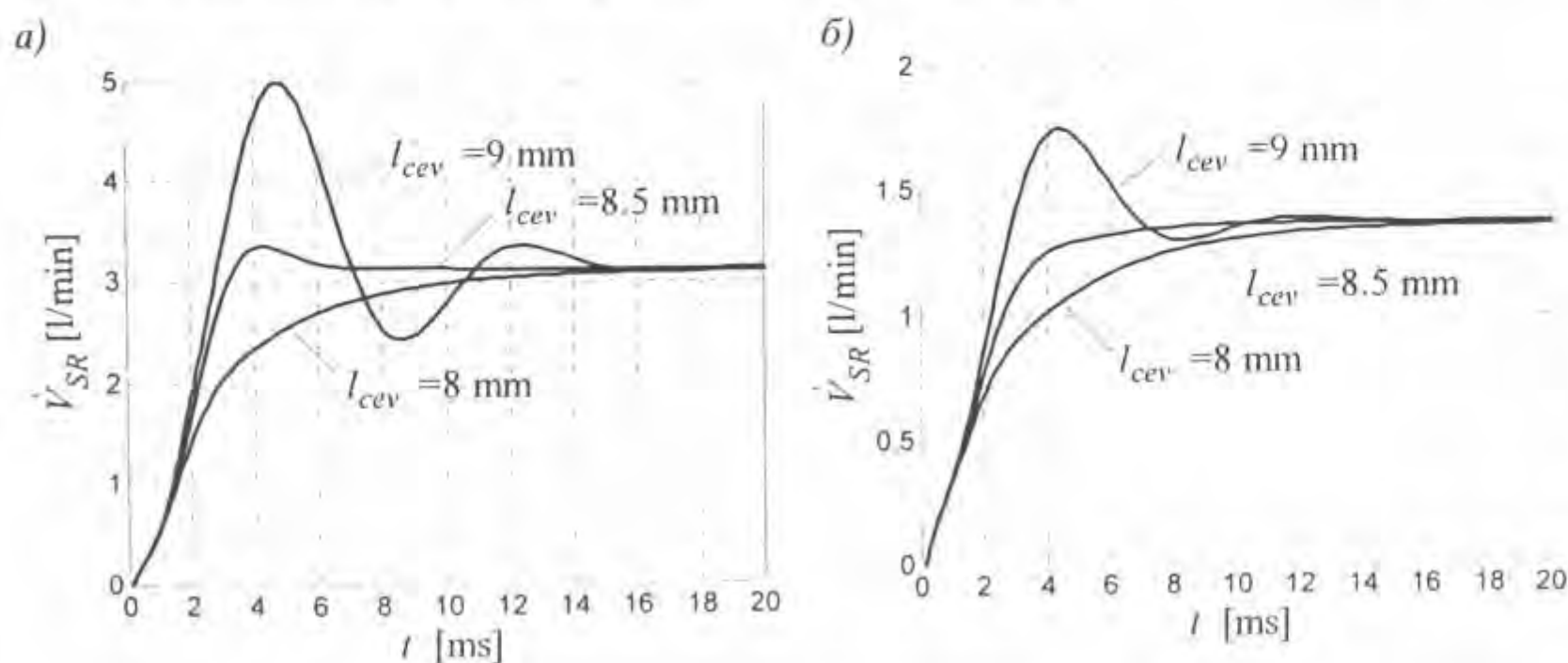


Сличан тренд, са нешто блажим променама у наведеним карактеристикама за исту процентуалну промену, запажа се при промени реланентне индукције трајног магнета  $B_{r\text{т}}$  (слика 5.23). Разлика се огледа у томе, што повећање  $B_{r\text{т}}$  изазива исте ефекте на карактеристике прелазног процеса као смањење  $x_{p0}$ . Обрнуто, смањење  $B_{r\text{т}}$  изазива исте ефекте као повећање  $x_{p0}$ .



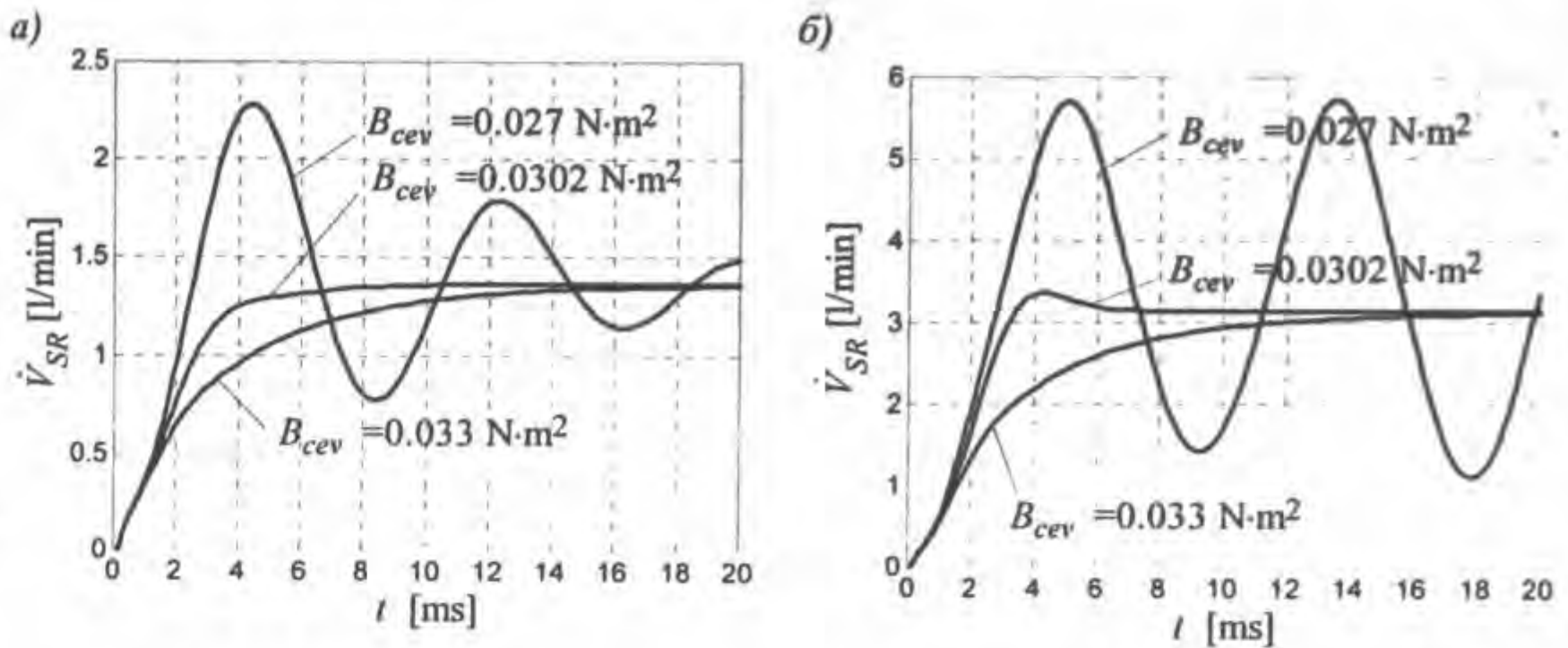
Слика 5.24 Анализа утицаја броја навојака на карактеристике прелазног процеса серворазводника, за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
 а)  $i = 10\% \cdot i_{\text{max}}$ , б)  $i = 25\% \cdot i_{\text{max}}$

Промена броја навојака у сваком намотају моментног мотора  $N$ , не мења квалитет прелазног процеса (слика 5.24). Она утиче само на промену стационарне вредности запреминског протока. Утицај промене броја навојака на промену стационарне вредности запреминског протока, много је мањи од утицаја промене дужине ваздушног процепа или реланентне индукције трајног магнета.



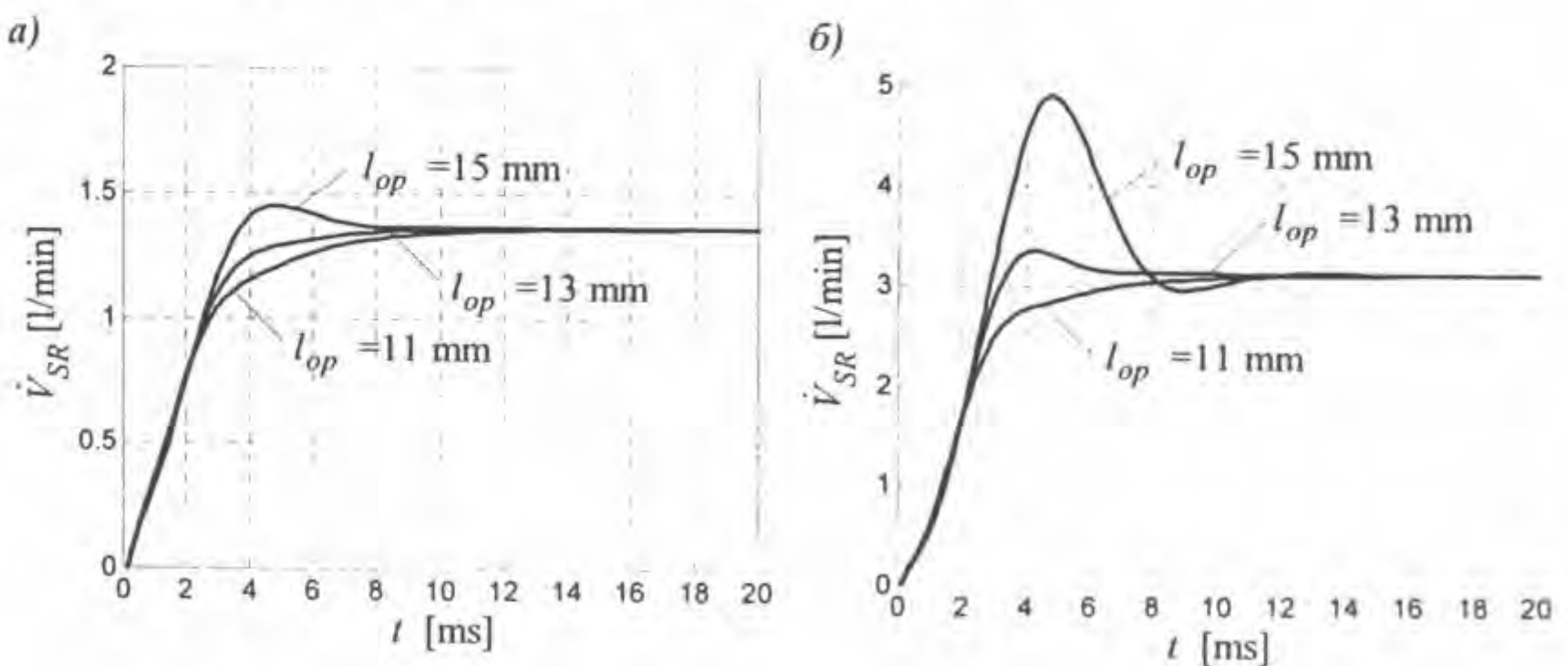
Слика 5.25 Анализа утицаја дужине еластичне цевчице на карактеристике прелазног процеса серворазводника, за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
 а)  $i = 10\% \cdot i_{\text{max}}$ , б)  $i = 25\% \cdot i_{\text{max}}$

На сликама 5.25÷5.28, анализиран је утицај физичких величина еластичне структуре (склоп котве и еластична цевчица, на карактеристике прелазног процеса.



Слика 5.26 Анализа утицаја крутоћи еластичне цевчице на карактеристичке прелазног процеса серворазводника, за одскочни улазни сигнал јачине сирује  $i$   
 а)  $i = 10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i = 25\% \cdot i_{max}$

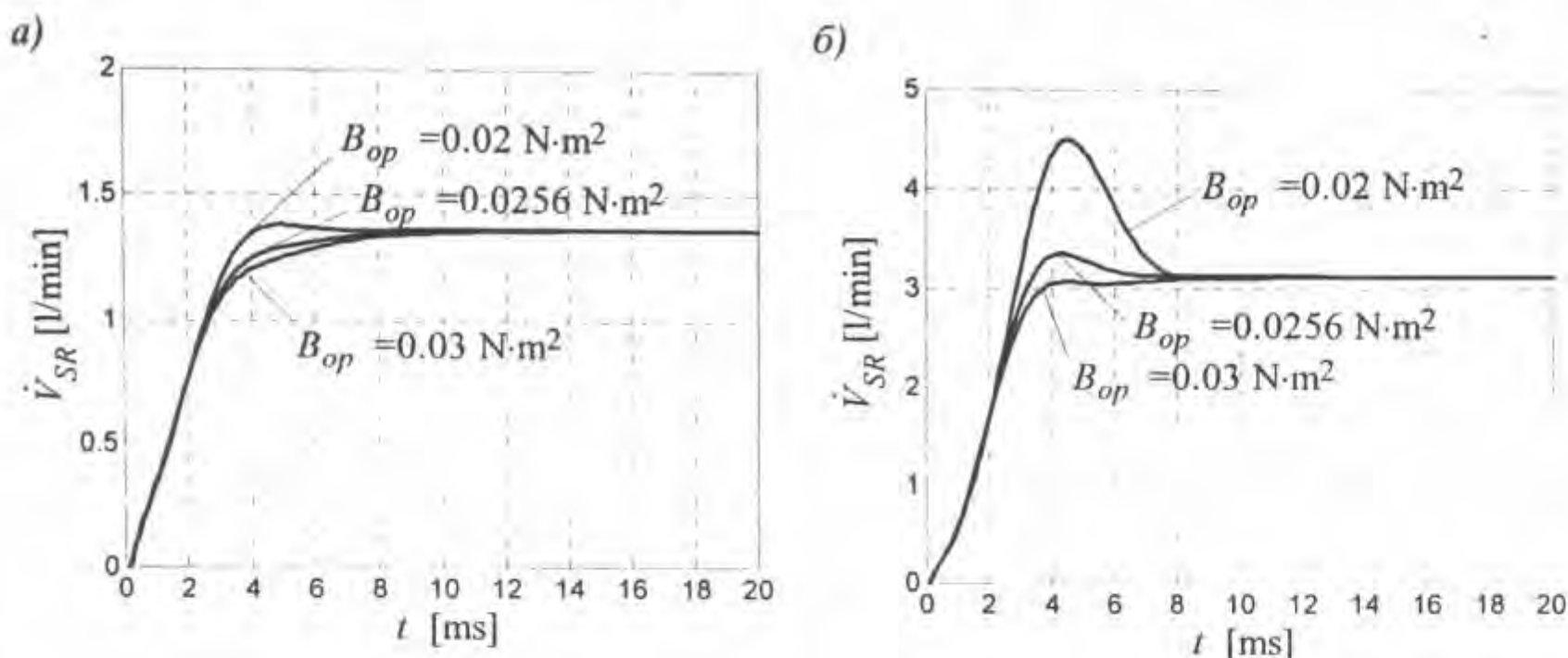
Повећање крутости  $B_{cev}$  и смањење дужине еластичне цевчице  $l_{cev}$ , и обрнуто, смањење  $B_{cev}$  и повећање  $l_{cev}$ , за исти проценат у односу на њихове вредности код анализираниог серворазводника, практично имају исти ефекат на динамику прелазног процеса. Са слике 5.26, види се да смањењем крутости  $B_{cev}$  на вредност  $0,027 \text{ N/m}^2$  (10% мању од израчунате  $0,0302 \text{ N/m}^2$ ), за већи ниво улазног сигнала, серворазводник не може да оствари стационарну вредност, па је прелазни процес нестабилан. Исто би се догодило и ако би се за 10% повећала дужина еластичне цевчице  $l_{cev}$ . Са слика 5.25 и 5.26, види се да физичке величине еластичне цевчице незнатно утичу на стационарне вредности запреминског протока кроз серворазводник.



Слика 5.27 Анализа утицаја дужине одбојне плочице на карактеристичке прелазног процеса серворазводника, за одскочни улазни сигнал јачине сирује  $i$   
 а)  $i = 10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i = 25\% \cdot i_{max}$

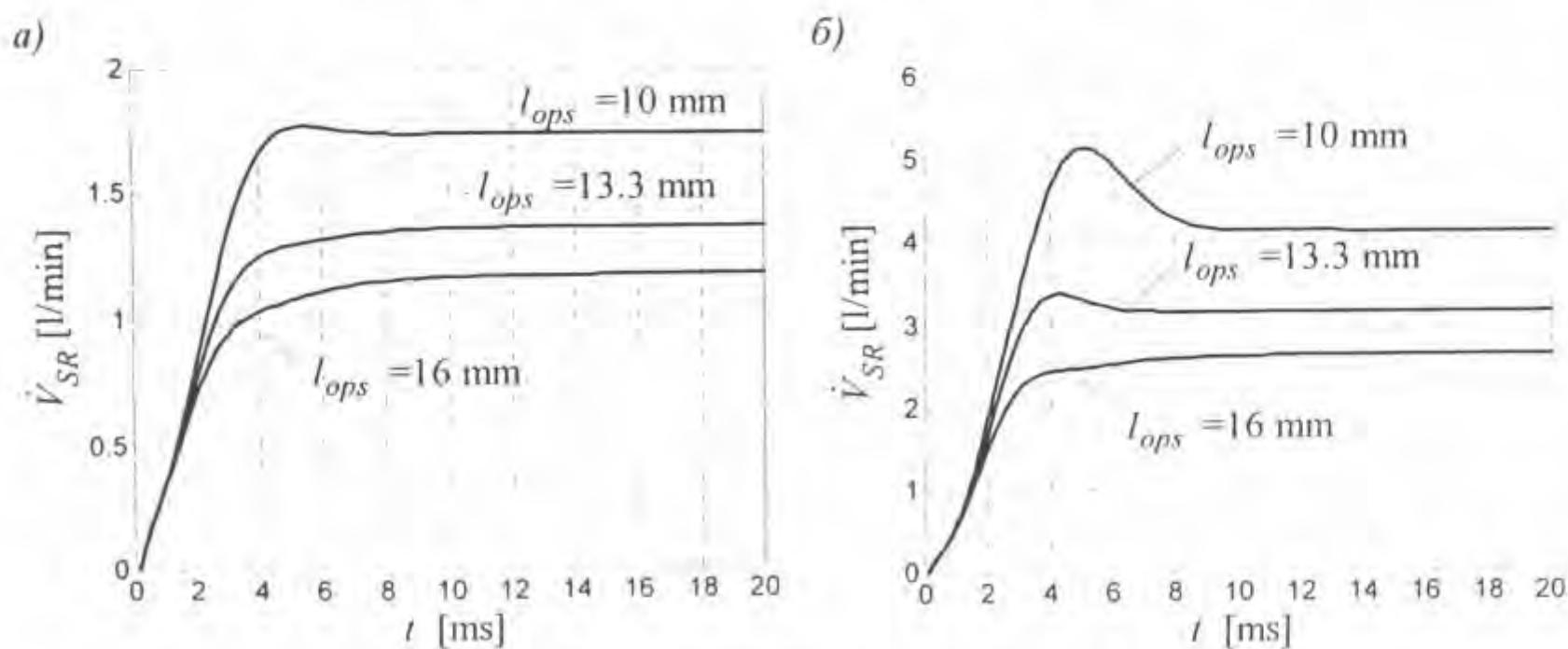
Промена физичких величина одбојне плочице: дужине  $l_{op}$  (слика 5.27) и крутости  $B_{op}$  (слика 5.28), незнатно утиче на стационарне вредности запреминског

протока. На динамику прелазног процеса, већи утицај има промена дужине одбојне плочице  $l_{op}$  него промена крутости  $B_{op}$ .



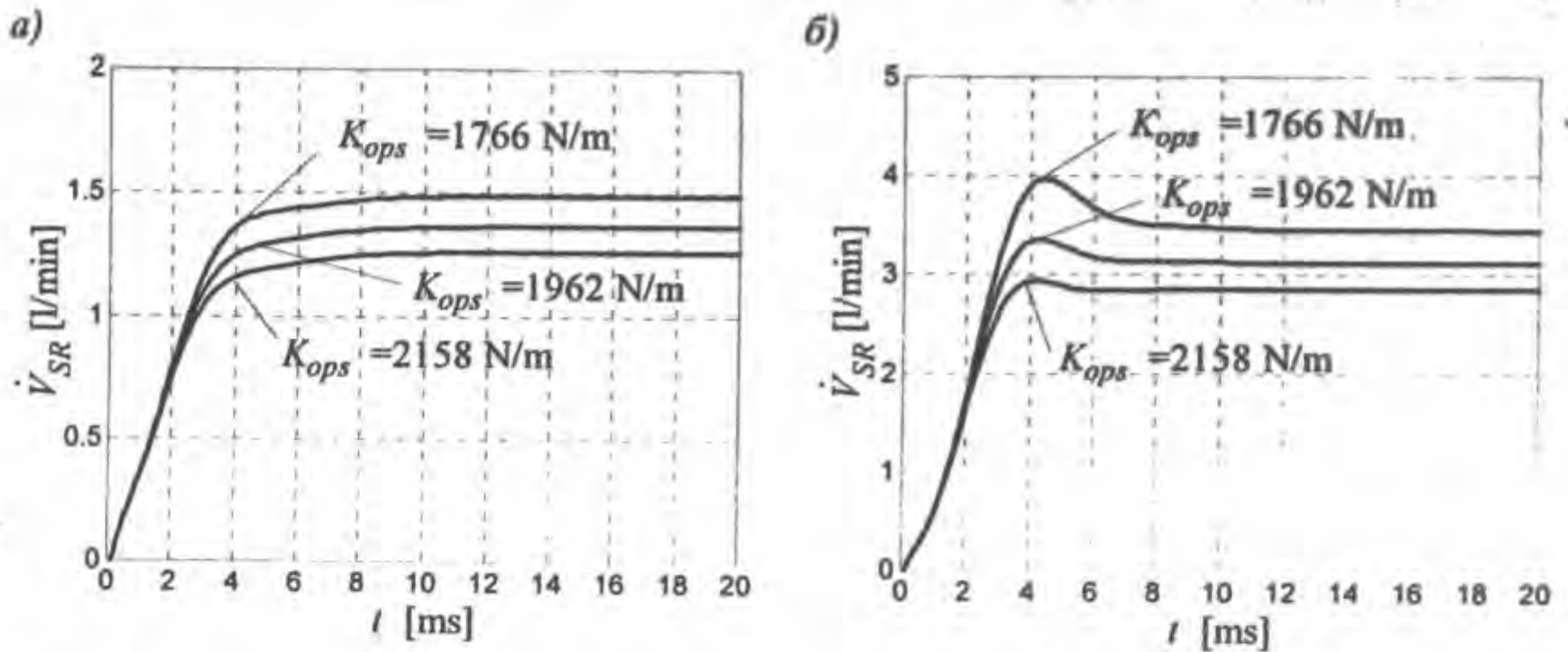
Слика 5.28 Анализа утицаја крућосћи одбојне плочице на карактеристике прелазног процеса сервоизводника, за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
 а)  $i = 10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i = 25\% \cdot i_{max}$

Опруга повратне спреге формира интерну повратну спрегу, код двостепених електрохидрауличних сервоизводника са механичком повратном спрегом. Варирањем параметара опруге повратне спреге: дужине  $l_{ops}$  и крутости  $K_{ops}$ , најлакше се утиче на промену стационарних вредности запреминског протока, односно статичких карактеристика сервоизводника. Смањењем дужине  $l_{ops}$  и повећањем крутости  $K_{ops}$ , повећавају се стационарне вредности, и обрнуто, повећањем дужине  $l_{ops}$  и смањењем крутости  $K_{ops}$ , стационарне вредности се смањују (слике 5.29 и 5.30). Значајније повећање крутости  $K_{ops}$  и смањење дужине  $l_{ops}$ , смањују стабилност прелазног процеса (повећавају прескок и време смирења).



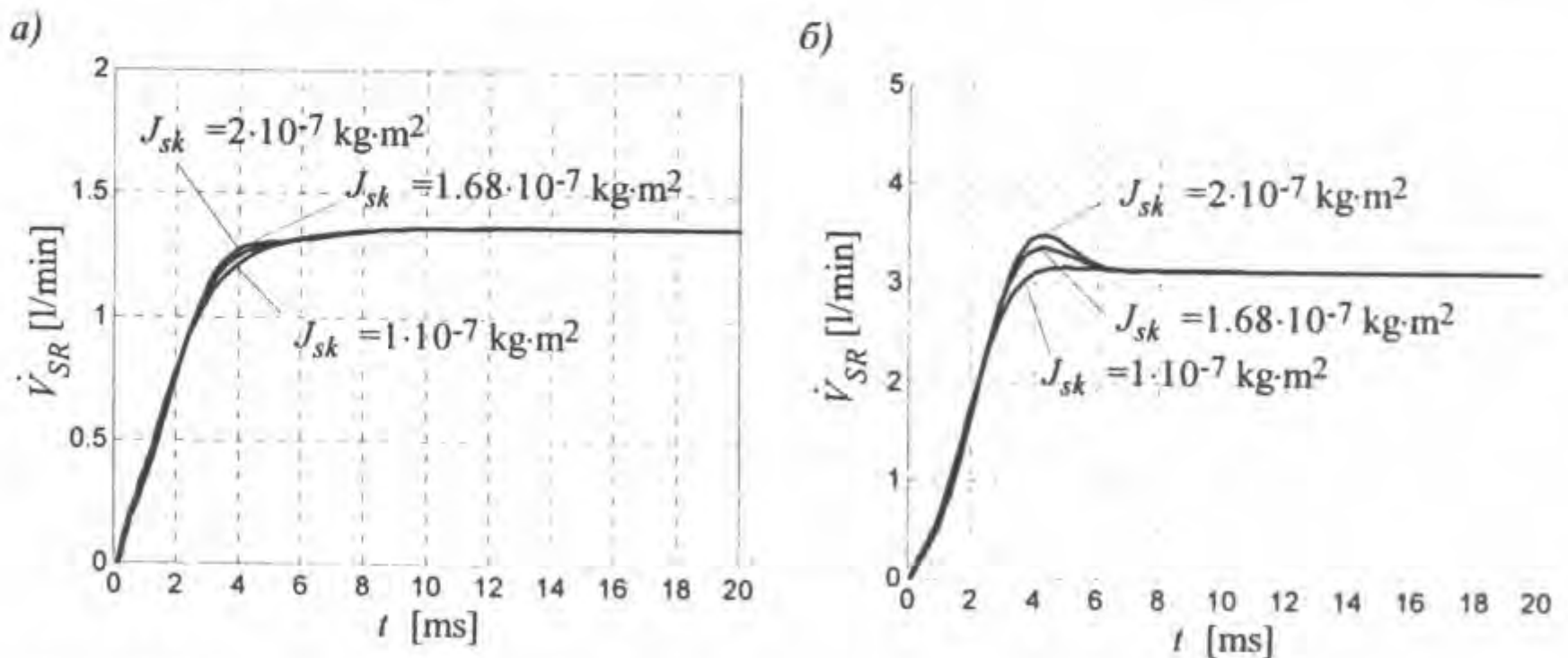
Слика 5.29 Анализа утицаја дужине опруге повратне спреге на карактеристике прелазног процеса сервоизводника, за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
 а)  $i = 10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i = 25\% \cdot i_{max}$





Слика 5.30 Анализа утицаја крућосће ојруже повраћне суређе на карактеристике прелазног процеса серворазводника, за одскачни улазни сигнал јачине суређе  $i$   
а)  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{\max}$

Са слике 5.31, запажа се да значајна промена момента инерције склопа котве за осу ротације  $J_{sk}$ , изазива само благе промене карактеристика прелазног процеса посматраног серворазводника. Момент инерције  $J_{sk}$  фигурише само у изразима који описују динамику закретања склопа котве, и стога нема утицаја на стационарне вредности запреминског протока.

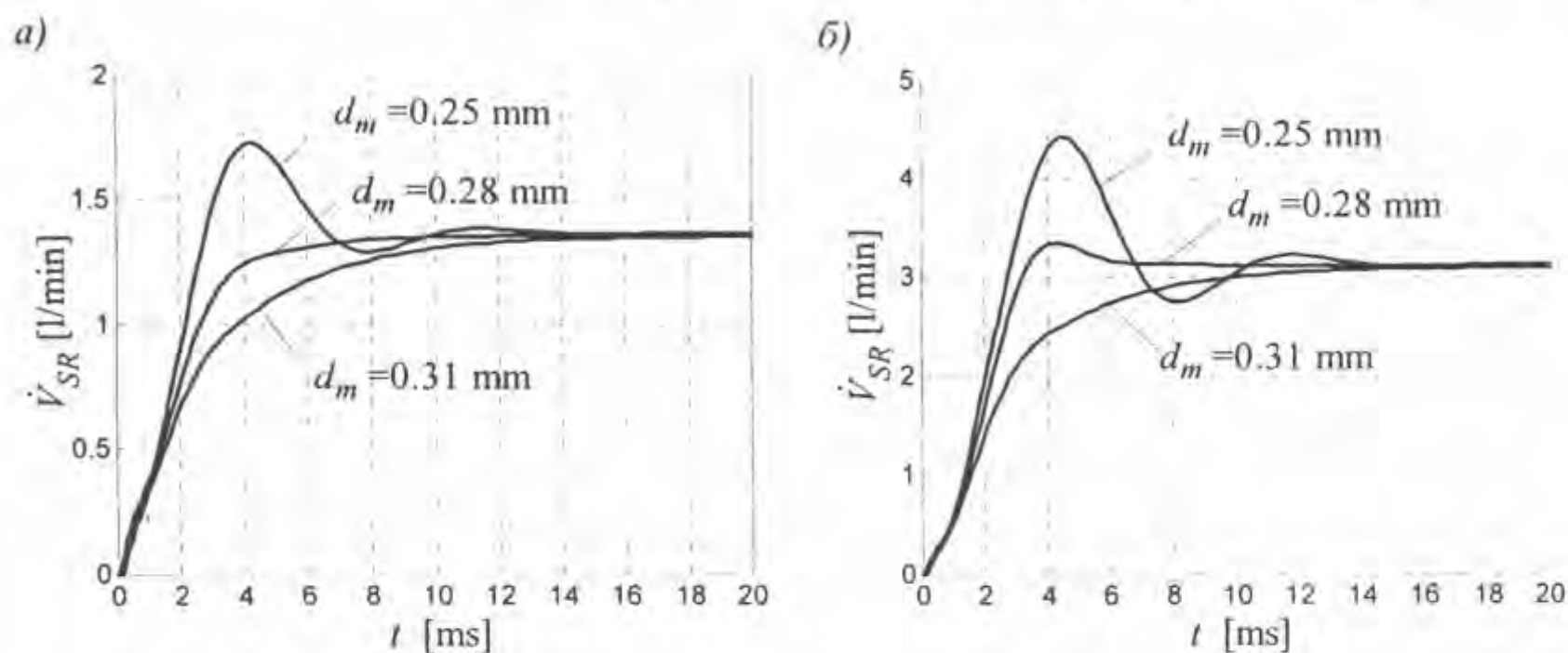


Слика 5.31 Анализа утицаја момента инерције склопа котве на карактеристике прелазног процеса серворазводника, за одскачни улазни сигнал јачине суређе  $i$   
а)  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{\max}$

На сликама 5.32÷5.35, анализиран је утицај геометријских величина пригушних отвора првог степена хидрауличног појачања, на карактеристике прелазног процеса посматраног серворазводника.

Утицај варијације пречника отвора млазника  $d_m$ , на карактеристике прелазног процеса, приказан је на слици 5.32. При томе је задржана претпоставка услова

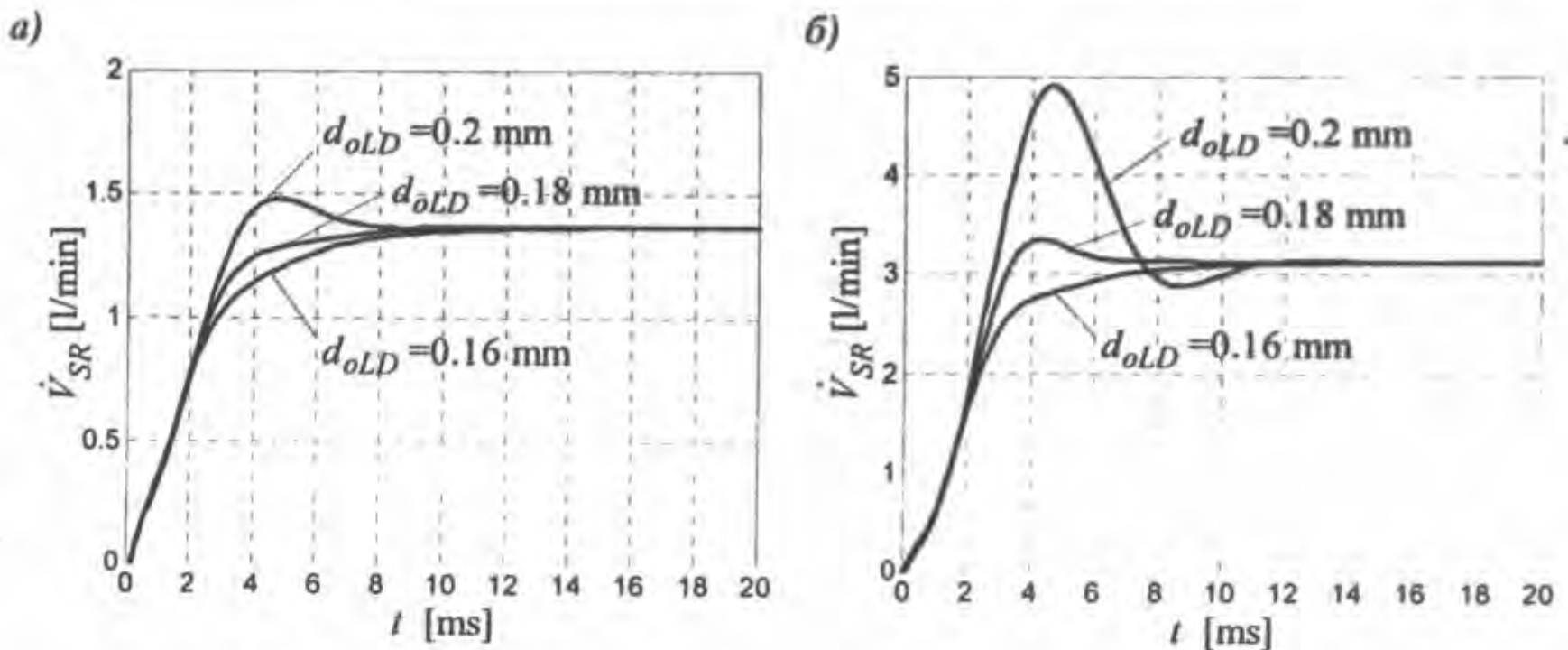
монтаже првог степена хидрауличног појачања, по којем, за притисак напајања  $p_s$  од 140 bar, притисци у оба млазника у равнотежном положају одбојне плочице  $p_{ILD0}$ , треба да буду 70 bar. Промена  $d_m$  је због тога условила промену вредности равнотежног одстојања између млазника и врха одбојне плочице  $x_0$ , које је износило  $x_0=38,5 \mu\text{m}$ , за пречник  $d_m=0,28 \text{ mm}$ . За пречник  $d_m=0,25 \text{ mm}$ , добијена је вредност  $x_0=43 \mu\text{m}$ , а за пречник  $d_m=0,31 \text{ mm}$ , добијена је вредност  $x_0=34,9 \mu\text{m}$ , и са овим вредностима је извршена нумеричка анализа, чији су резултати приказани на слици 5.32. Промена пречника отвора млазника изазива незнатне варијације стационарних вредности запреминског протока. Повећање пречника отвора  $d_m$  успорава прелазни процес.



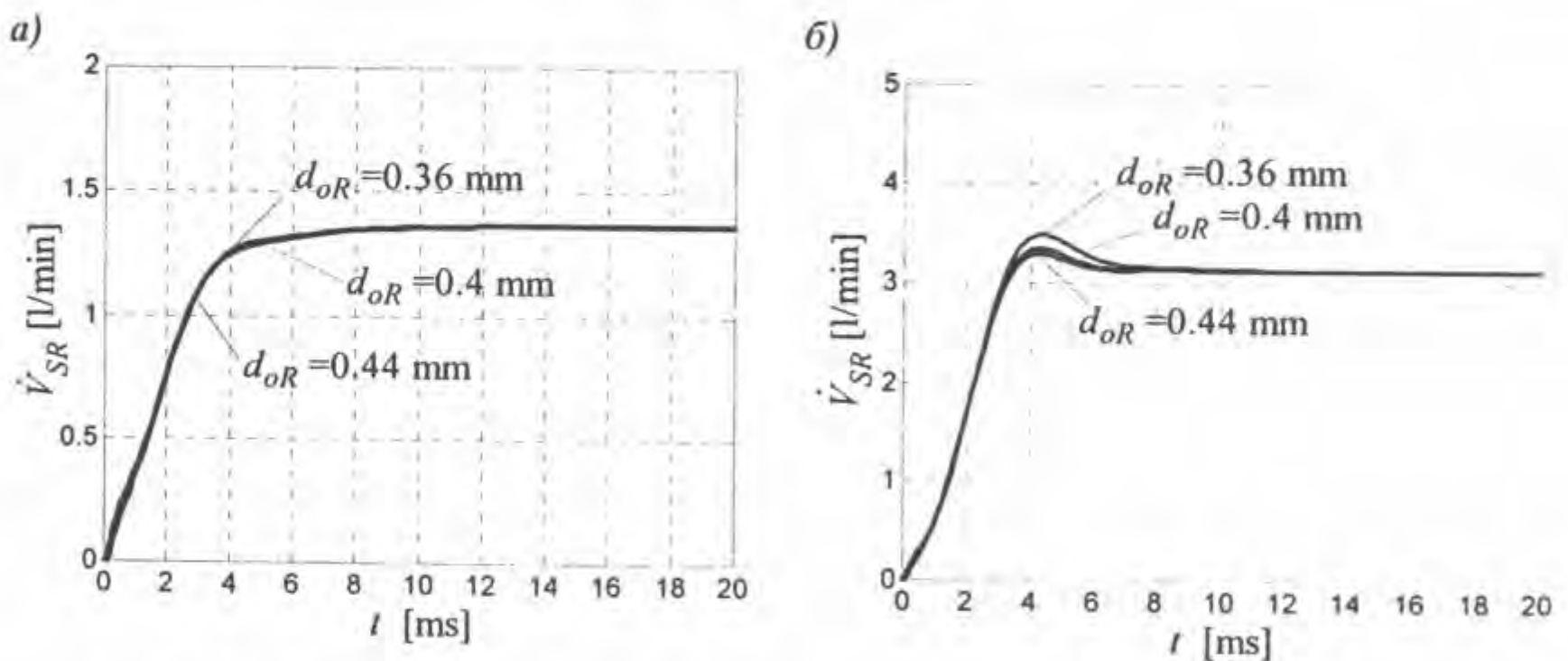
Слика 5.32 Анализа утицаја пречника отвора млазника на карактеристике прелазног процеса серворазводника, за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
 а)  $i=10\% \cdot i_{\text{max}}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{\text{max}}$

При анализи утицаја пречника левог (десног) константног пригушног отвора  $d_{oLD}$ , претпостављено је да, при промени пречника  $d_{oLD}$ , однос дужине и пречника пригушног отвора остаје непромењен. Такође је задржана наведена претпоставка услова монтаже првог степена хидрауличног појачања, што је условило промену вредности равнотежног одстојања између млазника и врха одбојне плочице  $x_0=38,5 \mu\text{m}$ , за пречник  $d_{oLD}=0,18 \text{ mm}$ . За пречник  $d_{oLD}=0,16 \text{ mm}$ , добијена је вредност  $x_0=28,6 \mu\text{m}$ , а за пречник  $d_{oLD}=0,20 \text{ mm}$ , добијена је вредност  $x_0=50,8 \mu\text{m}$ , и са овим вредностима је извршена нумеричка анализа, чији су резултати приказани на слици 5.33. Повећање пречника  $d_{oLD}$  смањује време успона и условљава појаву или повећање прескока, супротно од повећања пречника отвора млазника  $d_m$ . За исту процентуалну супротносмерну промену вредности  $d_m$  и  $d_{oLD}$ , на динамику прелазног процеса већи утицај има промена  $d_{oLD}$ . И у овом случају, промена пречника  $d_{oLD}$  изазива незнатне варијације стационарних вредности запреминског протока.

Исте претпоставке су задржане и при анализи утицаја пречника константног пригушног отвора у одводном воду првог степена  $d_{oR}$ , што је условило промену вредности равнотежног одстојања млазника и врха одбојне плочице  $x_0=38,5 \mu\text{m}$ , за пречник  $d_{oR}=0,4 \text{ mm}$ . За пречник  $d_{oR}=0,36 \text{ mm}$ , добијена је вредност  $x_0=40,1 \mu\text{m}$ , а за пречник  $d_{oLD}=0,44 \text{ mm}$ , добијена је вредност  $x_0=37,6 \mu\text{m}$  и са овим вредностима је извршена нумеричка анализа, чији су резултати приказани на слици 5.34. Промена пречника  $d_{oR}$  изазива минималне промене карактеристика прелазног процеса и, практично, никакве промене у стационарној вредности.



Слика 5.33 Анализа уишцаја пречника левог (десног) константног пригушног отпора првог степена на карактеристичке прелазног процеса сервоизводника, за одскочни улазни сигнал јачине  $i$   
 а)  $i = 10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i = 25\% \cdot i_{max}$

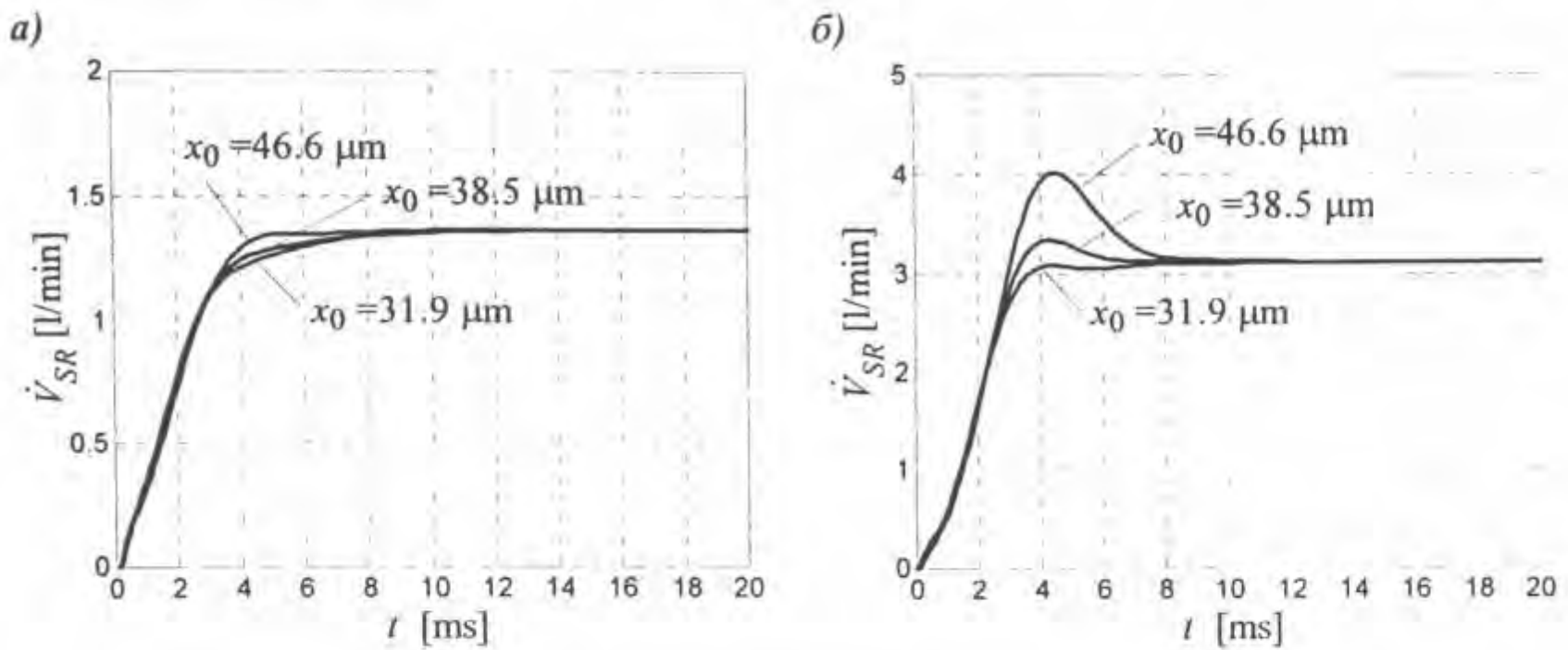


Слика 5.34 Анализа уишцаја пречника константног пригушног отпора у одводном воду првог степена на карактеристичке прелазног процеса сервоизводника, за одскочни улазни сигнал јачине  $i$   
 а)  $i = 10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i = 25\% \cdot i_{max}$

У анализама чији су резултати приказани на сликама 5.32÷5.34, задржавана је претпоставка услова монтаже, по којем су за притисак напајања  $p_s = 140$  bar, притисци у оба млазника у равнотежном положају одбојне плочице  $p_{1LD0} = 70$  bar. Утицај варијације овог пројектног параметра на карактеристике прелазног процеса, приказан је на слици 5.35. При томе су изабране две вредности притиска  $p_{1LD0}$  од 60 bar и 80 bar, за  $p_s = 140$  bar, што је условило промену вредности равнотежног одстојања између млазника и врха одбојне плочице  $x_0$ , која је износила  $x_0 = 38,5$   $\mu\text{m}$ , за  $p_{1LD0} = 70$  bar. За притисак  $p_{1LD0} = 60$  bar, добијена је вредност  $x_0 = 46,6$   $\mu\text{m}$ , а за притисак  $p_{1LD0} = 80$  bar, добијена је вредност  $x_0 = 31,9$   $\mu\text{m}$  и са овим вредностима је извршена нумеричка анализа, чији су резултати приказани на слици 5.35. Повећање равнотежног одстојања  $x_0$ , смањује време успона и

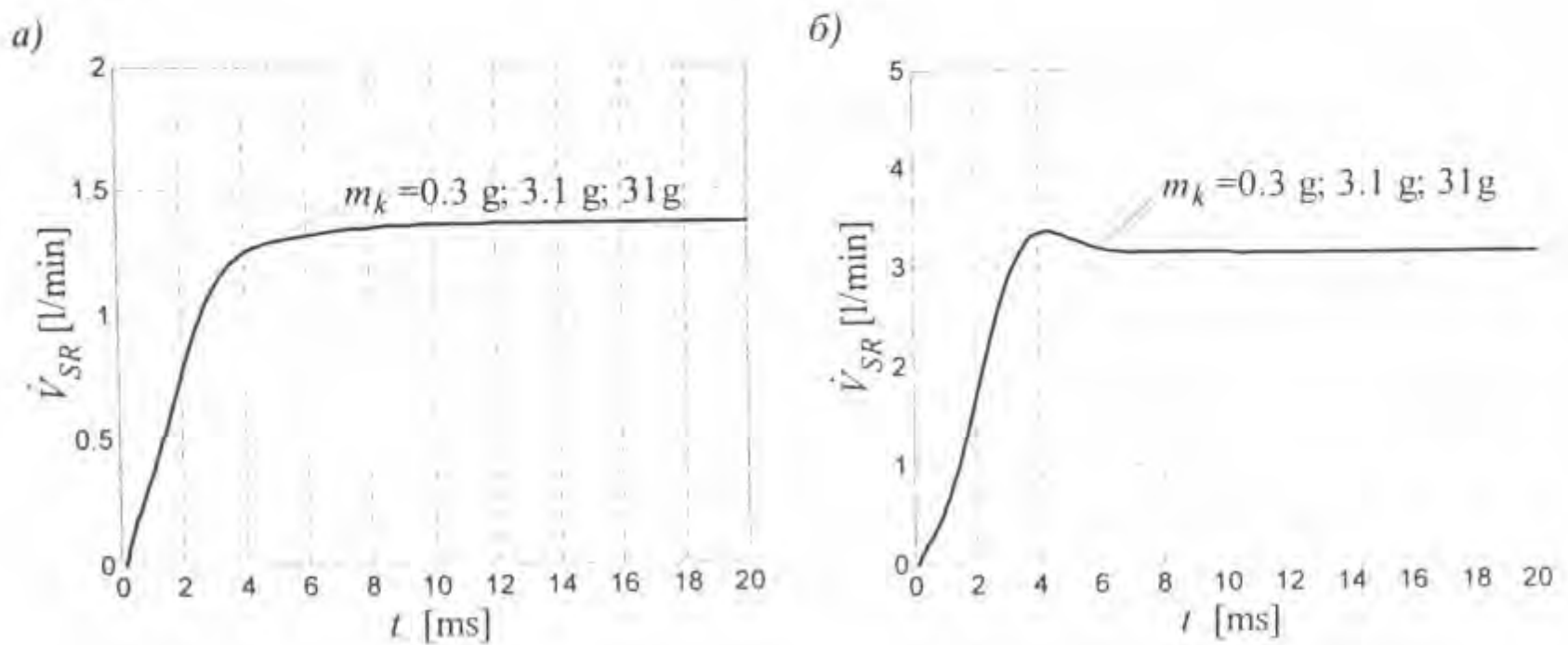


условљава појаву или повећање прескока, у зависности од нивоа улазног сигнала јачине струје и процентуалног повећања  $x_0$ . Промена вредности  $x_0$  изазива незнатне варијације стационарних вредности запреминског протока.



Слика 5.35 Анализа утицаја равнотежног одстојања мазника и врха одбојне плочице на карактеристике прелазног процеса серворазводника, за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
 а)  $i=10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{max}$

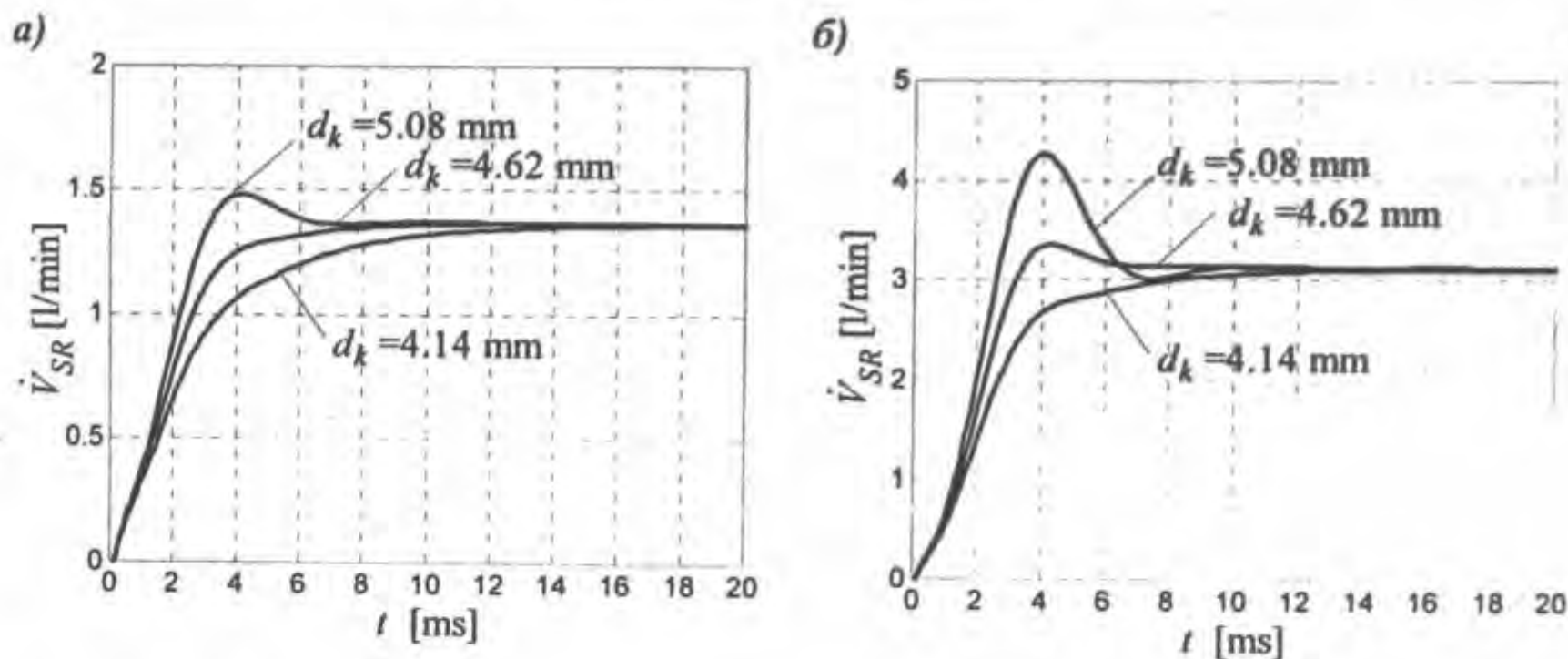
Маса разводног клипа  $m_k$  анализираниог серворазводника је 3,1 г. Нумерички су симулирани прелазни процеси за случајеве десет пута веће масе разводног клипа - 31 г, и десет пута мање - 0,3 г. Добијене су идентичне карактеристике (слика 5.36), па се може закључити да је занемарљив утицај масе клипа, на карактеристике посматраног серворазводника.



Слика 5.36 Анализа утицаја масе разводног клипа на карактеристике прелазног процеса серворазводника, за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
 а)  $i=10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{max}$

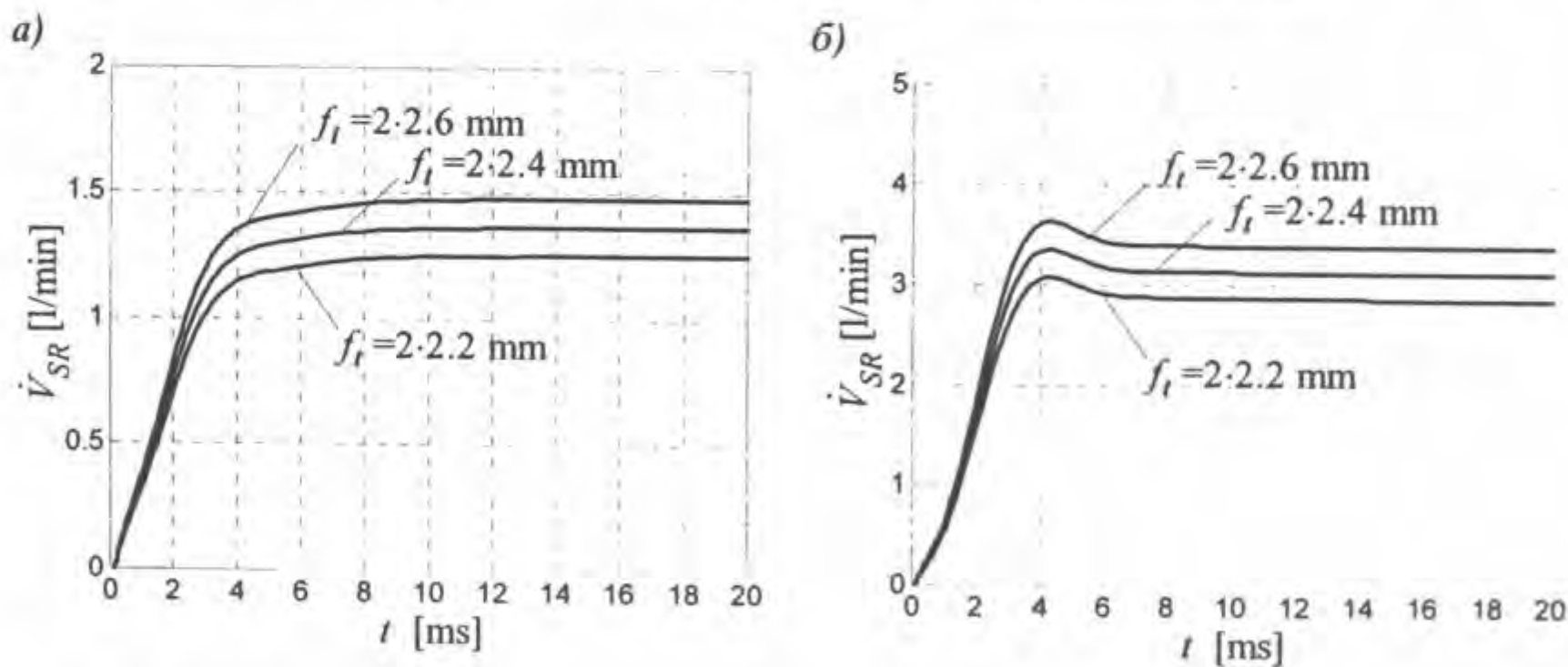
Варирањем пречника разводног клипа  $d_k$ , мењају се карактеристике прелазног процеса (слика 5.37). Повећавањем пречника клипа, убрзава се прелазни процес, а

његовим смањивањем исти се успорава. Минималне су промене стационарне вредности запреминског протока, при тим променама.



Слика 5.37 Анализа утицаја пречника разводног клипа на карактеристике прелазног процеса серворазводника, за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
а)  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{\max}$

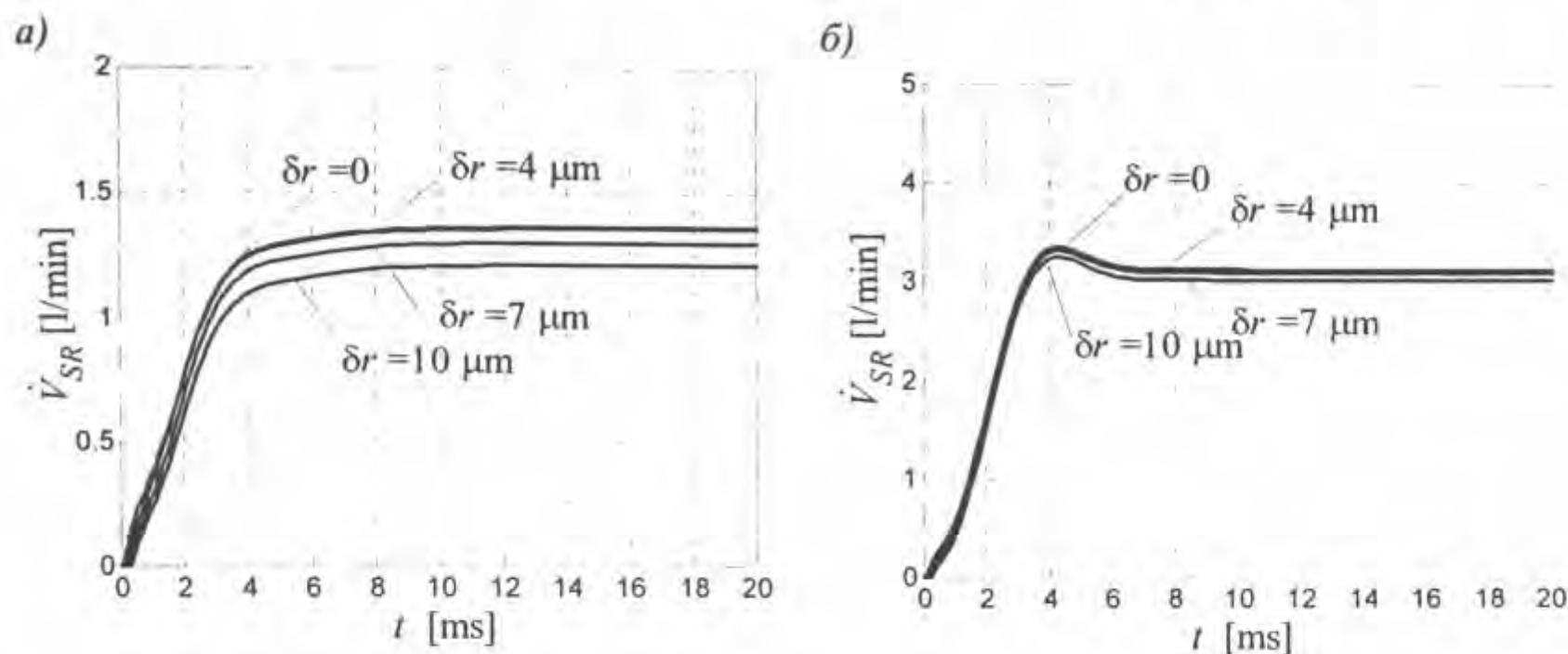
Ширина правоугаоних отвора на телу разводника  $f_t$ , утиче само на стационарну вредност запреминског протока. Повећавањем  $f_t$  повећава се запремински проток кроз серворазводник, и обрнуто, смањивањем  $f_t$ , исти се смањује (слика 5.38).



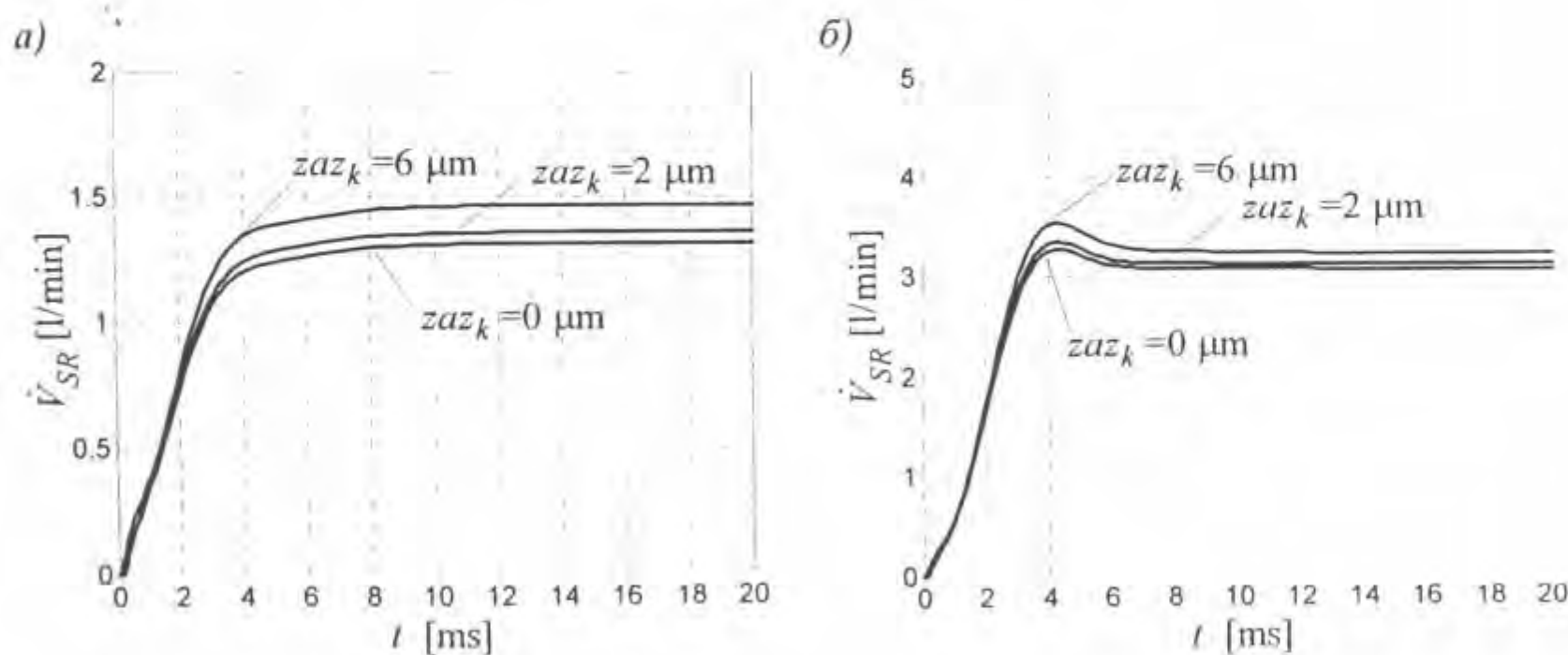
Слика 5.38 Анализа утицаја ширине правоугаоних пригушног отвора на телу разводника на карактеристике прелазног процеса серворазводника, за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
а)  $i=10\% \cdot i_{\max}$ , б)  $i=25\% \cdot i_{\max}$

Сличан тренд се запажа на сликама 5.39 и 5.40, где су анализирани утицаји радијалног процепа између клипа и тела разводника  $\delta r$ , и величине зазора на клипу са обе стране куглице  $zaz_k$ . Обе физичке величине утичу само на стационарне вредности запреминског протока. Повећање стационарне вредности запреминског протока, изазвано је смањњем  $\delta r$  и повећањем  $zaz_k$  и обрнуто, смањење стационарне вредности

запреминског протока, изазвано је повећањем  $\delta r$  и смањењем  $zaz_k$ . При томе, треба бити обазрив са избором ових физичких величина, јер превелико повећање  $zaz_k$  деградира статичке карактеристике (утиче на ширину хистерезисне петље), а превелико смањење  $\delta r$  поскупљује израду и може да изазове отежано функционисање клипно-аксијалног серворазводника (повећава се хабање, а могуће је и заривавање).



Слика 5.39 Анализа утицаја номиналне величине радијалног процела на карактеристичке прелазног процеса серворазводника, за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
 а)  $i = 10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i = 25\% \cdot i_{max}$



Слика 5.40 Анализа утицаја величине зазора на клипу са обе сферне кулице на карактеристичке прелазног процеса серворазводника, за одскочни улазни сигнал јачине струје  $i$   
 а)  $i = 10\% \cdot i_{max}$ , б)  $i = 25\% \cdot i_{max}$





Д е о 6.

**ЗАКЉУЧАК**

Електрохидраулични серворазводници већ четрдесетак година налазе своје место у системима преноса хидрауличне снаге, као најсофистицираније регулационе компоненте. И поред релативно дугог периода примене у електрохидрауличним сервосистемима, све појаве које прате њихово функционисање нису потпуно објашњене. Разлог лежи у чињеницама да је за описивање њиховог функционисања потребан релативно сложен математички апарат, који укључује велики параметара и да је вредности појединих физичких величина и константи, које фигуришу у математичким изразима, тешко или готово немогуће прецизно квантификовати. Због тога је анализа двостепених електрохидрауличних серворазводника са повратном спрегом по положају клипа и данас актуелан и изазован научно-истраживачки задатак.

Да би се решио наведени задатак, истраживачи обично користе различите апроксимације и упрошћења. У овој дисертацији, покушано је да се на основу екстензивне теоријске анализе (базиране на основним законима механике флуида, електромагнетизма и опште механике, као и искуствима и резултатима досадашњих истраживања), формира што је могуће свеобухватнији математички модел. Овај модел укључује појаве и величине од утицаја на понашање анализираних серворазводника, тако да може да предвиди њихово понашање у широком опсегу очекиваних радних режима. Сложеност модела лимитира једино могућност коректне нумеричке интеграције на персоналном рачунару. Намена оваквог математичког модела је:

- да се опишу карактеристичне појаве које усложњавају модел (суво трење, волуметријски губици, деформација склопа котве, зазори на телу разводника, режими струјања, итд.) и да се објасни њихов утицај на понашање серворазводника и

- да се детаљно испита утицај физичких величина и параметара, посебно оних који се конструктивно могу лако мењати (геометријске мере моментног мотора, геометријске мере првог и другог степена, крутости елемената склопа котве, број навојака, реманентна магнетна индукција трајног магнета, итд), на карактеристике серворазводника.

Тачност математичког модела је верификована поређењем резултата нумеричке анализе на персоналном рачунару у Матлаб/Симулинк окружењу, са одговарајућим експерименталним статичким и динамичким карактеристикама. Експериментална анализа је обављена у Лабораторији за монтажу и испитивање серворазводника - ДД "Наменска" - "Прва петолетка", на једном серворазводнику са механичком повратном спрегом, из производног програма "Прве петолетке" - Трстеник.

Обимна теоријска разматрања и анализа појава укључених у математички модел, омогућила су извођење бројних закључака, од којих се издвајају следећих једанаест.

1. У режимима од интереса, динамика електронског струјног појачавача, може се занемарити, тако да се у анализама може претпоставити, да је јачина струје улазна величина у серворазводник.

2. Занемаривање релуктансе тврдог магнетног материјала, расипања магнетног флукса у ваздушном процепу и неравномерности јачине магнетног поља трајног магнета, што је уобичајен случај у теоријској анализи моментних мотора, условљава добијање недовољно тачног израза за одређивање вредности обртног момента услед електромагнетних сила. Узимањем у обзир наведених појава и величина, у коначном теоријском изразу за обртни момент услед електромагнетних сила, појављује се додатни параметар, означен у раду као коефицијент магнетне релуктансе. При таквој теоријској анализи, добијају се вредности наведеног обртног момента које одговарају стварности.



3. При анализи прелазног процеса, за веће нивое јачине струје на улазу, уочена је појава удара одбојне плочице о млазник. Ова појава се може избећи правилним пројектовањем, функционисањем и одржавањем електрохидрауличног сервосистема. Егзактно описивање и квантификовање ове појаве захтева посебну анализу, која превазилази обим рада.

4. На динамику склопа котве значајан утицај има и сила млазева радне течности. Теоријска анализа показује, да се ова сила јавља као последица разлике притисака у млазницима и протицања радне течности кроз те млазнике. Резултантна сила млазева која је последица запреминских протока, има дестабилизујуће дејство на динамику кретања склопа котве. Ипак, њен утицај је мањи од утицаја резултантне силе млазева која је последица разлике притисака, тако да је укупно дејство силе млазева радне течности стабилизујуће.

5. Уобичајено је да се при анализи закретања склопа котве, сматра да је исти круто тело. Наиме, истраживачи занемарују утицаје савијања еластичне цевчице и одбојне плочице на померање врха одбојне плочице. Они сматрају да померање врха одбојне плочице, настаје само због закретања склопа котве. Експерименти обављени на склопу котве, немонтираном у серворазводник, изазвали су сумњу да је наведено упрошћавање сувише грубо. Анализом нумеричких резултата, прорачунато је да је на овај начин израчунато померање врха одбојне плочице, скоро два пута веће од померања које узима у обзир деформације одбојне плочице и еластичне цевчице.

При рачунању момента услед деформације опруге повратне спреге, који се јавља код двостепених електрохидрауличних серворазводника са механичком повратном спрегом, треба узети у обзир вредност нагиба врха одбојне плочице.

6. Уградњом пригушног отвора у одводном воду, смањују су губици снаге. Истовремено се повећава притисак на излазу из млазника, чиме се смањује могућност настанка кавитације. Са друге стране, треба бити обазрив при избору димензија пригушног отвора у одводном воду, јер смањивањем његовог пречника, смањује се остварена разлика управљачких притисака, која се води на други степен хидрауличног појачања.

7. Куглицу опруге повратне спреге, која се користи код серворазводника са механичком повратном спрегом, врло је тешко убацити без зазора у урез на клипу. У анализама би требало рачунати са неком малом вредношћу зазора, а нарочито за случај малих ходова разводног клипа. Занемаривањем величине зазора на клипу са обе стране куглице, добијају се нешто мање вредности запреминског протока од стварне.

8. Запремински протоци услед протицања радне течности кроз радијалне процепе које формирају разводни клип и тело разводника, по правилу имају занемарљив утицај на струјање радне течности кроз први степен хидрауличног појачања. Запремински протоци услед стишљивости радне течности, такође се могу занемарити.

9. Највише "главобоље" при математичком моделирању ствара појава трења, коју је изузетно тешко прецизно квантификовати. Суво трење разводног клипа, може се без веће грешке занемарити. Проблем настаје са коефицијентима вискозног трења склопа котве и разводног клипа. Њихове вредности није могуће прецизно измерити, а коришћењем теоријских израза, које предлажу поједини истраживачи, не добијају се коректне вредности. Вредности наведених величина су оцењене на основу измерених динамичких карактеристика посматраног серворазводника и интервала вредности које су користили други истраживачи.

10. Струјање радне течности кроз пригушне отворе првог и другог степена хидрауличног појачања, описују се, на први поглед, релативно једноставним једначинама, које дају везу између запреминског протока и квадратног корена пада притиска. Изразе компликују коефицијенти протока, чије функционалне зависности од режима струјања, одређених одговарајућим Рејнолдсовим бројем, није нимало једноставно одредити. То се посебно односи на протицање радне течности кроз променљиве пригушне отворе типа млазник - одбојна плочица и пригушне отворе на телу разводника, због релативно сложених струјних слика. Зато је уобичајено да се, при анализама функционисања серворазводника, узимају константне вредности коефицијента протока. Анализа је показала оправданост те претпоставке, сем за коефицијенте протока променљивих пригушних отвора типа млазник - одбојна плочица, где се у режимима великих релативних померања врха одбојне плочице прави значајнија грешка.

11. Треба бити обазрив при занемаривању радијалног зазора између клипа и чауре, несавршености геометрије управљачких ивица на разводном клипу и телу разводника и протока унутрашњег цурења кроз пригушне отворе. Утицај ових појава, нарочито је изражен у режимима блиским равнотежном положају.

У раду је, такође, анализиран утицај физичких величина и параметара из математичког модела на карактеристике серворазводника. Као резултат ове анализе, изведено је следећих шест закључака.

1. На стационарне вредности запреминског протока кроз серворазводник по завршеном прелазном процесу (за случај одскочног улазног сигнала јачине струје), а самим тим и на вредности статичких карактеристика протока, најлакше се утиче варирањем: ширине правоугаоног отвора на телу разводника, крутости и дужине опруге повратне спреге. Нешто мањи утицај на наведене вредности има промена физичких величина и параметара моментног мотора: дужине ваздушних процепа у неутралном положају, реманентна индукција трајног магнета и број навојака.

2. Од физичких величина и параметара моментног мотора, на промену динамичких карактеристика највећи утицај има промена дужине ваздушних процепа у неутралном положају, али је и приличан утицај реманентне магнетне индукције трајног магнета.

3. За исте процентуалне промене свих мерљивих физичких величина, највећи је утицај промене физичких величина еластичне цевчице (дужине и савојне крутости). Повећање крутости и смањење дужине еластичне цевчице, условљавају спорију динамику серворазводника. Што се тиче физичких величина склопа котве, већи утицај на динамику серворазводника имају величине одбојне плочице од величина опруге повратне спреге. И код ових величина, супротносмерне промене крутости и дужина изазивају исте ефекте.

4. Занемарљив је утицај инерцијских чланова, посебно масе разводног клипа другог степена, на динамичке карактеристике серворазводника.

5. Промена динамичких карактеристика серворазводника, може се остварити и варирањем пречника разводног клипа. Повећавањем пречника клипа, убрзава се прелазни процес, а његовим смањивањем исти се успорава. При тим променама, минималне су промене стационарне вредности запреминског протока кроз серворазводник.

6. Занимљиво је и да варијације пречника млазника, пречника константних пригушних отвора и равнотежног одстојања млазника и одбојне плочице, изазивају промене динамичких карактеристика серворазводника. Највећи утицај на динамику



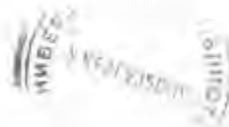
прелазног процеса анализираног серворазводника, има варијација пречника отвора левог и десног константног пригушног отвора.

Главни резултат спроведеног истраживања је добијени математички модел, који изнад свега представља користан алат, првенствено при реконструкцији изведених и конструкцији нових серворазводника. Следећи истраживачки корак би зато требало да обухвати реконструкцију неког од постојећих серворазводника, у циљу добијања побољшаних радних карактеристика. За ту намену, пожељно би било пронаћи начине и средства за мерење процењених константи моментног мотора (константе расипања магнетног флуksа и константе неравномерности јачине магнетног поља трајног магнета), чиме би се додатно поправила тачност формираног математичког модела. Иначе, овај модел може да послужи и као одлична основа, при пројектовању електрохидрауличних сервосистема, применом напредних управљачко-регулационих техника, јер описује функционисање серворазводника у широком опсегу радних режима.

У неком од наредних корака, требало би наведени модел искористити за пројектовање нових класа серворазводника са механичком повратном спрегом. Употребом овог модела, значајно би се смањили време и трошкови пројектовања. Занимљиво би било, у сарадњи са стручњацима из "Прве петолетке", пројектовати и увести у производњу двостепенне серворазводнике са електричном и директном повратном спрегом. Модуларна структура формираног Симулинк модела, омогућава врло једноставну модификацију и убацивање израза, специфичних за друге типове серворазводника са повратном спрегом по положају клипа.

Највеће унапређење постојећег модела, обухватило би проналажење начина за формирање поступака прецизног мерења коефицијената трења. Овај задатак није нимало лак и захтева сарадњу са реномираним светским истраживачима, као и одређена финансијска средства.

У складу са најновијим трендовима у системима хидрауличног преноса снаге, где се све више размишља о комерцијалној употреби воде као радне течности, занимљиво би било кренути у пројектовање и извођење компонената система водне хидраулике, у нашој средини. Посебан би изазов представљало пројектовање и производња серворазводника, као најеложенијих стандардних електрохидрауличних компонента.







---

# **ЛИТЕРАТУРА**

- [1] Абдули Рамиз  
Цинер Паја *Електирохидраулички сервовиџеми*, Војно-издавачки и инжинерски центар, Београд, 1986.
- [2] Abo-Ismail Ahmed,  
Ray Asok, *Effect of Nonlinearities on the Transient Response of an Electrohydraulic Position Control Servo*, Journal of Fluid Control. v 17, n 3. 1987.
- [3] Abo-Ismail Ahmed,  
Wassef F. M. *Dynamics of a Speed Control Servo System With Some Nonlinearities*, The Journal of Fluid Control. v 17, n 3. 1987.
- [4] Abo-Ismail Ahmed,  
Wassef F. M. *Dynamics of an Electro-Hydraulic Velocity Servo With Stick-Slip Friction*, Proc. of the First JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo '89, Japan, 1989.
- [5] Akers Arthur,  
Lin S. J. *Optimal Control Theory Applied to a Pump With Single-Stage Electrohydraulic Servo Valve*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 110, No. 2., 1988.
- [6] Akers Arthur,  
Lin S. J. *The Effect of Some Operating Conditions on the Performance of a Two-Stage Controller-Pump Combination*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 112, No. 4., 1990.
- [7] Anderson T. Randy,  
Li Y. Perry *Mathematical Modeling of a Two Spool Flow Control Servo Valve Using a Pressure Control Pilot*, ASME Symposium on Modeling and Control Electrohydraulic Systems, Orlando, FL., November, 2000.
- [8] Anderson Wayne *Controlling Electrohydraulic Systems*, Marcell Dekker, New York, 1988.
- [9] Антић Драган,  
Голо Горан *Програмски пакети за симулацију динамичких система - (део о Simulink-у)*, Кантакузин, Ниш, 1996.
- [10] Arafa H.A.,  
Rizk M. *Identification and Modelling of Some Electrohydraulic Servo-Valve Non-Linearities*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science, v 201, n 2, 1987.
- [11] Arafa H.A.,  
Rizk M. *Spool Hydraulic Stiffness and Flow Force Effects In Electrohydraulic Servo-Valves*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science, v 201, n 3, 1987.
- [12] Ашковић Радомир,  
Чантрак Светислав и  
група аутора *Разводници и венџили (хидраулика високог притиска, хидроинеуматске комбинације)*, ОМО, Београд, 1986.
- [13] Аврамовић Дојчин *Пројектовање хидрауличких уређаја*, ОМО, Београд, 1982.
- [14] Бабић Ј. Милун,  
Стојковић Светислав *Турбомашине*, Просвета, Београд, 1997.
- [15] Бајић Дејан *Електрична и електронска кола, уређаји и мерни инструменти I*, Универзитет у Београду, БИГЗ, Београд, 1972.
- [16] Banieghbal M. R.,  
Pountney D. C.,  
Weston W. *Experimental and Numerical Analysis of Flow Characteristics of Hydraulic Servo-Valves and Orifices*, International Conference on Optical Techniques in Process Control, The Hague, Netherland, June 14-16, 1983.
- [17] Bartos R. D. *Dynamic Modeling of the Servovalves Incorporated in the Servo Hydraulic System of the 70-Meter DSN Antennas*, TDA Progress Report 42-108, February 15, 1992.
- [18] Bergadà Josep M<sup>a</sup> *Main Frequencies in the Performance of a Servo Valve*, Proc. of the 47<sup>th</sup> National Conference on Fluid Power (NCFP), Chicago, April, 1996.
- [19] Bergadà Josep M<sup>a</sup>,  
Codina Esteve *Discharge Coefficients for a Four Nozzle Two Flapper Servo Valve*, Proc. of the 46<sup>th</sup> National Conference on Fluid Power, Anaheim, Vol. 1, March, 1997.
- [20] Bergadà Josep M<sup>a</sup>,  
Codina Esteve *Flow Features in a Nozzle of a Servo Valve*, Proc. of International Exposition for Power Transmission and Technical Conference, Milwaukee, April, 2000.
- [21] Billingsley John *Controlling With Computers*, McGraw-Hill Book Company, England, 1989.
- [22] Bilodeau Glen,  
Evangelos Papadopoulos *Modelling, Identification and Experimental Validation of a Hydraulic Manipulator Joint for Control*, Proc. of the 1997 International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS '97), Grenoble, France, September, 1997.



- [23] Bilodeau Glen,  
Evangelos Papadopoulos  
*Experiments on a High Performance Hydraulic Manipulator Joint: Modelling for Control*, in Experimental Robotics V, edited by Casals & Almeida, Springer Verlag, 1998.
- [24] Blackburn John,  
Reethof Gerhard,  
Shearer J. Lowen  
*Fluid Power Control*, M.I.T Technology Press, Cambridge, Massachusetts, 1960.
- [25] Borghi Massimo,  
Milani Massimo,  
Paulozzi Roberto  
*Stationary Axial Flow Forces Analysis on Compensated Spool Valves*, International Journal of Fluid Power, Vol. 1, No. 1, March, 2000.
- [26] Brown N.,  
Parkin R.M..  
*Computer Simulation of a Hydraulic Servo Valve*, Proc. Int. Conference on Recent Advances in Mechatronics, ICRAM '95, Istanbul, Turkey, Vol 1, 14-16 August, 1995.
- [27] Burrows C. R.  
*Fluid Power Servomechanisms*, Van Nostrand Reinhold Company, London, 1972.
- [28] Burrows C. R.,  
Mu C.,  
Darling J.  
*A Dynamic Analysis of a Nozzle-Flapper Valve With Integral Squeeze Film Damper*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 113, No. 4., 1991.
- [29] Burrows C. R.,  
Martin D. J.  
*Measuring the Oscillating Flow From an Electro-Hydraulic Servo-Valve Using an Indirect Method*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automatic Control Group, v 188, 51/74, 1974.
- [30] Card G. A. ,  
Parker D. W.  
*Electro-Hydraulic Servo Valves*, Technical File N<sup>o</sup> 125, Engineering (London) v 224, n 6. June, 1984.
- [31] Card G. A.,  
Parker D. W.  
*Servo Valve Design Considerations*, Hydraulic Pneumatic Mechanical Power, v 31, n 364. April, 1985.
- [32] Carlin Jerry  
*Selecting The Right Valve: Servo Or Proportional*, Power Transmission Design, v 31, n 4., April, 1989.
- [33] Carpenter Kenneth  
*A Differential Equation Approach to Minor Loops in the Jiles-Atherton Hysteresis Model*, IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 27, No. 6, November 1991.
- [34] Clegg Andrew  
*The Mechanics and Modelling of Hydraulically Actuated Manipulators*, Reserch Memo RM/94/8, Ocean Systems Laboratory, Edinburgh, 1994.
- [35] Codina Esteve,  
Bergadà Josep M<sup>a</sup>  
*Some Irregular Aspects of Performance of Hydraulic Servoactuator for Sparkmachining Equipment*, Proc. of the International Conference on Fluid Power, Chicago, Vol. 1, March, 1992.
- [36] Cox C. S.,  
French I. G.  
*Limit Cycle Prediction Conditions for a Class of Hydraulic Control System*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 108, No. 1., 1986.
- [37] Ђаласан Латинка,  
Петковски Менка  
*Маџлаб и џроџрамски модул Симулинк*, Микро књига, Београд, 1993.
- [38] D'Amore Marco  
*Linear-Force Motors Enhance Proportional Valves*, Hydraulics & Pneumatics, July, 1998.
- [39] Dean Kim,  
Tsu-Chin Tsao  
*An Improved Linearized Model for Electrohydraulic Servovalves and its Usage for Robust Performance Control System Design*, Proceedings of the American Control Conference, Albuquerque, New Mexico, USA, June, 1997.
- [40] Dean Kim,  
Tsu-Chin Tsao  
*A Linearized Electrohydraulic Servovalve Model for Valve Dynamics Sensitivity Analysis and Control System Design*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 122, No. 1., 2000.
- [41] Don Norvelle Frederick  
*Electrohydraulic Control Systems*, Prentice Hall, Upper Saddle River, New Jersey, 2000.
- [42] Dong Xiaolin,  
Ueno Hisanori  
*Flows and Flow Characteristics of Spool Valve*, Proc.of the Forth JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo '99, Japan, 15-17 November, 1999.
- [43] Dransfield Peter  
*Hydraulic Control Systems-Design and Analysis of Their Dynamics*. Berlin - New York, Springer Verlag, 1981.

- [44] Elgamil Mohamed, Kanki Hiroshi *Asymmetric Area Gradient Effect On Static and Dynamic Servo Valve Performance*, IV International Research/Expert Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology", Zenica, BiH, 1998.
- [45] Elgamil Mohamed, Kanki Hiroshi *New Methods for Flow Force Reduction and Spool Drive In Proportional and Servo Valves*, IV International Research/Expert Conference "Trends in the Development of Machinery and Associated Technology", Zenica, BiH, 1998.
- [46] Ellman Asko *Leakage Behaviour of Four-Way Servo Valve*, Fluid Power Systems and Technology 1998, FPST Vol 5, Collected papers of 1998 ASME IMECE, Anaheim, 1998.
- [47] Ellman Asko, Virvalo Tapio *Formation of Pressure Gain in Hydraulic Servovalves and Its Significance in System Behavior*, Fluid Power Systems and Technology 1996, FPST Vol 3, Collected papers of 1996 ASME IMECE, Atlanta, 1996.
- [48] Ellman Asko, Piché R. *A Modified Orifice Flow Formula for Numerical Simulation*, Fluid Power Systems and Technology 1996, Collected papers of 1996 ASME IMECE, Atlanta, 1996.
- [49] Eryilmaz Bora, Wilson Bruce, *Modeling the Internal Leakage of Hydraulic Servovalves*, 2000 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Orlando, FL, 2000.
- [50] Eryilmaz Bora, Wilson Bruce, *Combining Leakage and Orifice Flows in a Hydraulic Servo Valve Model*, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, (Accepted for Publication).
- [51] Esposito Anthony *Fluid Power with Applications - 3/e*, Regents/Prentice-Hall, New Jersey, 1993.
- [52] Fadel Moustafa, Krutz Gary, Morgan Mark, Gibson Harry *Design and Test of an Accurate Electrohydraulic Positioning System for Engine LASER Measurements*, Proceedings of 13th. International Congress on Agricultural Engineering, Rabat, Morocco, 2-6 Feb, V.3. 1998.
- [53] Foster K., Fenney L. *Characteristics and Dynamic Performance of Electrical and Hydraulic Servo-Drives*, Proc. of the First JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo '89, Japan, 1989.
- [54] Fussell Barry, James Darwin, Prina S. *Servo Valve Torque Motor Analysis*, 1999 Electrical Insulation Conference/Electrical Manufacturing & Coil Winding Expo, 1999.
- [55] Gang Wang, Xinming Cao, Shichang Zhou *A New Scheme for the Electro-Hydraulic Servo System Control of Electrodes in a Electric Arc Furnace*, Proc. of the Second JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo '93, Japan, 6-9 September, 1993.
- [56] Гордић Душан *Теоријска анализа двосијейених елекџро-хидрауличних сервовенићла са механичком њоврајћном сјрећом њо њоложају клића*, приступни рад, Машински факултет, Крагујевац, 1997.
- [57] Grossschmidt, G., Vanaveski, J. *Characteristics of a Hydraulic System With Electro-Hydraulic Servo-Valve Controlled Cylinder*, Proc. of the 2<sup>nd</sup> ICMA'98., Tampere, Finland, 1998.
- [58] Grossschmidt, G., Vanaveski, J. *Non-Symmetric Four-Way Servo-Valve Parameters*, Proceedings of the Third National DAAAM Conference in Estonia: SCIENCE '98. Tallinn, 1998.
- [59] Група аутора сарадника фирме REXROTH *Хидраулик њренер - свеска 2 (њтехника њројорционалних венићла и сервовенићла)* (превод са немачког), Mannesman Rexroth GmbH, Lohr am Main, 1986.
- [60] Guillemard F., Dore J., Dauphin-Tanquy G. *Automotive Applications and Simulations of a New High Bandwidth Servo-Valve*, IFAC Workshop, ICASAV ' 95, 1995.
- [61] Hayase Toshiyuki, Hayashi Satoru, Kojima Kazunori *Micro Stick-Slip Vibration in Hydraulic Servo Systems*, Proc. of the Third JHPS International Symposium on Fluid Power, Yokohama '96, Japan, 4-6 November, 1996.
- [62] Hayase Toshiyuki, Isozaki Naoyuki, Hayashi Satoru *Piecewise-Linear Modeling of Hydraulic System for State-Feedback Control Strategy*, Proc. of the Second JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo '93, Japan, 6-9 September, 1993.
- [63] Hayase Toshiyuki, Hayashi Satoru, Kojima Kazunori, Imura Ikuro *Suppression of Micro Stick-Slip Vibration in Hydraulic Servo Systems*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 122, June, 2000.



- [64] Heinonen Mikko, Rinkinen Jari, Sassali Tauno  
*Behaviour of Electro-Hydraulic Two-Stage Servo Valves Under Different Kinds of Malfunctions*, The Fourth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, September 26-29, 1995.
- [65] Хохлов А. В.  
*Гидравлические усилители мощностей*, Институт Автоматики и телемеханики Академии наук СССР, Москва, 1961.
- [66] Hong T., Tessman Richard  
*What Time Do You Have?*, FES/Bar Dyne Technology Transfer Publication #9, Proc. of the 47<sup>th</sup> National Conference on Fluid Power (NCFP), Chicago, April, 1996.
- [67] Huang Yan, Ohuchi Hidetoshi  
*Measurement of Static State Variables in Direct-Drive Electro-Hydraulic Servo Valve*, Proc. of the Forth JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo '99, Japan, 15-17 November, 1999.
- [68] Ichiry Ken, Watanabe Haruo, Nogami Tadashiko, ...  
*Realization of Biped Robot by Hydraulic Drive*, Proc. of the First JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo '89, Japan, 1989.
- [69] Ichiry Ken, Tamura Hirosha, Kogarashi Shigeharu  
*Development of Linear Motor Servo Valve*, Proc. of the Third JHPS International Symposium on Fluid Power, Yokohama '96, Japan, 4-6 November, 1996.
- [70] Ionescu Florin  
*Some Aspects Concerning Nonlinear Mathematical Modeling and Behaviour of Hydraulic Elements and Systems*, Nonlinear Analysis, Theory, Methods & Applications, Vol. 30, No. 3, 1997.
- [71] Isacson Christer  
*Dynamic Valve Characteristic (Analysis and Measurement Methods)*, Linköping Studies in Science and Technology, Thesis No. 529, Division of Mechanical Engineering, Linköping, Sweden, 1996.
- [72] Isacson Christer, Krus Petter, Palmberg Jan-Ove  
*A Method for Measuring Dynamic Valve Characteristics*, The Seventh Bath International Fluid Power Workshop, Bath, England, September 21-23, 1994.
- [73] Isacson Christer, Palmberg Jan-Ove  
*A Method for Measuring Dynamic Valve Characteristics a Flow Measurement Studies*, The Second International Symposium on Fluid Power Transmission and Control, Shanghai, China, October 5-7, 1995.
- [74] Isacson Christer, Palmberg Jan-Ove  
*Determining the Dynamic Flow-pressure Relation for a Mobile Valve*, The Fourth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Tampere, Finland, September 26-29, 1995.
- [75] Johnson James  
*Electrohydraulic Servo Systems*, Published by the Editors of Hydraulic & Pneumatic Magazine, Second reprint of Second Edition, Cleveland, Ohio, USA, 1979.
- [76] Jones J. C.  
*Developments In Design of Electrohydraulic Control Valves From Their Initial Design Concept To Present Day - Design and Applications*, Workshop on Proportional and Servovalves, Monash University, Melbourne, Australia, November, 1997.
- [77] Јовановић Петар  
*Сервоventили, пропорционални вентили, принципци до 14000 бар*, ОМО, Београд, 1986.
- [78] Kang Soondong, Hara Kei, Yokogawa Ryichi, ...  
*Control for Robotic Deburring by Hydraulic Shovel*, Proc. of the Third JHPS International Symposium on Fluid Power, Yokohama '96, Japan, 4-6 November, 1996.
- [79] Karan R., Scheidl R., Aberl H.  
*Modeling and Identification of Hydraulic Servo-Valves*, Proc. 1st European Conf. on Structural Control, Barcelona, May 29-31, 1996, World Scientific, Series on Stability Vibration and Control of Systems, Vol. 13, Series B, 1996.
- [80] Keller George  
*Hydraulic System Analysis*, Published by the Editors of Hydraulic & Pneumatic Magazine, Seattle, Washington, USA, 1970.
- [81] Kleman Alan  
*Interfacing Microprocessors in Hydraulic Systems*, Marcel Dekker, New York - Basel, 1989.
- [82] Kokernak Robert  
*Fluid Power Technology*, Second Edition, Prentice-Hall, 1999.



- [83] Koskinen Kari, Mäkinen Esa, Vilenius Matti, Virvalo Tapio *Position Control of a Water Hydraulic Cylinder*, Proc.of the Third JHPS International Symposium on Fluid Power, Yokohama '96, Japan, 4-6 November, 1996.
- [84] Koskinen Karl, Vilenius Matti *SteadyState and Dynamic Characteristics of Water Hydraulic Proportional Ceramic Spool Valve*, International Journal of Fluid Power, Volume 1, Number 1., March, 2000.
- [85] Krishnaswamy Kailash, Li Y. Perry *On Using Unstable Electrohydraulic Valves for Control*, Extended Abstract - American Control Conference, 2000.
- [86] Lee Jae-Cheon, Misawa Eduardo, Reid Karl *Stability Robustness Applied to the Design of Electrohydraulic Servovalve*, Proceedings of IEEE Conference on Control Applications, 1996.
- [87] Лекић Алекса, Јовчев Горан *Стилничко и динамичко испитивање серво разводних вентила*, ХИПЕГ'89, 1989
- [88] Лембке Ј. *Индустријски сервовентили*, (превод са немачког), ОМО - REXROTH, Београд, 1981.
- [89] Lewis Ernest Stern Hansjoerg *Design of Hydraulic Control Systems*, McGraw-Hill Book Company, New York, 1962.
- [90] Liaw Chong-Jer, Brown F. T. *Nonlinear Dynamics of an Electrohydraulic Flapper Nozzle Valve*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 112, No. 2., 1990.
- [91] Lin S. J., Akers A. *A Dynamic Model of the Flapper-Nozzle Component of an Electrohydraulic Servovalve*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 111, No. 1., 1989.
- [92] Lin S. J., Akers A. *Dynamic Analysis of an Flapper-Nozzle Valve*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 113, No. 1., 1991.
- [93] Lin S. J., Akers A. *Optimal Control Theory Applied to Pressure-Controlled Axial Piston Pump Design*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 112, No. 3., 1990.
- [94] Linxiang Wang, Ying Chen, Yongxiang Lu *Numerical Study on the Axial Flow Force of a Spool Valve*, ASME, The Fluid Power and Systems Technology Division (Publication) FPST v 5, 1998.
- [95] Мандић Венчета *Прилоз испитивању елекрохидрауличких серво-разводника*, Хидраулика и пнеуматика бр. 37, Трстеник, 1977.
- [96] Margolis D. L., Hennings C. *Stability of Hydraulic Motion Control Systems*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 119, No. 4., 1997.
- [97] Martin D., Burrows C. *The Dynamic Characteristics of an Electro-Hydraulic Servovalve*, ASME, Transactions, Series G - Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, vol. 98, Dec. 1976.
- [98] Maskrey R. H., Thayer W. J. *A Brief History of Electrohydraulic Servomechanisms*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol 100, June, 1978.
- [99] Mayer Endre *Analytical Evaluation of Servovalves for Flight Simulator Motion Bases*, SAE Technical Paper 921952. vol. 101, sec. 1, Presented at Aerotech '92, Anaheim, CA, USA. Oct 5-8, 1992.
- [100] McCloy D., Martin H.R. *The Control of Fluid Power*, Longman Group LTD, London, 1973.
- [101] McLain T., Iversen E., Davis C., Jacobsen S. *Development, Simulation, and Validation of a Highly Nonlinear Hydraulic Servosystem Model*, Proceedings of the American Control Conference, Pittsburgh, Pennsylvania, June 21-23, 1989.
- [102] Merritt E. Herbert *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sonse, New York, 1967.
- [103] Михајловић Зоран *Идентификација и моделирање елекро-хидрауличких сервосистема у аутоматизици*, магистарски рад, Машински факултет Крагујевац, 1993.

- [104] Mookherjee Saikat *Design and Sensivity Analysis of a Single-Stage Electro-Hydraulic Servovalve*, Proc. of 1<sup>st</sup> FPNI-PhD Symp. Hamburg, Germany, 2000.
- [105] Morse C. Allen *Electrohydraulic Servomechanisms*, Mc-Graw-Hill Book Company, New-York, 1963.
- [106] Nakada Takashi *Range of Control for Electrohydraulic Servovalves Represented by the Rate of Flow and The Frequency Characteristics*, JSME Meeting - Fluid Control and Measurement, Tokyo, Japan, 1986.
- [107] Недић Новак *Испрживање и развој елекрохидрауличких и елекропнеуматских сервосистема*, Научна конференција - Машинство за XXI век, монографија, Нови Сад, 1995.
- [108] Nekrasov Boris *Hydraulics*, Peace Publishers, Moscow, USSR, 1950.
- [109] Nogami Tadahiko, Nakamura Ichiro, Hiroyuki Sadamori, Simogama Hironori *Development of a Rotary Servo Valve*, Proc.of the Second JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo '93, Japan, 6-9 September, 1993.
- [110] Ogata Katsuhiko *Modern Control Engineering*, Third Edition, Prentice-Hall International, New Jersey, 1997.
- [111] Пецић Родољуб, Николић Родољуб, Николић Љубомир *Одређивање преносне функције елекро-хидрауличког серво-разводника*, Хидраулика и пнеуматика бр. 40, Трстеник, 1978.
- [112] Петронијевић Живомир *Елекропнеуматика*, Научна књига, Београд, 1986.
- [113] Pippenger John, Hicks Tyler *Industrial Hydraulics*, International student edition – Third edition, McGraw-Hill Kogakusha, Tokyo, Japan, 1979.
- [114] Pountney D. C., Weston W., Banieghbal M. R., *Numerical Study of Turbulent Flow Characteristics of Servo-Valve Orifices*, Proc. Institution Mechanical Engineering, Part A v 203, n 2., 1989.
- [115] Рашковић Данило *Таблице из опшорности материјала*, Грађевинска књига, Београд, 1990.
- [116] Ramachandran S., Dransfield Peter *Modeling, Analysis and Symulation of an Electrohydraulic Flight Control Actuation System Including Friction*, Proc.of the Second JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo '93, Japan, 6-9 September, 1993.
- [117] Raven Francis *Automatic Control Engineering*, McGraw-Hill International Editions, Singapore, 1987.
- [118] Rinkinen Jari, Laukka Juha *Condition Diagnosis of Servo Valve in Oil Hydraulic Servo System of Hot Strip Mill*, The Fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power, Linköping, Sweden, 28-30 May, 1997.
- [119] Sato Sankoru, Kobayashi Kunio, Maki Hiroshi *Repetitive Control of Electro-Hydraulic Servovibrator*, Proc.of the First JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo '89, Japan, 1989.
- [120] Савић Владимир *Улна хидраулика I*, Дом књиге - Зеница, Зеница, 1987.
- [121] Scheidl Rudolf, Manhartgruber Bernard *On the Dynamic Behavior of Servo-Hydraulic Drives*, Nonlinear Dynamics - 17, Kluwer Academic Publishers, Netherland, 1998.
- [122] Секулић Миливоје *Основи теорије аутоматског управљања - сервомеханизми*, Научна књига, Београд, 1982.
- [123] Shearer, J. L *The Effects of Radial Clearance, Rounded Corners, and Underlap on Servovalve Characteristics*, Proceedings of Joint Automatic Control Conference, Vol 1., San Francisco, CA. 1980.
- [124] Сладоје Раде *Динамика хидрауличких система*, Научна књига, Београд, 1996.
- [125] Southward S. C., Radcliffe C. J., MacCluer C. R. *Robust Nonlinear Stick-Slip Friction Compensation*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 113, December, 1991.
- [126] Stecki S. Jacek *Fluid Power – a Way Forward*, International Scientific Forum on Development in Fluid Power Control of Machinery and Manipulators, Crakow, Poland, 2000.

- [127] Стојић Милић *Конинуални системи аутоматској управљања*, Грађевинска књига, Београд, 1973.
- [128] Sullivan James *Fluid Power – Theory and Applications*, Fourth edition, Prentice-Hall International, New Jersey, 1998.
- [129] Сурутка Јован *Електиромагнетика*, Грађевинска књига, Београд, 1971.
- [130] Svensson Björn *Simulation of an Electrohydraulic Servo Valve*, LiTH-IKP-Ex-1092, December, 1993.
- [131] Tamura Manabu, Matoba Nobuaki, Takashi Kiyoshi *Development of Electric-Hydraulic Control System for Large Sized Mining Shovel*, Proc.of the Second JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo '93, Japan, 6-9 September, 1993.
- [132] Tawfik Maged *Model Based Control of an Electro-Hydraulic Servo Valve*, Ph.D. Thesis, University of Akron, Ohio, USA, 1999.
- [133] Thayer W. J. *Transfer Functions for Moog Servovalves*, Moog Technical Biletin 103, East Aurora, NY, 1965.
- [134] Thayer W. J. *Specification Standards for Electrohydraulic Flow Control Servovalves*, Moog Technical Biletin 117, East Aurora, NY, 1962.
- [135] Tonyan Michael *Electronically Controlled Proportional Valves – Selection and Application*, Marcell Dekker, New York, 1985.
- [136] Трифуновић Ненад *Одређивање параметара електирохидрауличкој серворазводника*, ХИПЕТ'89, 1989
- [137] Tsai S. T., Akers A., Lin S. J. *Modeling and Dynamic Evaluation of a Two-Stage Two-Spool Servo Valve Used for Pressure Control*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 113, No. 4., 1991.
- [138] Tsai, S. C., Ukrainetz, P. R. *Measuring coefficients of friction in servovalves*, Hydraulics and Pneumatics, Vol. 20, June. 1967.
- [139] TWI Press *Hdraulics – Dictionary of Terms*, TWI Press, INC, 2000.
- [140] Urai Takahiro, Sugiyama Takahiro, *Development of Direct Drive Servo Valve Using a Giant Magnetostrictive Material*, Proc.of the Second JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo '93, Japan, 6-9 September, 1993.
- [141] Urata Eizo *Study of Magnetic Circuitits for Servo Valve Torque Motors*, Bath workshop on Power Transmission and Control, PTMC'00 Professional Engineering Pub. LTD. (U.K.), Bath, England, September, 2000.
- [142] Urata Eizo *Dynamics of Elastic Structure in Servo Valve Torque Motors*, Bath workshop on Power Transmission and Control, PTMC'99 Professional Engineering Pub. LTD. (U.K.), Bath, England, September, 1999.
- [143] Urata Eizo, Nakao Yonichi *Study of a Flapper-Nozzle System for a Water Hydraulic Servo Valve*, JSME International Journal, Series B, Vol. 41. No 2, 1998.
- [144] Urata Eizo, Shinoda Masao *Influence of Amplifier and Feedback on the Dynamics of a Water Hydraulic Servo Valve*, Proc.of the Forth JHPS International Symposium on Fluid Power, Tokyo '99, Japan, 15-17 November, 1999.
- [145] Urata Eizo, Yamashina Chishiro *Development of a Water Hydraulic Servo Valve*, JSME International Journal, Series B, Vol. 41. No 2, 1998.
- [146] Urata Eizo, Miyakawa Shimpei, Yamashina Chishiro, Nakao Yohichi, ... *Influence of Flow Force on the Flapper of a Water Hydraulic Servo Valve*, JSME International Journal, Series B, Vol. 41. No 2, 1998.
- [147] van Schothorst Gerard *Modeling of Long-Stroke Hydraulic Servo-Systems for Flight Simulator Motion Control and System Design*, Ph.D. Thesis, Technische Universiteit Delft, Netherland, 1997.
- [148] van Schothorst Gert, Teerhuis Pieter, van der Weiden Antonius *Dynamic Modeling of a Hydraulic Servo-Valve on Behalf of Flight Simulator Motion Control*, In Proc. IFAC Workshop "Motion Control", Munich, Germany, oct. 9-11. 1995.



- [149] van Schothorst Gert, Teerhuis Pieter, van der Weiden Antonius *Non-Linear Dynamic Modeling and Identification of an Electro-Hydraulic Servo-Valve*, In Proc. Third IASTED International Conference on Robotics and Manufacturing, Cancun, Mexico, jun 14-17, 1995.
- [150] van Schothorst Gert, Teerhuis Pieter, van der Weiden Antonius *Describing Function Based Identification of a Non-Linear Servo-Valve model*, Delft Universit Press, Selected Topics in Identification, Modeling and Control, Vol. 8, December, 1995.
- [151] Viall Eric, Zhang Qin *Determining The Discharge Coefficient of A Spool Valve*, Presented at ASAE/CSAE-SCGR Annual International Meeting - Toronto, Ontario, Canada, Paper No.: 993077, 1999.
- [152] Viersma J. Taco *Analysis, Synthesis and Design of Hydraulic Servosystems and Pipelines*, Elsevier Scientific Publishing Company, Amsterdam, 1980.
- [153] Vilenius M. J., Vivaldo T. K. *The Effect of Nonlinearities on the Dynamic Characteristics of an Electrohydraulic Servovalve*, Hydraulic and Pneumatic, Mechanical Power, Vol 22, No 263, November, 1976.
- [154] Virvalo Tapio *Nonlinear Model of Analog Valve*, The Fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power, vol 3., Linköping, Sweden, 28-30 May, 1997.
- [155] Вороњец Константин, Никола Обрадовић *Механика флуида*, друго издање, Грађевинска књига, Београд, 1965.
- [156] Вукобратовић Миомир *Примењена динамика манийулационих робота (моделирање/ анализа/ примери)*, Техничка књига, Београд, 1990.
- [157] Вуковић Влатко *Увод у хидропнеуматску технику*, Факултет техничких наука, Нови Сад, 1998.
- [158] Wang D., Dolid R., Donath M., Albright, J. *Development and Verification of a Two-Stage Flow Control Servovalve Model*, American Society of Mechanical Engineers, The Fluid Power and Systems Technology Division (Publication), FPST v 2, 1995.
- [159] Watton John *The Dynamic Performance of an Electrohydraulic Servovalve/Motor System with Transmission Line Effects*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 109, No. 1., 1987.
- [160] Watton John *The Effect of Drain Orifice Damping on the Performance Characteristics on the Performance Characteristics of a Servovalve Flapper/Nozzle Stage*, ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 109, No. 1., 1987.
- [161] Watton John *Fluid Power System: Modeling, Simulation, Analog and Microcomputer Control*, 1989.
- [162] Watton John, Bergada Josep M<sup>a</sup> *Progress Towards an Understanding of The Pressure Flow Characteristics of a Servovalve Two Flapper/Double Nozzle Flow Divider Using CFD Modelling*, Four Trienal International Symposium on Fluid Control, Flucome 94, Vol. 1, Toulouse, France, August – September, 1994.
- [163] Wel van O.P. *The Modeling of an Electrohydraulic Servovalve*, Master's Thesis, Delft University of Technology, Mechanical Engineering System and Control Group, 1992.
- [164] Weston W., Baniqbal M. R., Pountney D. C., *A Flow Transfer Function for Hydraulic Servo-Valve Orifices*, International Conference on Laser Anemometry: Advances and Application, Manchester, England, Dec. 6-18, 1985.
- [165] Yeaple Frank *Fluid Power Design Handbook*, Third Edition, Marcell Dekker, New York, 1996.
- [166] Zavarehi Masoud, Peter Lawrence, Farrokh Sassani. *Nonlinear Dynamic Modelling and Validation of a Two-Stage Spool-Operated Servovalve*, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 4, No. 3, September, 1999.
- [167] Zhang Y., Smith I. R., Kettleborough J. G. *Performance Evaluation for a Limited-Angle Torque Motor*, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 4, No. 3., September, 1999.
- [168] Каталогси произвођача: Прва Петолетка - Трстеник, Vickers, MOOG, Shell, Mannesmann REXROTH, Schenk Pegasus, Mecalc, Hitachi Magnetics Corp., Ugimag



---

# ПРИЛОЗИ



## Прилог A

### Програмски код за анализу момента usled електромагнетних сила

```

% Prilog A
% Analiza zavisnosti relativne vrednosti obrtnog momenta usled elektromagnetnih
sila
% od relativnih vrednosti jacine struje i dimenzije procepa;

clear all

kmre=0.4; %odnos reluktansi trajnog magneta i vazdusnog procepa

x=-1:0.1:1; % odnos jacine struje (i) i maksimalne jacine struje mojentnog
motora (imax)
y=-0.33:0.033:0.33; %odnos (rk*teta) i maksimalne velicine vazdusnog procepa
(xpo) - 33% granicna vrednost

t=[10,20]; %odnos magnetopobudnih sila: trajnog magneta Tem i struje kroz
namotaje kvn*N*imax

for k=1:2

    for j=1:length(y);
    for i=1:length(x);

        % relativna vrednost obrtnog momenta usled elektromagnetnih sila
        Tem(j,i)=(t(k)*y(j)+(1+kmre)*x(i))*(t(k)+x(i)*y(j))/(1-y(j)^2+kmre)^2;
        % relativna vrednost obrtnog momenta usled elektromagnetnih sila racunatog
linearnim modelom
        Teml(j,i)=1/(1+kmre)*t(k)*x(i)+1/(1+kmre)^2*t(k)*t(k)*y(j);

    end
end

figure %3D zavisnost (moment, jacina struje, dimenzija procepa) za opseg hoda
33%
[X,Y] = meshgrid(x,y);
mesh(X,Y,Tem)
xlabel('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\it i_r_e_l\rm [-]')
ylabel('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\Delta\it x_p_r_e_l\rm [-]')
zlabel ('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\it T_e_m_r_e_l\rm [-]')
title (['\fontname{TmsCiril}\fontsize{14}\bf\itZa odnos magnetopobudnih sila
\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\rm\itM_i \rm_m_a_x/\itM_t_m\rm =
',num2str(100/t(k)), '%'])

figure % zavisnost(moment, jacina struje) za razlicite dimenzije procepa
(33%)
[D,h] = contour(X,Tem,Y,[-.33 -.2 -.16 -.1 0 0.1 0.16 0.2 0.33]);
set(h,'LineWidth',1)
xlabel('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\it i_r_e_l \rm [-]')
ylabel ('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\it T_e_m_r_e_l \rm [-]')
title (['\fontname{TmsCiril}\fontsize{14}\bf\itZa odnos magnetopobudnih sila
\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\rm\itM_i \rm_m_a_x/\itM_t_m\rm =
',num2str(100/t(k)), '%'])
gtext (['\fontname{TmsCiril}\fontsize{14}\bf\iti razli-ite vrednosti
\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\rm\Delta\it x_p_r_e_l'])
clabel(D,h,'manual')

figure % zavisnost(moment, dimenzije procepa) za razlicite jacine struje
(33%)

```

```

[E,h] = contour(Y,Tem,X,[-1 -.5 0 .5 1]);
set(h,'LineWidth',1)
xlabel('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\Delta\it x_p_re_l \rm [-]')
ylabel ('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\it T_e_m_re_l \rm [-]')
title (['\fontname{TmsCiril}\fontsize{14}\bf\it Za odnos magnetopobudnih sila
\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\rm\it M_i \rm_m_a_x/\it M_t_m\rm =
',num2str(100/t(k)), '%'])
gtext (['\fontname{TmsCiril}\fontsize{14}\bf\iti razli-ite vrednosti
\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\rm\it i _r_e_l'])
clabel(E,h,'manual')

end

x=-1:0.1:1; % odnos jacine struje (i) i maksimalne jacine struje mojenog
motora (imax)
y=-0.10:0.010:0.10; %odnos (rk*teta) i maksimalne velicine vazdusnog procepa
(xpo) - 10% granicna vrednost

t=[10,20]; %odnos magnetizacije Tem i 2*N*imax - za rednu vezu namotaja

for k=1:2

    for j=1:length(y);
        for i=1:length(x);

            % relativna vrednost obrtnog momenta usled elektromagnetnih sila
            Tem(j,i)=(t(k)*y(j)+(1+kmre)*x(i))*(t(k)+x(i)*y(j))/(1-y(j)^2+kmre)^2;
            % relativna vrednost obrtnog momenta usled elektromagnetnih sila racunatog
linearim modelom
            Teml(j,i)=1/(1+kmre)*t(k)*x(i)+1/(1+kmre)^2*t(k)*t(k)*y(j);

            if Tem(j,i)==0 | (Teml(j,i)==0)
                Temr(j,i)=0;
            , else
                % relativno odstupanje linearnog modela relativne vrednosti obrtnog
momenta usled
                % elektromagnetnih sila
                Temr(j,i)=(Teml(j,i)-Tem(j,i))/Tem(j,i)*100; % u [%]
            end
        end
    end

    figure %3D zavisnost (moment, jacina struje, dimenzija procepa) za opseg hoda
10%
    [X,Y] = meshgrid(x,y);
    mesh(X,Y,Tem)
    xlabel('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\it i_r_e_l \rm [-]')
    ylabel ('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\Delta\it x_p_re_l \rm [-]')
    zlabel ('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\it T_e_m_re_l \rm [-]')
    title (['\fontname{TmsCiril}\fontsize{14}\bf\it Za odnos magnetopobudnih sila
\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\rm\it M_i \rm_m_a_x/\it M_t_m\rm =
',num2str(100/t(k)), '%'])

    figure % zavisnost(moment, jacina struje) za razlicite dimenzije procepa
(10%)
    [D,h] = contour(X,Tem,Y,[-0.1 -.05 0 0.05 0.1]);
    set(h,'LineWidth',1)
    xlabel('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\it i_r_e_l \rm [-]')
    ylabel ('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\it T_e_m_re_l \rm [-]')
    title (['\fontname{TmsCiril}\fontsize{14}\bf\it Za odnos magnetopobudnih sila
\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\rm\it M_i \rm_m_a_x/\it M_t_m\rm =
',num2str(100/t(k)), '%'])
    gtext (['\fontname{TmsCiril}\fontsize{14}\bf\iti razli-ite vrednosti
\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\rm\Delta\it x_p_re_l'])
    clabel(D,h,'manual')

```

```

figure % zavisnost(moment, dimenzije procepa) za razlicite jacine struje
(10%)
[E,h] = contour(Y,Tem,X,[-1 -.5 0 .5 1]);
set(h,'LineWidth',1)
xlabel('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\Delta\it x_p_rel \rm [-]')
ylabel ('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\it T_e_m_rel \rm [-]')
title (['\fontname{TmsCiril}\fontsize{14}\bf\itZa odnos magnetopobudnih sila
\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\rm\itM_i \rm_m_a_x/\itM_t_m\rm =
',num2str(100/t(k)),'%'])
gtext (['\fontname{TmsCiril}\fontsize{14}\bf\iti razli-ite vrednosti
\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\rm\it i _r_e_l'])
clabel(E,h,'manual')

figure %3D zavisnost odstupanja za opseg hoda 10%
[X,Y] = meshgrid(x,y);
mesh(X,Y,Temr)
xlabel('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\it i_r_e_l \rm [-]')
ylabel('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\Delta\it x_p_rel \rm [-]')
zlabel ('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14} \Delta \it T_e_m_rel
_l_i_n \rm [%]')
title (['\fontname{TmsCiril}\fontsize{14}\bf\itZa odnos magnetopobudnih sila
\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\rm\itM_i \rm_m_a_x/\itM_t_m\rm =
',num2str(100/t(k)),'%'])

end

```



## Прилог В

### Програмски код за анализу струјања кроз простор првог степена хидрауличног појачања у стационарном режиму серворазводника

```

% Prilog B
% Analiza karakteristika I stepena hidraulicnog pojacanja u stacionarnom rezimu
rada servorazvodnika

clear all

% uneti vrednost odnosa hidraulicnih provodnosti mlaznika i konstantnih
prigusnih otvora L(D) u nuli
% vrednosti za a: 1, 2 i 4 [-]
a=1;
% odnos hidraulicnih provodnosti konstantnih prigusnih otvora: R i L(D) [-]
b=[1 1.5 2 3 4 5 8 10 12 1000000000000];

x=-1:0.1:1; % relativni hod odbojne plovice [-]

for j=1:length(b);
for i=1:length(x);
% pomocna promenljiva
pom(j,i)=a^2*(1-x(i))^2/(1+a^2*(1-
x(i))^2)+a^2*(1+x(i))^2/(1+a^2*(1+x(i))^2)+2*a^2*(1-x(i)^2)/sqrt((1+a^2*(1-
x(i))^2)*(1+a^2*(1+x(i))^2));
% relativna vrednost pritiska na izlazu iz mlaznika [-]
plR(j,i)=pom(j,i)/(pom(j,i)+b(j)^2);
% relativna vrednost pritiska u L mlazniku [-]
plL(j,i)=(1+a^2*(1-x(i))^2*plR(j,i))/(1+a^2*(1-x(i))^2);
% relativna vrednost pritiska u D mlazniku [-]
plD(j,i)=(1+a^2*(1+x(i))^2*plR(j,i))/(1+a^2*(1+x(i))^2);
% relativna vrednost upravljacke razlike pritisaka u L i D mlazniku [-]
pld(j,i)=plL(j,i)-plD(j,i);
% relativna vrednost izgubljene snage [-]
DPlgub(j,i)=b(j)*sqrt(plR(j,i));
end
end

[X,Y] = meshgrid(x,b);

figure % graficki prikaz relativne vrednosti pritiska na izlazu iz mlaznika
[D,h] = contour(X,plR,Y,[1 2 4 9 12 1000000000000]);
set(h,'LineWidth',1)
xlabel('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\it x_r_e_l\rm [-]')
ylabel ('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\it p\rm_1\it_R_r_e_l\rm [-]')
title (['\fontname{TmsCiril}\fontsize{14}\bf\itKarakteristike pritiska
\fontname{Times New Roman} p\rm_1\bf\it_R_r_e_l \fontname{TmsCiril}za\rm
\alpha=',num2str(a)])
gtext (['\fontname{TmsCiril}\fontsize{14}\bf\iti razli-ite vrednosti
\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\rm\beta'])
clabel(D,h,'manual')

figure % graficki prikaz relativne vrednosti upravljacke razlike pritisaka u
L i D mlazniku
[E,h] = contour(X,pld,Y,[1 2 4 9 12 1000000000000]);
set(h,'LineWidth',1)
xlabel('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\it x_r_e_l\rm [-]')
ylabel ('\fontname{Times New Roman}\fontsize{14}\it p\rm_1\it_d_r_e_l\rm [-]')

```

```

title (['\fontname{TmsCiril}\fontsize(14)\bf\itKarakteristike pritiska
\fontname{Times New Roman} p\rm_1\bf\it_d_r_e_l \fontname{TmsCiril}za\rm
\alpha=',num2str(a)])
gtext (['\fontname{TmsCiril}\fontsize(14)\bf\iti razli-ite vrednosti
\fontname{Times New Roman}\fontsize(14)\rm\beta'])
clabel(E,h,'manual')

```

figure % graficki prikaz relativne vrednosti upravljacke razlike pritisaka u  
L i D mlazniku

```

[F,h] = contour(X,DPlgub,Y,[1 2 4 9 12 1000000000000]);
set(h,'LineWidth',1)
xlabel ('\fontname{Times New Roman}\fontsize(14)\it x_r_e_l\rm [-]')
ylabel ('\fontname{Times New Roman}\fontsize(14)\Delta\itP\rm_1\it_g_u_b
_r_e_l\rm [-]')
title (['\fontname{TmsCiril}\fontsize(14)\bf\itIzgubqena hidrauli-na
snaga\fontname{Times New Roman} \Delta\itP\rm_1\it_g_u_b_r_e_l
\fontname{TmsCiril}za\rm \alpha=',num2str(a)])
gtext (['\fontname{TmsCiril}\fontsize(14)\bf\iti razli-ite vrednosti
\fontname{Times New Roman}\fontsize(14)\rm\beta'])
clabel(F,h,'manual')

```

## Прилог С

### Програмски код за израчунавање момента инерције склопа котве за осу закретања

```

% Prilog C
% Odredjivanje momenta inercije sklopa kotve za osu zakretanja
% sve oznake koriscene u programu preuzete sa slike iz tabela 3.3

clear all

% definisanje vrednosti osnovnih geometrijskih parametara
% sve duzinske velicine su date u [m]
as=4.6*10^-3;
bs=7*10^-3;
cs=5.6*10^-3;
ds=9.5*10^-3;
es=3.9*10^-3;
fs=1.3*10^-3;
gs=11.4*10^-3;
hs=13.3*10^-3;
is=3.9*10^-3;

DS1=3*10^-3;
DS2=2.2*10^-3;
DS3=0.9*10^-3;
DS4=0.8*10^-3;
DS5=4*10^-3;

q=2.15*10^-3;

% racunanje zapremina pojedinih segmenata [m^3]
V1=as*bs*cs
V2=DS1^2*pi/4*ds      % 2 komada
V3=DS1*es*fs         % 2 komada
V4=DS2^2*pi/4*gs
V5=DS3^2*pi/4*hs
V6=(DS4/2)^3*pi*4/3
V7=DS5^2*pi/4*is

% racunanje ukupne zapremine [m^3]
VSK=V1+2*V2+2*V3+V4+V5+V6+V7

% masa sklopa kotve [kg]
msk=2.7*10^(-3);

% gustina materijala sklopa kotve [kg]
rosk=msk/VSK

% odredjivanje momenata inercije segmenata za osu z1 [kg*m^2]
J1=1/12*rosk*as*bs*cs^3
J2=pi/12*rosk*DS1^2*((cs/2+ds)^3-(cs/2)^3)      % 2 komada
J3=1/3*rosk*DS1*fs*((cs/2+ds+es)^3-(cs/2+ds)^3) % 2 komada
J4=pi/12*rosk*DS2^2*((as/2+gs)^3-(as/2)^3)
J5=pi/12*rosk*DS3^2*((as/2+gs+hs)^3-(as/2+gs)^3)
J6=8/15*rosk*pi*(DS4/2)^5+rosk*4/3*pi*(DS4/2)^3*(as/2+gs+hs+DS4/2)^2
J7=pi/12*rosk*DS5^2*((cs/2)^3-(cs/2-is)^3)      % 2 komada

% odredjivanje momenta inercije sklopa kotve za osu z1 [kg*m^2]
Jz1=J1+2*J2+2*J3+J4+J5+J6+J7

```



```
% racunanje položaja centara masa [kg*m^2]
ycsk=rosk/msk*(V4*(as/2+gs/2)+V5*(as/2+gs+hs/2)+V6*(as/2+gs+hs+DS4/2)-V7*(as-
is)/2)
```

```
% odredjivanje momenata inercije segmenata za osu z [kg*m^2]
Jz=Jz1-msk*ycsk^2+msk*(q-ycsk)^2
```

## Прилог D

### Програмски код за израчунавање равнотежног одстојања одбојне плочице и млазника

```

% Prilog D
% Program za izracunavanje ravnoteznog odstojanja mlaznika i odbojne ploce
% projektni parametar: servorazvodnik se izvodi tako da pritisak u mlaznicima
bude p_s/2
% tj.: za p_s=140 bar, p_1LD0=70 bar

clear all

p_s=140*10^5;      %[bar] pritisak napajanja
p_r=1*10^5;       %[bar] atmosferski pritisak
p_1LD0=70*10^5;   %[bar] projektni parametar

% Geometrijske karakteristike prigusnih otvora I stepena
d_m=0.28*10^-3;   %[m] precnik mlaznika
d_oLD=0.18*10^-3; %[m] precnik otvora konstantnog prigusnika (levog i desnog)
l_oLD=0.3*10^-3;  %[m] duzina otvora konstantnog prigusnika (levog i desnog)
d_oR=0.4*10^-3;  %[m] precnik otvora konstantnog prigusnika u odvodnom vodu
l_oR=0.4*10^-3;  %[m] duzina otvora konstantnog prigusnika u odvodnom vodu

% Karakteristike radne tecnosti
rho=871;          %[kg/m^3] gustina
ni=14*10^-5;     %[m^2/s] kinemaska viskoznost

% Izracunavanje koeficijenta protoka levog(desnog) konstantnog prigusnika
Re_oLD=d_oLD/ni*sqrt(2/rho)*sqrt(p_s-p_1LD0);  % [-] Re broj L (D) prigusnog
otvora
od_oLD=l_oLD/d_oLD;                            % [-] odnos duzine i precnika L
(D) otvora
if Re_oLD > 2*10^4
    K_oLD=0.827-0.0085*od_oLD;
else
    K_oLD=1/(1/(0.827-0.0085*od_oLD)+20*(1+2.25*od_oLD)/Re_oLD-
0.005*od_oLD/(1+7.5*(log(0.00015*Re_oLD))^2));
end
K_oLD

% Izracunavanje koeficijenta protoka konstantnog prigusnika u odvodnom vodu
% kao i pritiska radne tecnosti po izlazu iz mlaznika
% Konstante alpha i beta u jednacinama definisani su izrazima (2.64) i (2.65)

% Racunanje pribliznih vrednosti koeficijenata beta i alpha
% Pretpostavka da su koeficijenti protoka isti za oba konstantna prigusnika
beta_0=(d_oR/d_oLD)^2;
% Petlja za priblizno racunanje koeficijenta alpha
alpha_0=0.5; % inicijalna vrednost
while abs(p_1LD0*(1+alpha_0^2)-
(p_s+(4*alpha_0^4*p_s/(beta_0^2*(1+alpha_0^2)+4*alpha_0^2)))) > 10000,
alpha_0=alpha_0+0.001;
end

% Racunanje pritiska radne tecnosti po izlazu iz mlaznika za priblizne vrednosti
alpha0 i beta0
p_1R0=4*alpha_0^2*p_s/((beta_0^2*(1+alpha_0^2)+4*alpha_0^2))+p_r;

```

```

% Racunanje vrednosti koeficijenta beta za izracunato K_oR
Re_oR=d_oR/ni*sqrt(2/rho)*sqrt(p_lR0-p_r); % [-] Re broj prigusnog otvora R
od_oR=l_oR/d_oR; % [-] odnos duzine i precnika
otvora R

if Re_oR >2*10^4
    K_oR=0.827-0.0085*od_oR;
else
    K_oR=1/(1/(0.827-0.0085*od_oR)+20*(1+2.25*od_oR)/Re_oR-
0.005*od_oR/(1+7.5*(log(0.00015*Re_oR))^2));
end

beta=K_oR*d_oR^2/(K_oLD*d_oLD^2);

% Petlja za izracunavanje pravih vrednosti alpha, beta, p_lR0 i K_oR sa tacnoscu
od 10^-3 za beta

while abs(beta-beta_0) > 0.001

    alpha=0.5; % inicijalna vrednost
    while abs(p_lLD0*(1+alpha^2)-
(p_s+(4*alpha^4*p_s/(beta^2*(1+alpha^2)+4*alpha^2)))) > 10000,
    alpha=alpha+0.001;
    end

    p_lR0=4*alpha^2*p_s/((beta^2*(1+alpha^2)+4*alpha^2))+p_r;
    Re_oR=d_oR/ni*sqrt(2/rho)*sqrt(p_lR0-p_r);

    if Re_oR >2*10^4
        K_oR=0.827-0.0085*od_oR;
    else
        K_oR=1/(1/(0.827-0.0085*od_oR)+20*(1+2.25*od_oR)/Re_oR-
0.005*od_oR/(1+7.5*(log(0.00015*Re_oR))^2));
    end

    beta_0=beta;
    beta=K_oR*d_oR^2/(K_oLD*d_oLD^2); %stvarna vrednost koeficijenta beta

end

% Izracunavanje ravnoteznog odstojanja x_0

% Inicijalna vrednost za x_0
x_00=50*10^-6; % [m] ravnotežno odstojanje (iz geometrije I stepena)

% [-] Re broj promenljivih prigusnih otvora za x_0
Re_mLD=2*x_00*sqrt((2/rho)*(p_lLD0-p_lR0))/ni;

% Izracunavanje vrednosti K_mLD
% Racunanje K_mLD za x=0,9*x_0
if Re_mLD < 700
    K_mLD1=0.48641-3.3339*10^-4*Re_mLD+3.0326*10^-6*Re_mLD^2-4.8036*10^-
9*Re_mLD^3+2.2941*10^-12*Re_mLD^4;
else
    K_mLD1=0.65;
end

% Racunanje K_mLD za x=1,2*x_0
if Re_mLD < 950
    K_mLD2=0.3501+6.6581*10^-4*Re_mLD-7.0914*10^-7*Re_mLD^2+2.8906*10^-
10*Re_mLD^3;
else
    K_mLD2=0.6;
end

```



```

% Racunanje K_mLD za x=*x_0 - interpolacija
K_mLD=K_mLD1+(K_mLD2-K_mLD1)/(1.2-0.9)*(1-0.9);

% Odredjivanje vrednosti x_0 na osnovu izracunate vrednosti K_mLD
x_0=alpha*d_oLD^2*K_oLD/(4*d_m*K_mLD);

% Petlja za izracunavanje tacne vrednosti x_0 sa tacnoscu od 10^-9
while abs(x_0-x_00) > 10^-10
    Re_mLD=2*x_0*sqrt((2/rho)*(p_1LD0-p_1R0))/ni; % [-] Re broj mlaznika

    % Racunanje K_mLD za x=0,9*x_0
    if Re_mLD < 700
        K_mLD1=0.48641-3.3339*10^-4*Re_mLD+3.0326*10^-6*Re_mLD^2-4.8036*10^-9*Re_mLD^3+2.2941*10^-12*Re_mLD^4;
    else
        K_mLD1=0.65;
    end
    % Racunanje K_mLD za x=1,2*x_0
    if Re_mLD < 950
        K_mLD2=0.3501+6.6581*10^-4*Re_mLD-7.0914*10^-7*Re_mLD^2+2.8906*10^-10*Re_mLD^3;
    else
        K_mLD2=0.6;
    end
    % Racunanje K_mLD za x=*x_0 - interpolacija
    K_mLD=K_mLD1+(K_mLD2-K_mLD1)/(1.2-0.9)*(1-0.9);

% Odredjivanje vrednosti x_0 na osnovu izracunate vrednosti K_mLD
x_00=x_0;
x_0=alpha*d_oLD^2*K_oLD/(4*d_m*K_mLD);
end
x_0 %konacna vrednost ravnoteznog odstojanja x_0

```

## Прилог Е

### Програмски код за позивање Симулинк модела за одређивање динамичких/статичких карактеристика серворазводника

```

% Dusan Gordic, 2000/2001
% Inicijalni M-file za pozivanje simulink modela za analizu
% dvostepenih elektrohidraulicnih servorazvodnika sa mehanickom povratnom
spregom
% Podaci su dati za servorazvodnik B.31.210.12.1000.U2V - PPT

clear all

% OZNAKE I VREDNOSTI FIZICKIH VELICINA KORISCENIH U MODELU

i_max=10*10^(-3); %maksimalna vrednost jacine struje (paralelna veza)
p_s=210*10^5;      %pritisak napajanja [bar]
p_r=1*10^5;       %atmosferski pritisak [bar]

%Karakteristike radne tecnosti - Aero Shell Fluid 4
rho=871;          %gustina radnog fluida [kg/m^3]
ni=14*10^(-6);   %kinematska viskoznost radnog fluida [m2/s]
eta=ni*rho;      %dinamicka viskoznost radnog fluida [Pas]
beta_st=1.9*10^9; %modul stisljivosti radnog fluida [Pa]

%fizicke velicine za izracunavanje Tem
%karakteristike trajnog magneta
l_tm=10.9*10^(-3); %duzina trajnog magneta [m]
A_tm=2*77.34*10^(-6); %povrsina preseka trajnog magneta (*2 zbog 2 komada) [m^2]

B_tm=0.82;        %remanentna magnetna indukcija trajnog magneta [T]
mi_r=5;          %relativna magnetna permeabilnost materijala trajnog
magneta [-]
mi_0=1.257*10^(-6); %magnetna permeabilnost vazduha (vakuuma) [H/m]
mi_tm=mi_0*mi_r; %magnetna permeabilnost materijala trajnog magneta [H/m]

%fiktivna reluktansa trajnog magneta [1/H]
Rm_tm=l_tm/(A_tm*mi_tm);

%karakteristike vazdusnog procepa
A_p=9*10^(-6);    %povrsina preseka vazdusnih procepa [m^2]
x_p0=0.45*10^(-3); %duzina vazdusnih procepa u nultom (neutralnom) poloazaju
[m]
r_k=14.5*10^(-3); %rastojanje od vertikalne ose sklopa kotve i ose centara
polova trajnog magneta [m]

%reluktansa vazdusnog procepa u ravnoteznom poloazaju [1/H]
Rm_p0=x_p0/(A_p*mi_0);

N=3625; %broj navojaka u svakom namotaju momentog motora [-]
k_vn=1; %koeficijent tipa veze namotaja [-]

k_ras=0.25; %koeficijent koji uzima u obzir gubitke magnetnog fluksa
k_mp=2.3+1.8*k_ras*Rm_tm/Rm_p0; %koeficijent koji uzima u obzir neravnomernost
magnetnog polja (max 2.5) ??
Rm_tm=l_tm/(A_tm*mi_tm)/k_mp; %stvarna reluktansa trajnog magneta [1/H]
k_mre=Rm_tm/(k_ras*Rm_p0); %koeficijent (faktor) reluktanse

M_tm=l_tm/mi_tm*B_tm/k_mp; %magnenopobudna sila trajnog magneta [A]

%fizicke velicine za preracunavanje na linearni model za izracunavanje Tem

```

```

K_i=(k_vn*N*r_k*mi_0*A_p*M_tm)/x_p0^2/(1+k_mre); %k_i [Nm/A]
K_m=r_k^2*mi_0*A_p*M_tm^2/x_p0^3/(1+k_mre)^2; %k_m [Nm/rad]

```

```
%geometrijske fizicke velicine I stepena
```

```

l_cev=8.5*10^(-3); %duzina elasticne cevce [m]
l_op=13*10^(-3); %duzina odbojne plovice [m]
l_ops=13.3*10^(-3); %duzina opruge povratne sprege [m]

```

```
%duzina odbojne plovice (od mlaznika) do ose rotacije (ma polovini cevce) [m]
l_m=l_op-l_cev/2;
```

```
%krutosti elasticnih elemenata I stepena
```

```

B_op=0.0256; %savojna krutost odbojne plovice [Nm^2]
B_cev=0.0302; %savojna krutost elasticne cevce [Nm^2]
K_ops=1962; %porecna krutost opruge povratne sprege [N/m]

```

```
%fizicke velicine za jednacinu obrtnog kretanja sklopa kotve
```

```

J_k=1.68*10^(-7); %moment inercije sklopa kotve [Nms^2/rad]
k_tr=4e-4; %koeficijent trenja sklopa kotve [Nms/rad]

```

```
%geometrijske karakteristike prigusnih otvora I stepena
```

```

d_m=0.28*10^(-3); %precnik otvora levog i desnog mlaznika [m]
x_0=3.85*10^(-5); %ravnotežno odstojanje odbojne ploce od vrha levog (desnog)
mlaznika [m]
%racunato koriscenjem programa Odredjivanje x_0.m

```

```

d_oLD=0.00018; %precnik otvora konstantnog prigusnika (levog i desnog) [m]
l_oLD=0.0003; %duzina otvora konstantnog prigusnika (levog i desnog) [m]
d_oR=0.0004; %precnik otvora konstantnog prigusnika u odvodnom vodu [m]
l_oR=0.0004; %duzina otvora konstantnog prigusnika u odvodnom vodu [m]

```

```
%1. Definisanje koeficijenata protoka prigusnih otvora I stepena
```

```

%Napomena: pretpostavka je da su u svim rezimima konstantni
%2. Izracunavanje pocetnih pritisaka u mlaznicima i na izlazu iz mlaznika

```

```
%Inicijalne vrednosti: preuzete iz programa Odredjivanje x_0 za p_s=140 bar
```

```

K_oR0=0.59; %koeficijent protoka prigusnog otvora u odvodnom vodu [-]
K_oLD0=0.552; %koeficijent protoka levog (desnog) prigusnog otvora [-]
K_mLD0=0.447; %koeficijent protoka levog (desnog) mlaznika [-]

```

```
%Inicijalne vrednosti koeficijenata alpha i beta
```

```

alpha=4*d_m*x_0*K_mLD0/(d_oLD^2*K_oLD0);
beta=K_oR0*d_oR^2/(K_oLD0*d_oLD^2);

```

```
%Inicijalne vrednosti pritisaka u mlaznicima i na izlazu iz mlaznika
```

```

p_lR0=4*alpha^2*p_s/((beta^2*(1+alpha^2)+4*alpha^2))+p_r;
p_lLD0=p_s*(1+alpha^2*p_lR0/p_s)/(1+alpha^2);

```

```
%Izracunavanje vrednosti koeficijenta protoka levog(desnog) konstantnog
prigusnika
```

```

Re_oLD=d_oLD/ni*sqrt(2/rho)*sqrt(p_s-p_lLD0); %[-] Re broj L (D) prigusnog
otvora %[-] odnos duzine i precnika L
od_oLD=l_oLD/d_oLD; %[-] odnos duzine i precnika L
(D) otvora

```

```
if Re_oLD > 2*10^4
```

```

K_oLD=0.827-0.0085*od_oLD;

```

```
else
```

```

K_oLD=1/(1/(0.827-0.0085*od_oLD)+20*(1+2.25*od_oLD)/Re_oLD-
0.005*od_oLD/(1+7.5*(log(0.00015*Re_oLD))^2));

```

```
end
```

```
% Izracunavanje vrednosti koeficijenta protoka konstantnog prigusnika u odvodnom
vodu
```



```

Re_oR=d_oR/ni*sqrt(2/rho)*sqrt(p_lR0-p_r); %[-] Re broj prigusnog otvora R
od_oR=1_oR/d_oR; %[-] odnos duzine i precnika otvora
R

if Re_oR >2*10^4
    K_oR=0.827-0.0085*od_oR;
else
    K_oR=1/(1/(0.827-0.0085*od_oR)+20*(1+2.25*od_oR)/Re_oR-
0.005*od_oR/(1+7.5*(log(0.00015*Re_oR))^2));
end

%Izracunavanje vrednosti koeficijenta protoka mlaznika
Re_m=2*x_0*sqrt((2/rho)*(p_lD0-p_lR0))/ni; %[-] Re broj mlaznika
%Racunanje K_mLD za x=0,9*x_0
if Re_m < 700
    K_mLD1=0.48641-3.3339*10^-4*Re_m+3.0326*10^-6*Re_m^2-4.8036*10^-
9*Re_m^3+2.2941*10^-12*Re_m^4;
else
    K_mLD1=0.65;
end

%Racunanje K_mLD za x=1,2*x_0
if Re_m < 950
    K_mLD2=0.3501+6.6581*10^-4*Re_m-7.0914*10^-7*Re_m^2+2.8906*10^-10*Re_m^3;
else
    K_mLD2=0.6;
end

%Racunanje K_mLD za x=*x_0 - interpolacija
K_mLD=K_mLD1+(K_mLD2-K_mLD1)/(1.2-0.9)*(1-0.9);

%petlja za racunanje tacnih vrednosti koeficijenata protoka sa tacnoscu od 10^-3
while abs(K_mLD-K_mLD0) > 10^-3 & abs(K_oR-K_oR0) > 10^-3 & abs(K_oLD-K_oLD0) >
10^-3

K_mLD0=K_mLD;
K_oLD0=K_oLD;
K_oR0=K_oR;

alpha=4*d_m*x_0*K_mLD0/(d_oLD^2*K_oLD0);
beta=K_oR0*d_oR^2/(K_oLD0*d_oLD^2);

p_lR0=4*alpha^2*p_s/((beta^2+(1+alpha^2)+4*alpha^2))+p_r;
p_lD0=p_s*(1+alpha^2*p_lR0/p_s)/(1+alpha^2);

% Izracunavanje vrednosti koeficijenta protoka levog(desnog) konstantnog
prigusnika
Re_oLD=d_oLD/ni*sqrt(2/rho)*sqrt(p_s-p_lD0); % [-] Re broj L (D) prigusnog
otvora
od_oLD=1_oLD/d_oLD; % [-] odnos duzine i precnika L
(D) otvora

if Re_oLD >2*10^4
    K_oLD=0.827-0.0085*od_oLD;
else
    K_oLD=1/(1/(0.827-0.0085*od_oLD)+20*(1+2.25*od_oLD)/Re_oLD-
0.005*od_oLD/(1+7.5*(log(0.00015*Re_oLD))^2));
end

% Izracunavanje vrednosti koeficijenta protoka konstantnog prigusnika u odvodnom
vodu
Re_oR=d_oR/ni*sqrt(2/rho)*sqrt(p_lR0-p_r); % [-] Re broj prigusnog otvora R
od_oR=1_oR/d_oR; % [-] odnos duzine i precnika
otvora R

if Re_oR >2*10^4

```

```

    K_oR=0.827-0.0085*od_oR;
else
    K_oR=1/(1/(0.827-0.0085*od_oR)+20*(1+2.25*od_oR)/Re_oR-
0.005*od_oR/(1+7.5*(log(0.00015*Re_oR))^2));
end

%Izracunavanje vrednosti koeficijenta protoka mlaznika
Re_m=2*x_0*sqrt((2/rho)*(p_1LD0-p_1R0))/ni; % [-] Re broj mlaznika
% Racunanje K_mLD za x=0,9*x_0
if Re_m < 700
    K_mLD1=0.48641-3.3339*10^-4*Re_m+3.0326*10^-6*Re_m^2-4.8036*10^-
9*Re_m^3+2.2941*10^-12*Re_m^4;
else
    K_mLD1=0.65;
end

%Racunanje K_mLD za x=1,2*x_0
if Re_m < 950
    K_mLD2=0.3501+6.6581*10^-4*Re_m-7.0914*10^-7*Re_m^2+2.8906*10^-10*Re_m^3;
else
    K_mLD2=0.6;
end

%Racunanje K_mLD za x=*x_0 - interpolacija
K_mLD=K_mLD1+(K_mLD2-K_mLD1)/(1.2-0.9)*(1-0.9);

end

%fizicke velicine za izracunavanje T_ops
zaz_k=2*10^(-6); %velicina zazora na klipu sa obe strane kuglice [m]

%fizicke velicine za nestacionarno strujanje radnog fluida kroz prvi stepen
V_10=49.2*10^(-9); %pocetna zapremina leve (desne) komore [m^3]
V_1R=8.2*10^(-9); %pocetna zapremina leve (desne) komore [m^3]

l_kpk=4.9*10^(-3); %duzina krajnjih pojaseva na klipu [m]
l_pk=(2*4.9+8.4)*10^(-3); %ukupna duzina pojaseva klipa [m]
dr=0.004*10^(-3); %proracunata velicina radijalnog procepa [m]

%fizicke velicine za analizu dinamike klipa
d_k=4.62*10^(-3); %precnik razvodnog klipa [m]
A_k=d_k^2*pi+0.25; %povrsina cela razvodnog klipa [m^2]
m_k=3.1*10^(-3); %masa razvodnog klipa [kg]
K_c=0.98; %brzinski koeficijent [-]
k_trk=3800; %koeficijent trenja klipa [kg/s];
l_ot1=5.4e-3; %rastojanje izmedju otvora s i 1(2) [m]
l_ot2=9.2e-3; %rastojanje izmedju otvora r i 1(2) [m]

%dimenzije prigusnih otvora na telu klipa
% preklapanje u nuli - 0.
f_t=2*2.4*10^-3; %sirina otvora [m], 2 komada
ri_k=10e-6; %radijus zaobljenja upravljacke ivice klipa [m]
ri_t=10e-6; %radijus zaobljenja upravljacke ivice tela razvodnika [m]
H_t=1.1e-3; %duzina otvora na telu razvodnika [m]

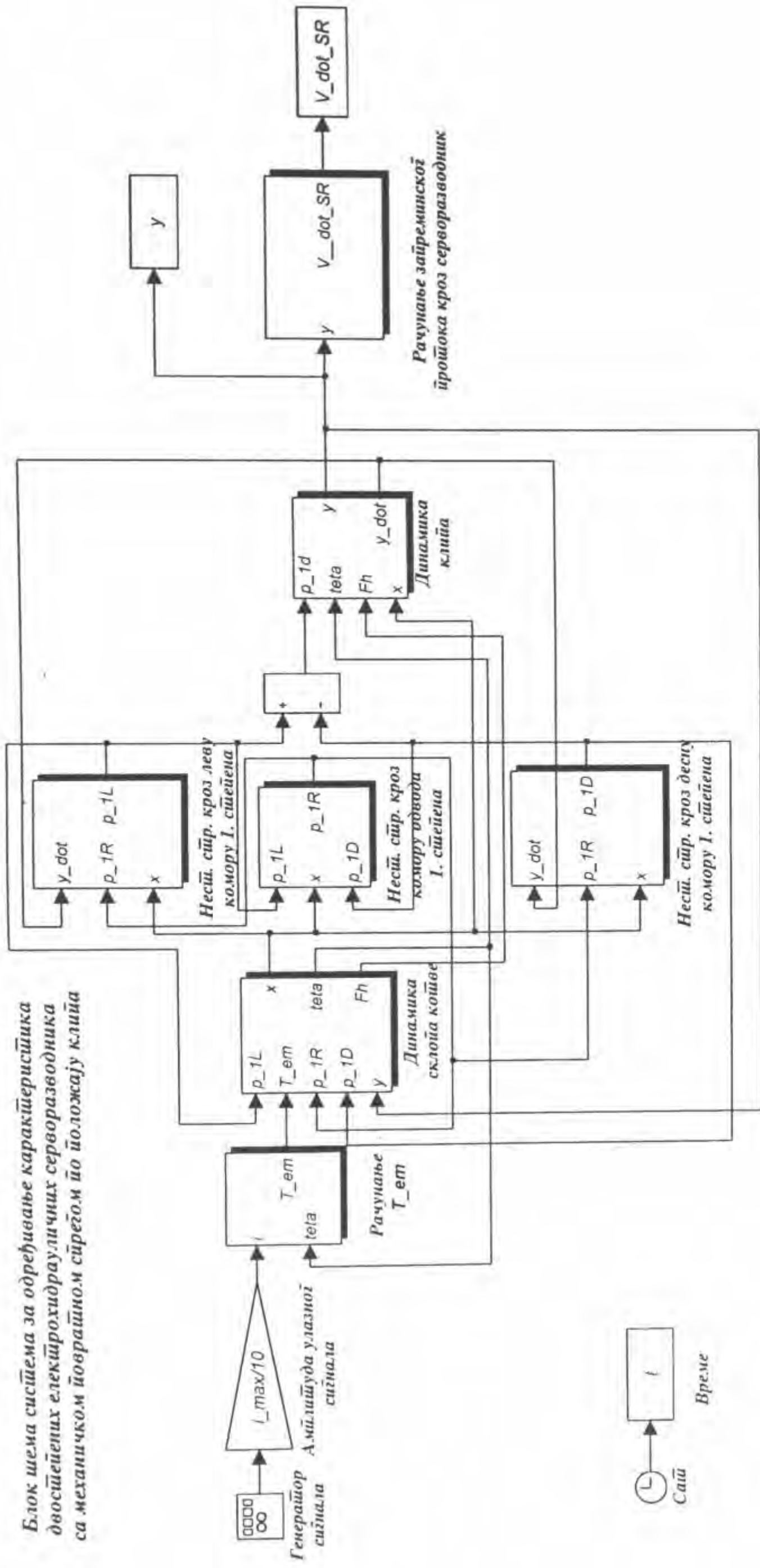
%pozivanje simulink modela
sim('ServoRaz')
```

## Симулинк модел за одређивање динамичких/статичких карактеристика серворазводника (ServoRaz.mdl)

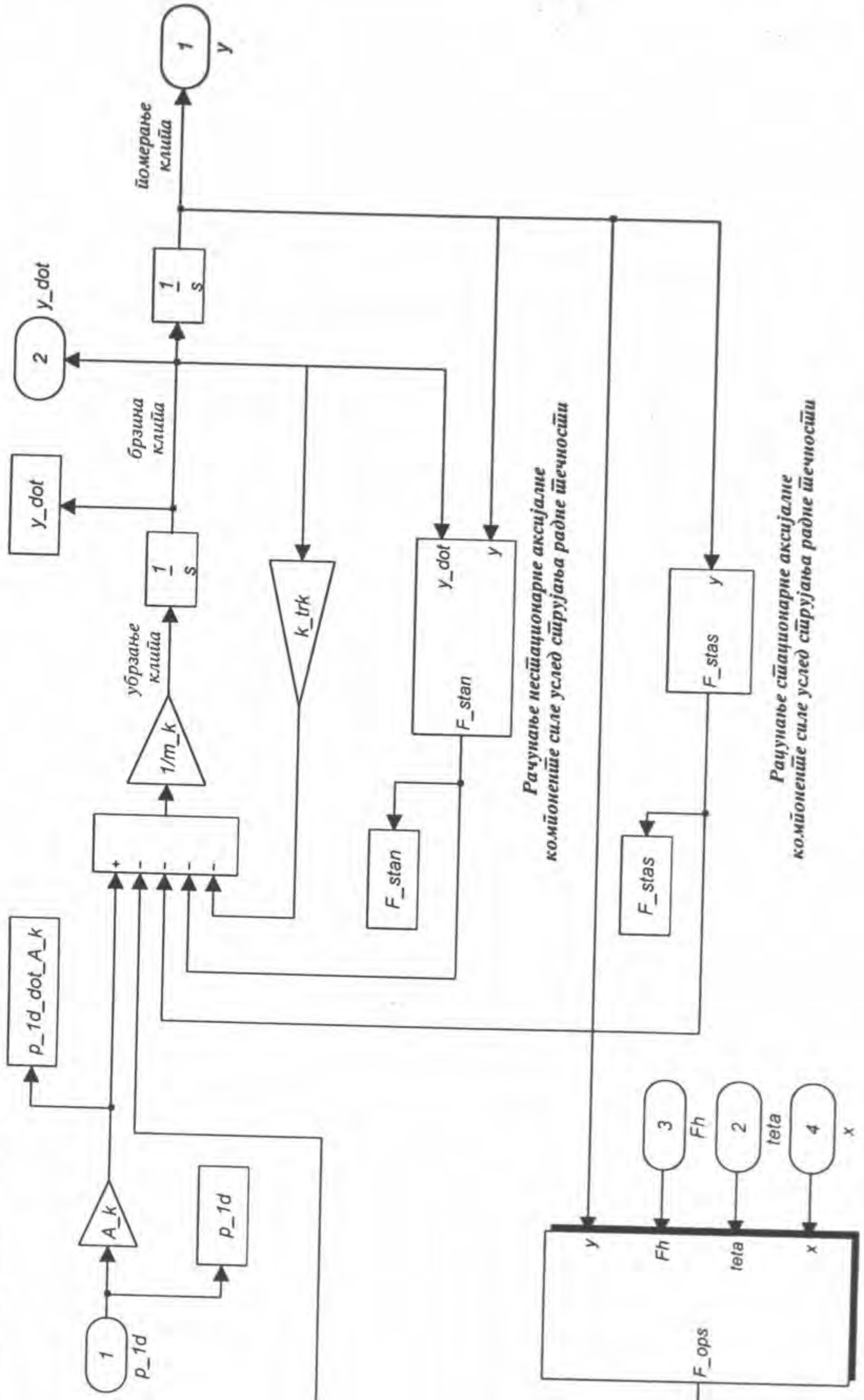
Page	System Name
1	ServoRaz
2	ServoRaz/Dinamika klipa
3	ServoRaz/Dinamika klipa/Izracunavanje Tops
4	ServoRaz/Dinamika klipa/Racunanje nestacionarne komponente sile usled strujanja
5	ServoRaz/Dinamika klipa/Racunanje nestacionarne komponente sile usled strujanja/Izracunavanje K_t
6	ServoRaz/Dinamika klipa/Racunanje stacionarne komponente aksijalne sile usled strujanja
7	ServoRaz/Dinamika klipa/Racunanje stacionarne komponente aksijalne sile usled strujanja/Izrac. K_t
8	ServoRaz/Dinamika sklopa kotve
9	ServoRaz/Dinamika sklopa kotve/Izracunavanje Fh
10	ServoRaz/Dinamika sklopa kotve/Izracunavanje Fh/Izracunavanje K_mD
11	ServoRaz/Dinamika sklopa kotve/Izracunavanje Fh/Izracunavanje K_mL
12	ServoRaz/Dinamika sklopa kotve/Izracunavanje Tops
13	ServoRaz/Dinamika sklopa kotve/Udar odbojne plovice o mlaznik
14	ServoRaz/Nest. str. kroz desnu komoru I stepena
15	ServoRaz/Nest. str. kroz desnu komoru I stepena/Izracunavanje K_oD
16	ServoRaz/Nest. str. kroz komoru odvoda I stepena
17	ServoRaz/Nest. str. kroz komoru odvoda I stepena/Izracunavanje V_dot_mL
18	ServoRaz/Nest. str. kroz komoru odvoda I stepena/Izracunavanje V_dot_mD/Izracunavanje K_mD
19	ServoRaz/Nest. str. kroz komoru odvoda I stepena/Izracunavanje V_dot_mL
20	ServoRaz/Nest. str. kroz komoru odvoda I stepena/Izracunavanje V_dot_mL/Izracunavanje K_mL
21	ServoRaz/Nest. str. kroz komoru odvoda I stepena/Izracunavanje V_dot_oR
22	ServoRaz/Nest. str. kroz komoru odvoda I stepena/Izracunavanje V_dot_oR/Izracunavanje K_oR
23	ServoRaz/Nest. str. kroz levu komoru I stepena
24	ServoRaz/Nest. str. kroz levu komoru I stepena/Izracunavanje K_oL
25	ServoRaz/Protoci II stepena
26	ServoRaz/Protoci II stepena/Racunanje volumetrijskih gubitaka
27	ServoRaz/Protoci II stepena/Racunanje protoka kroz otvore
28	ServoRaz/Protoci II stepena/Racunanje protoka kroz otvore/Izracunavanje K_t
29	ServoRaz/Racunanje Tem



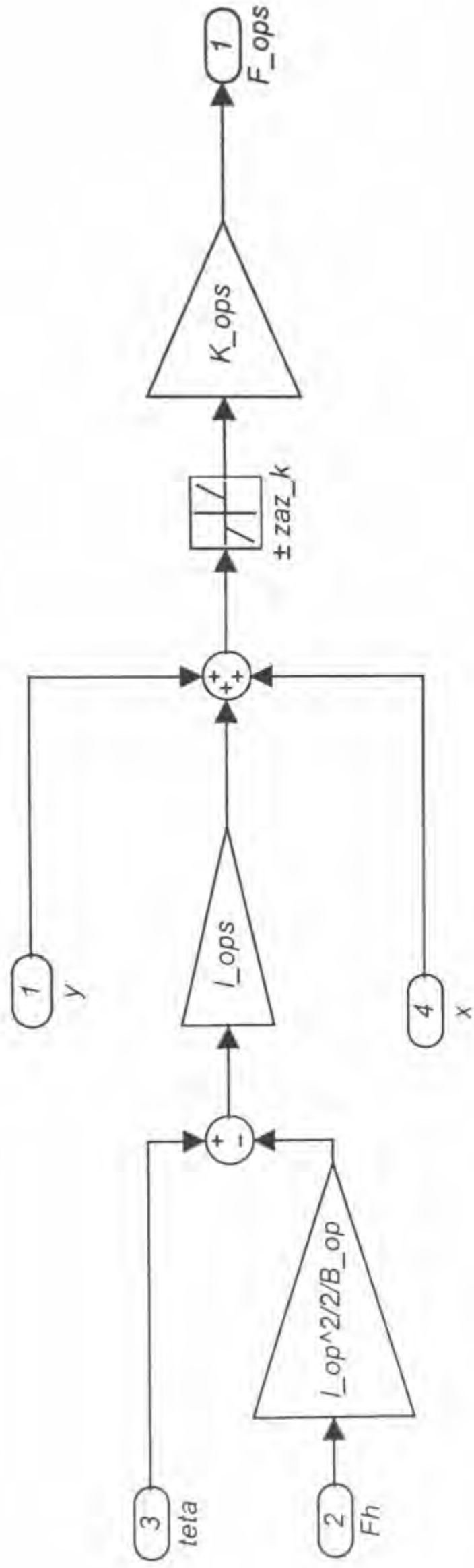
Блок шема сисѣма за одређивање карактеристика двостепенних електричних сервопроводника са механичком повратном спрегом по положају клина



**Блок шема підсистеми динаміки разводної кльїи**

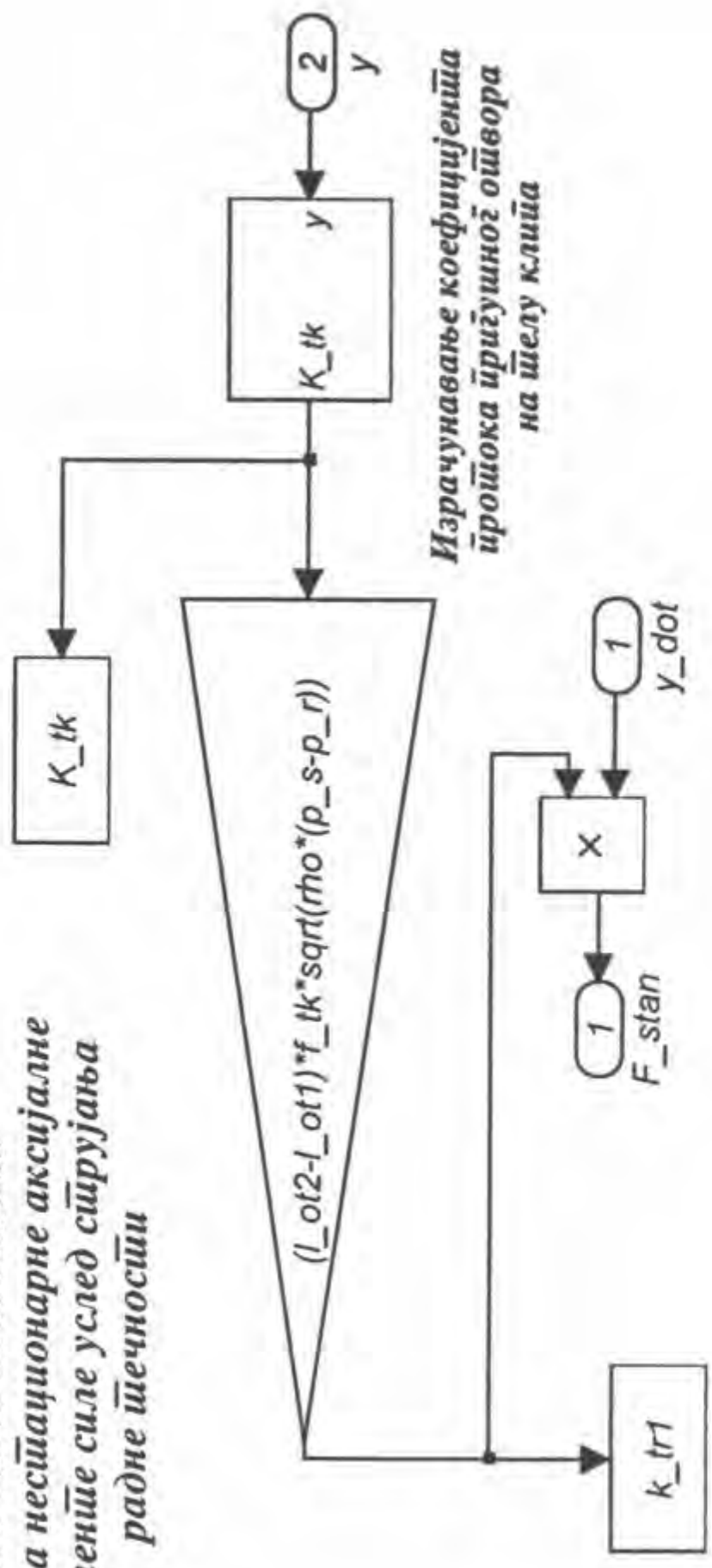


Блок шема подсисте́ма  
рачуна́ња си́ле о́йру́ге  
по́врайше си́ре́ге



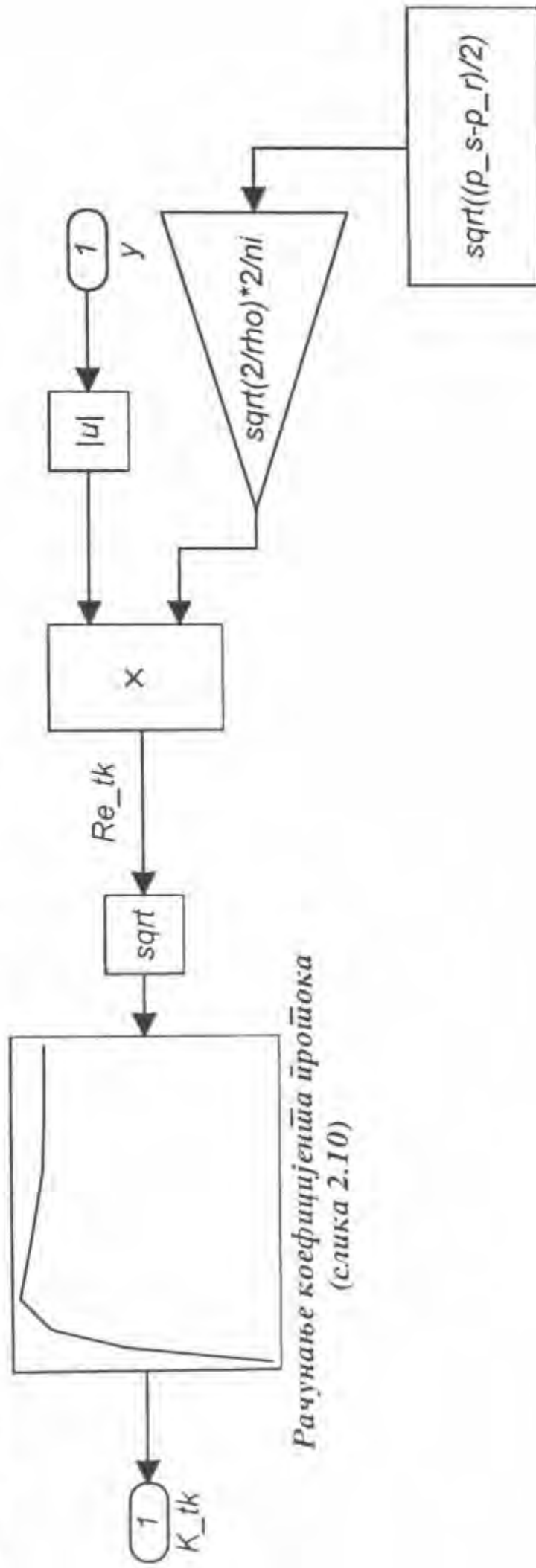


*Блок шема підсистеми  
 рахуна́нн̄я нестационарне акси́јальне  
 ком̄понент̄и силе услед с̄пру́жн̄я  
 радне ш̄тност̄и*



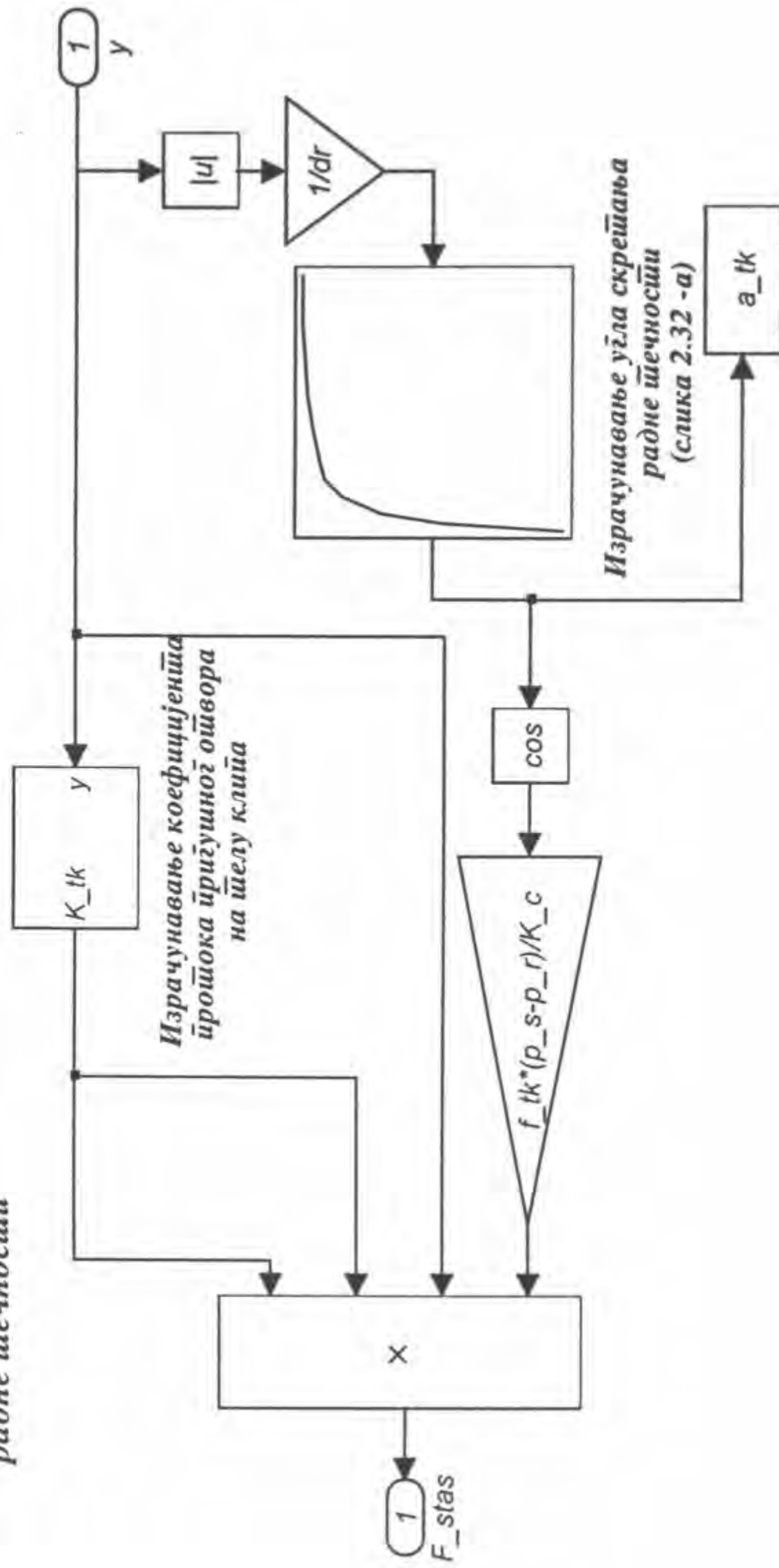
*Израчунавање коефицијен̄та  
 пр̄ирӯшног̄ ош̄вора  
 на ш̄лу клин̄а*

Блок шема підсистеми  
 за израчунавання коефіцієнта проїшока  
 при сїруїау кроз їравоїаони оївор на їелу кліїа



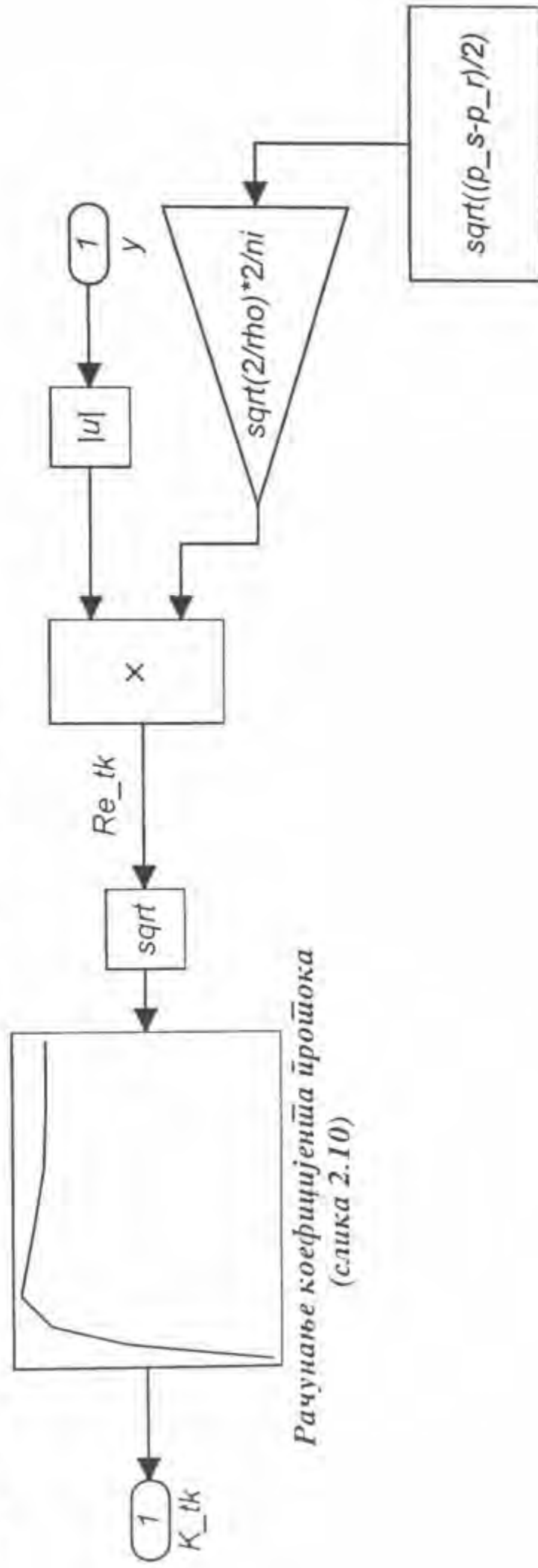
Рачунаїе коефіціїенїа їроїшока  
 (слика 2.10)

*Блок шема подсистема  
рачунања стационарне аксијалне  
компоненте силе услед сирџања  
радне течности*



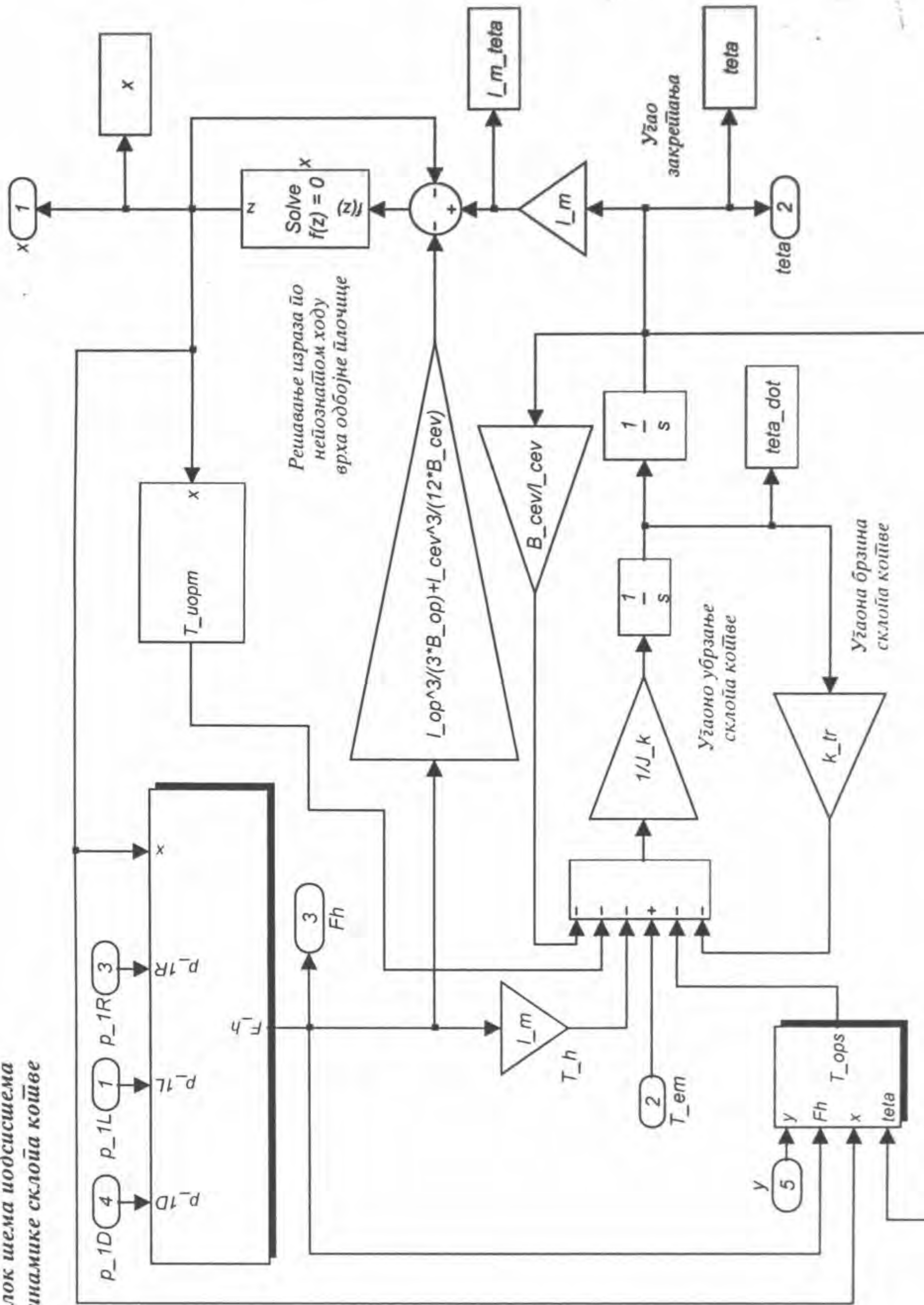


Блок шема подсисте́ма  
за израчунавање коефицијен́та про́шока  
при сїрујању кроз правоугаони оївор на шелу клийа

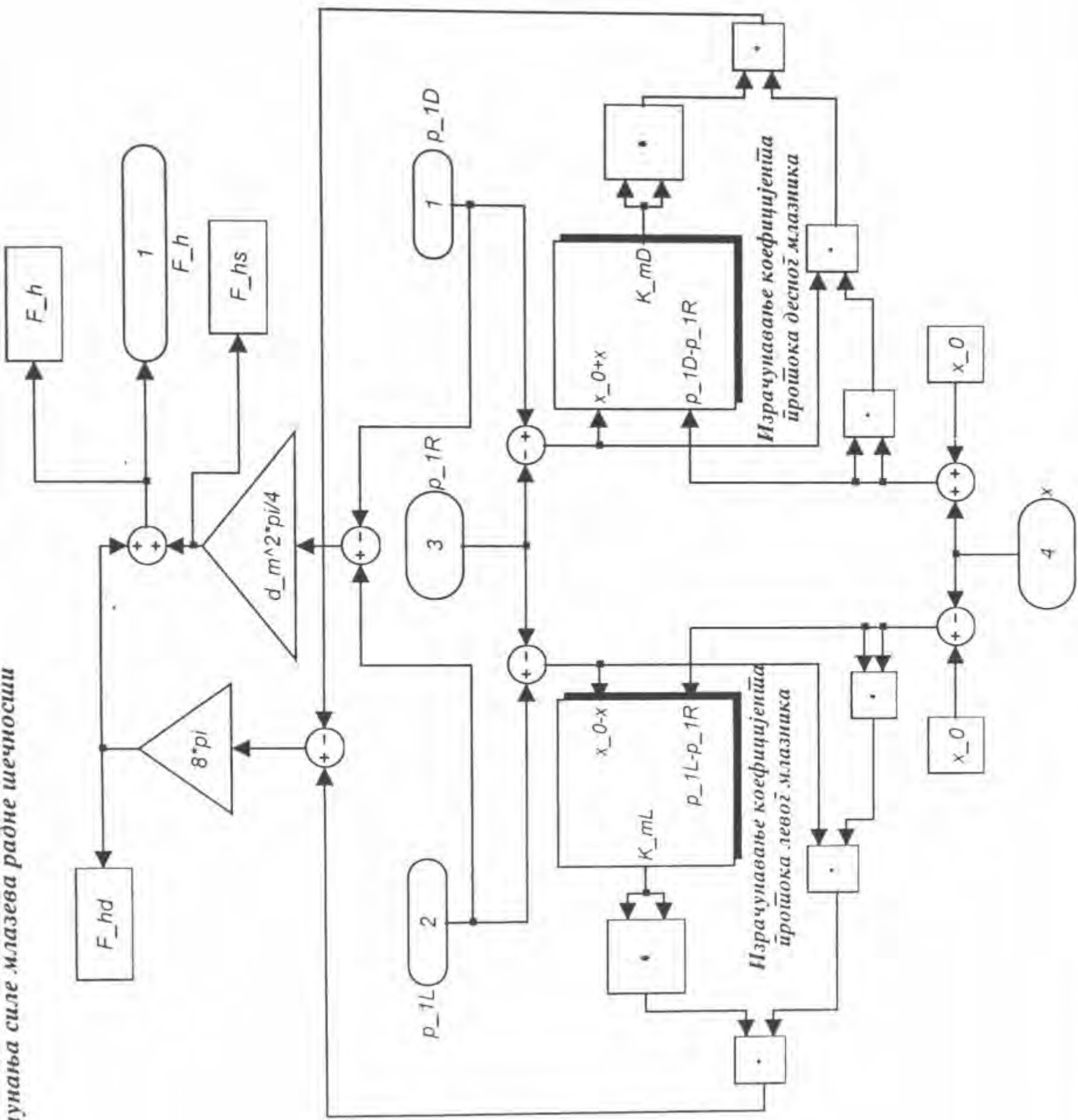


Рачунање коефицијен́та про́шока  
(слика 2.10)

Блок шема подсистема динамике склоја кошве

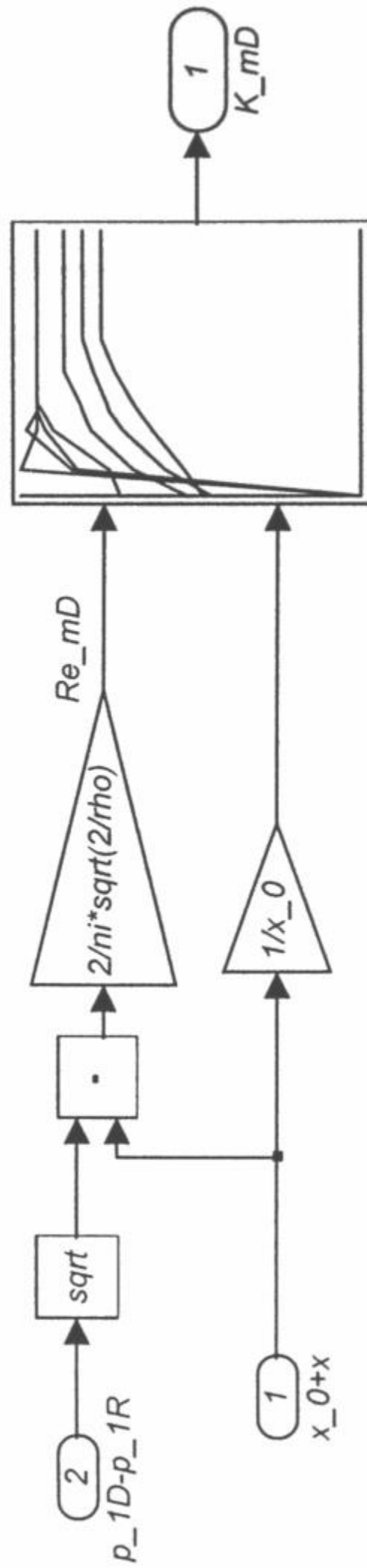


рачунања силе млазева радне шечности



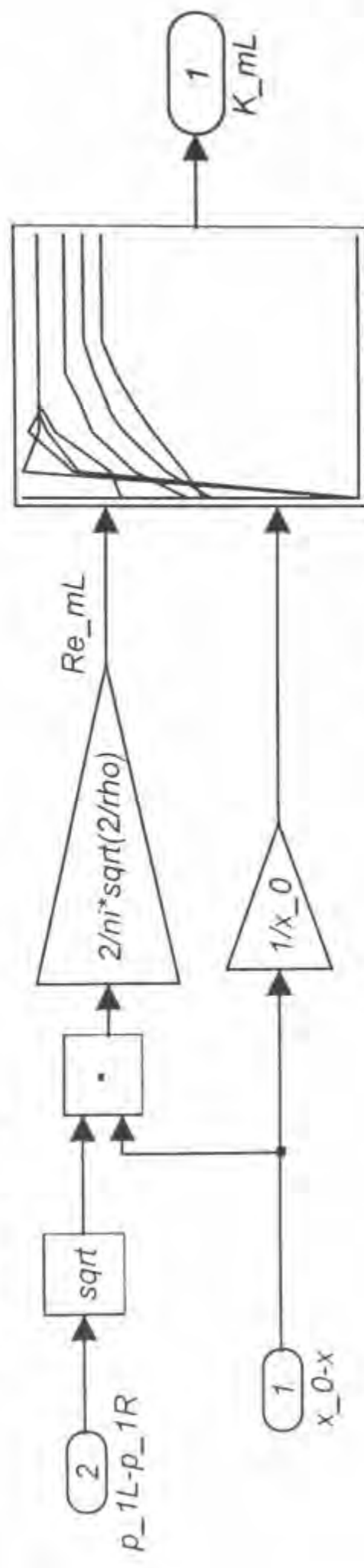


*Блок шема підсистема  
 рахунања коефіцієнта ірошока  
 десної млазніка*



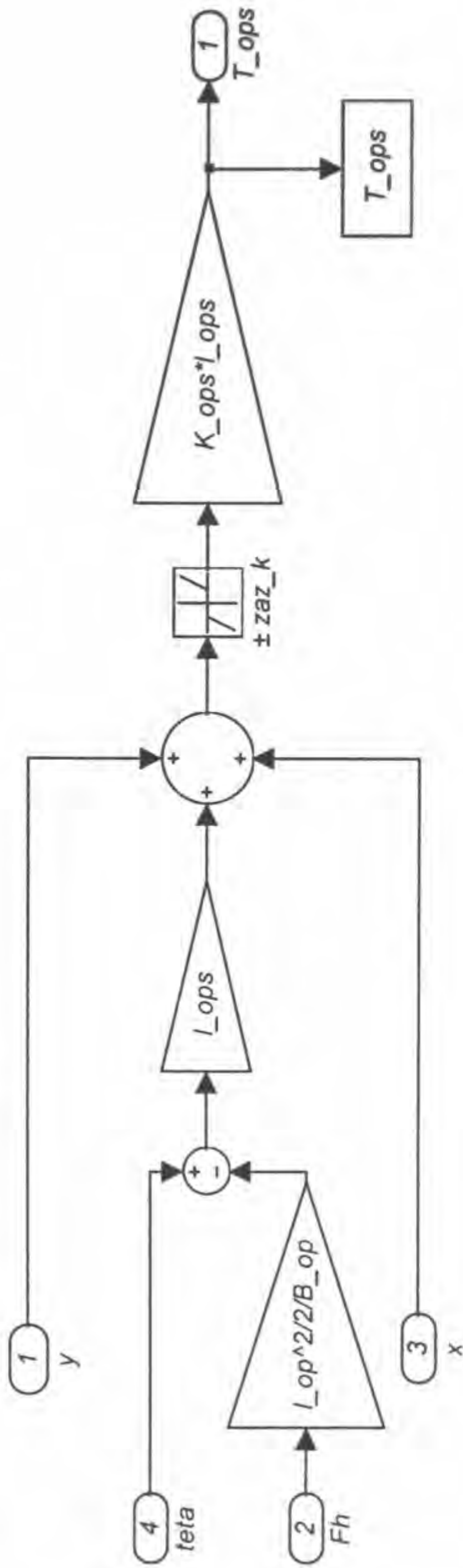
*Табела за израчунавање коефицијента ірошока  
 іроменљивої іригушної ойвора ішїа  
 млазник - одбојна ілочїца (слика 2.14)*

Блок шема подсистема  
 рачунања коефицијента  $\bar{\alpha}$  пројекта  
 левог млазника



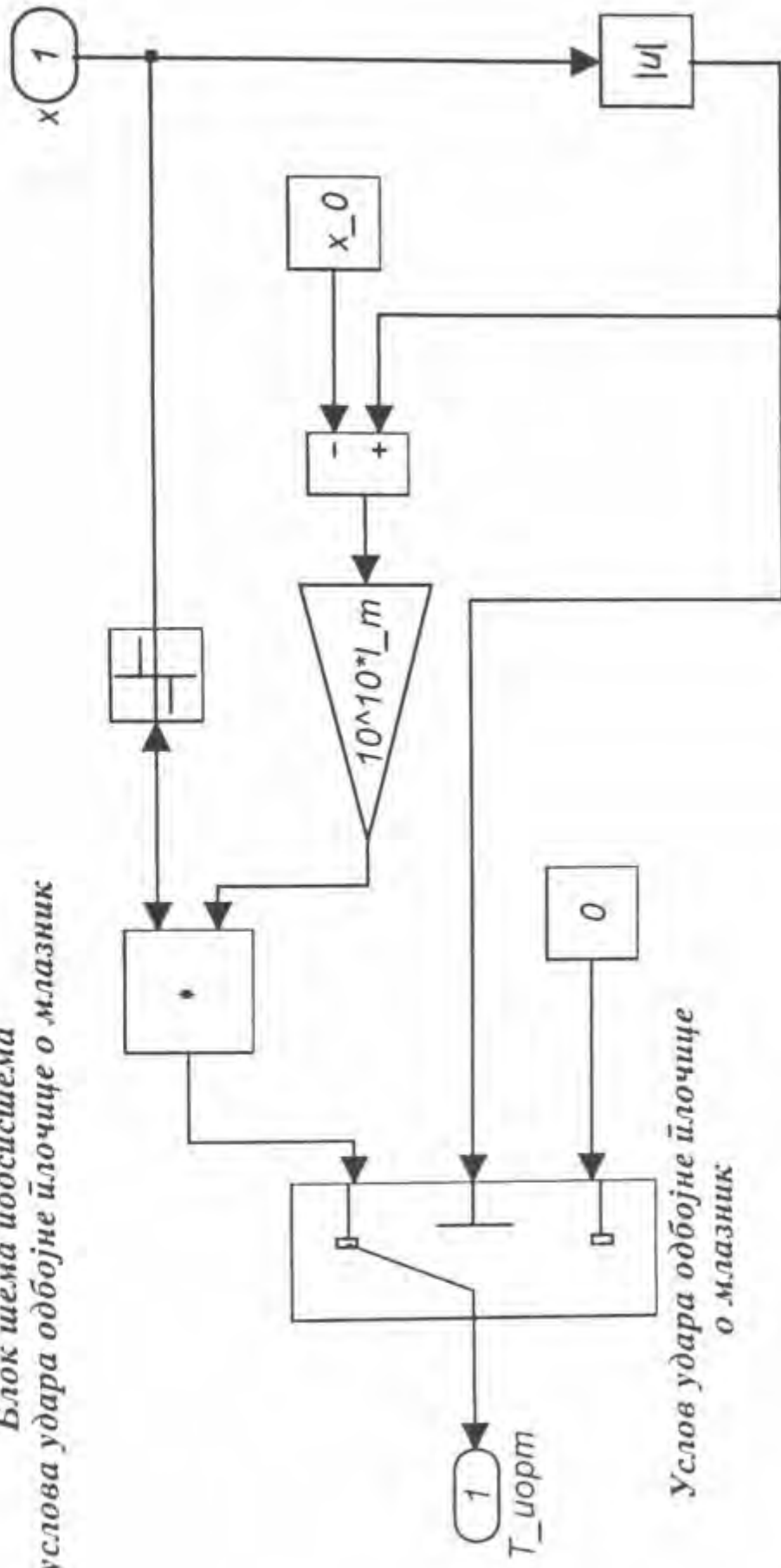
Табела за израчунавање коефицијента  $\bar{\alpha}$  пројекта  
 променљивог  $\bar{\alpha}$  пригушног ошвога  $\bar{\alpha}$  шина  
 млазник - одбојна  $\bar{\alpha}$  плоча (слика 2.14)

*Блок шема подсисте́ма  
 рачунања обрџног моменџа услед  
 деформације оируге поврашне си́реге*



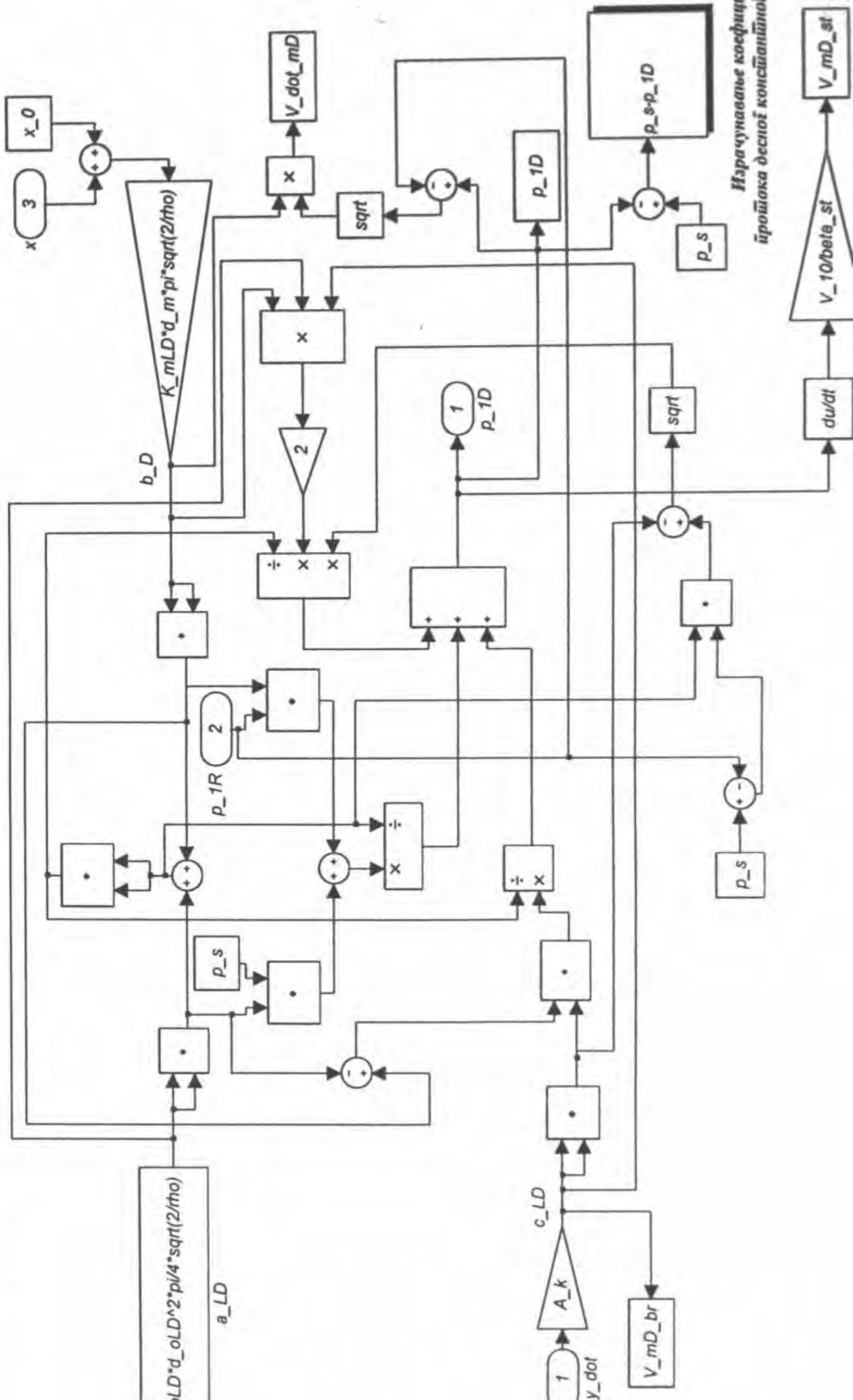


Блок шема підсистеми  
умова удара одбоїне ілочци о млазник



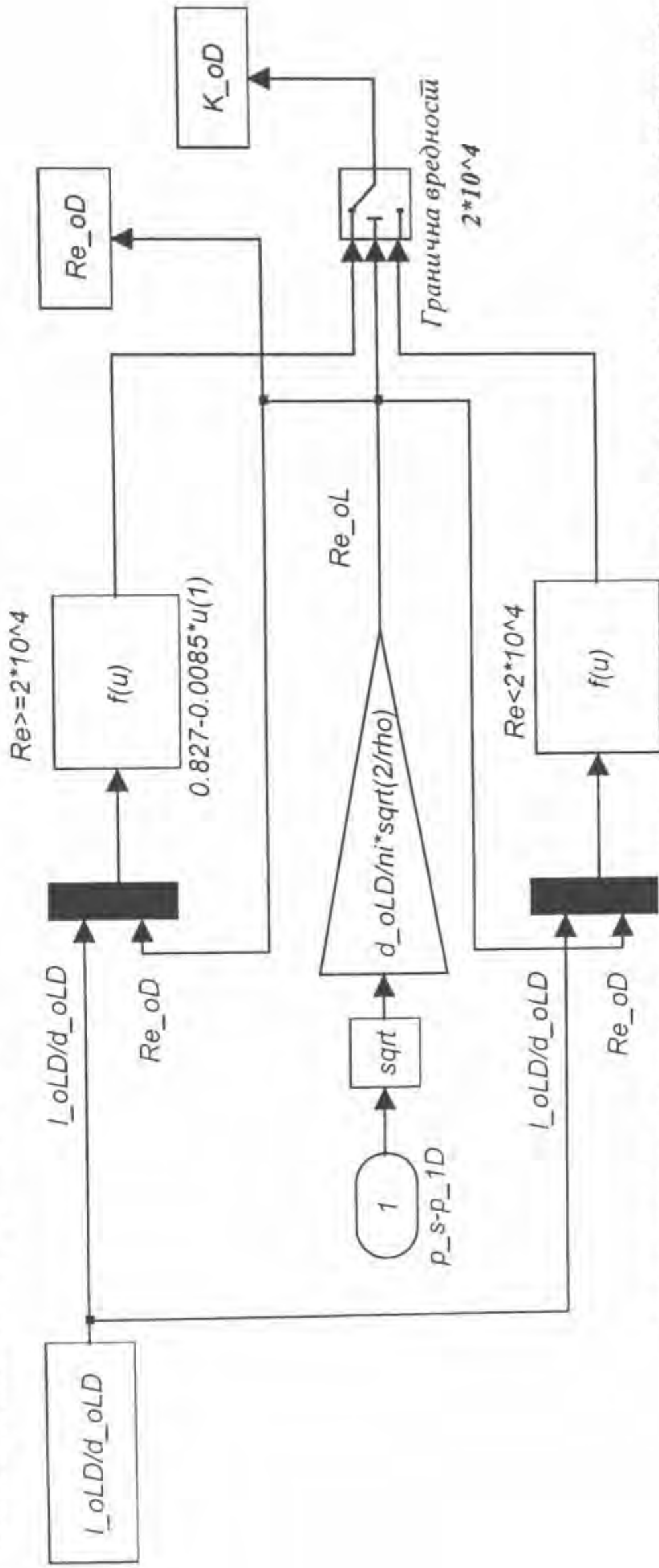
Услов удара одбоїне ілочци  
о млазник

Блок шема підсистема  
 ітационної сїруїања крз  
 есну комору їрвої сїейена



Ізрачунавање коефіцієнта  
 їроїака десної константної їрїуїања

Блок шема подсистема  
 рачунања коефицијента пројекта  
 десног константног иригушика

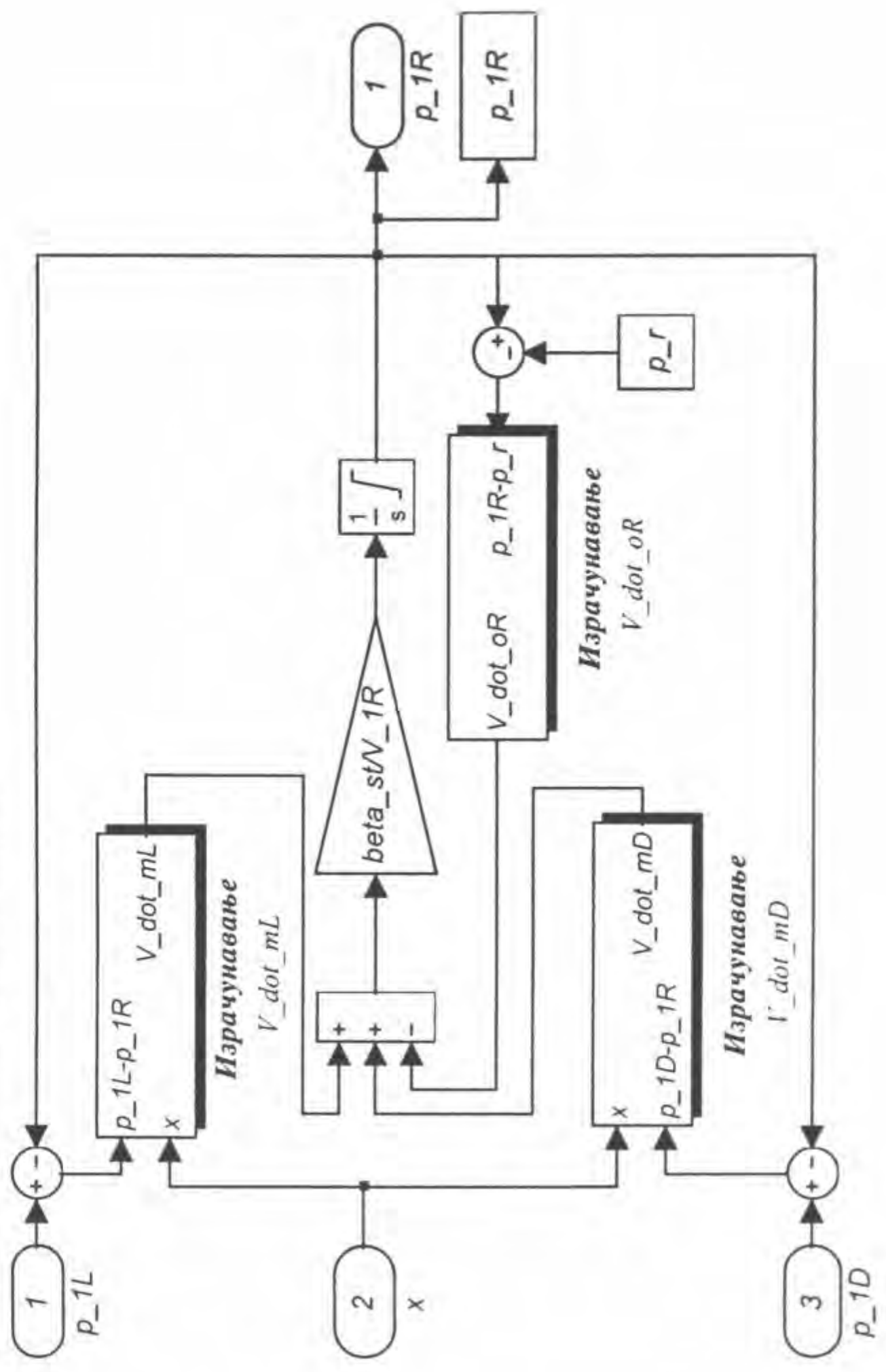


$$1 / (1 / (0.827 - 0.0085 * u(1)) + 20 * (1 + 2.25 * u(1)) / (u(2) + 0.0001) - 0.005 * u(1) / (1 + 7.5 * (\log(0.00015 * (u(2) + 0.0001))))^2))$$

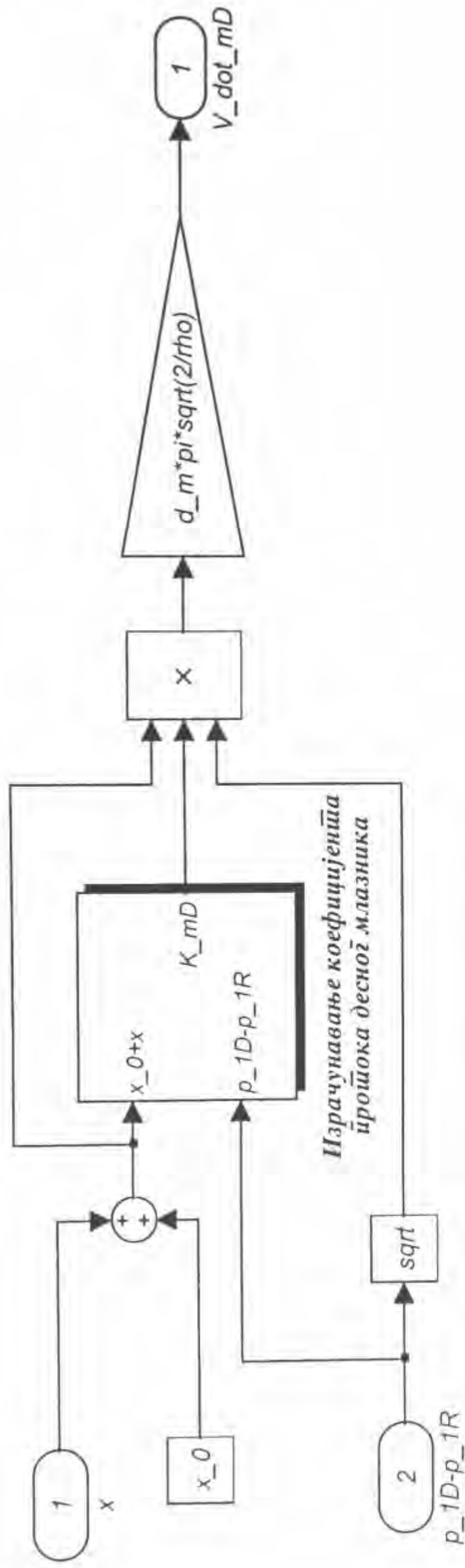
Напомена: вештачки је убачен додатак на Рејнолдсов број од 0.0001  
 да би се сјречило дељење и логаритмовање за његове нулте вредносћи (израз (2.45))



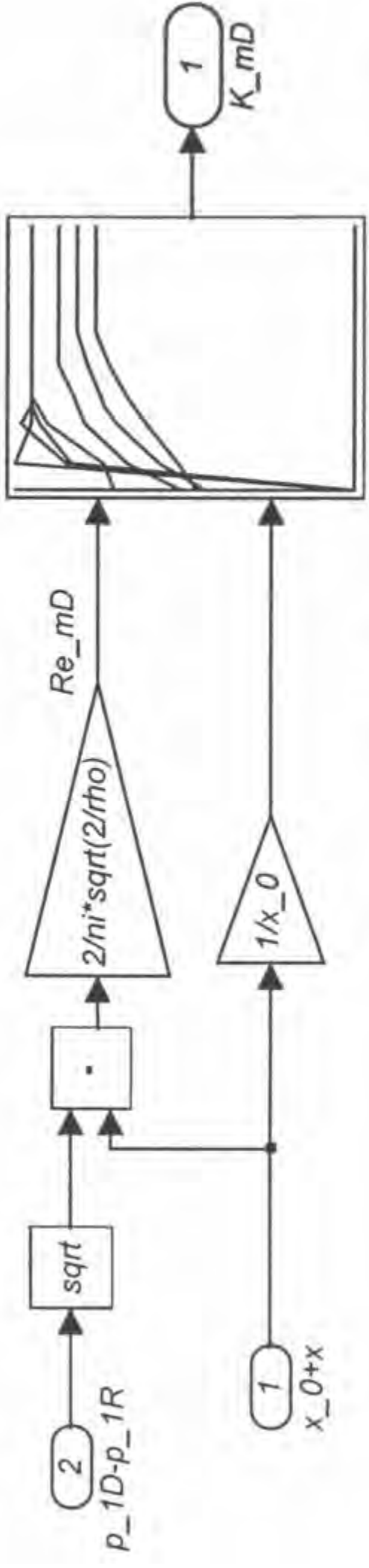
Блок шема підсистеми  
 нестационарної сиріяжа  
 кроу комору одвода ірвої сїейена



Блок шема підсистеми  
заїремінської їрощока кроз десної млазник



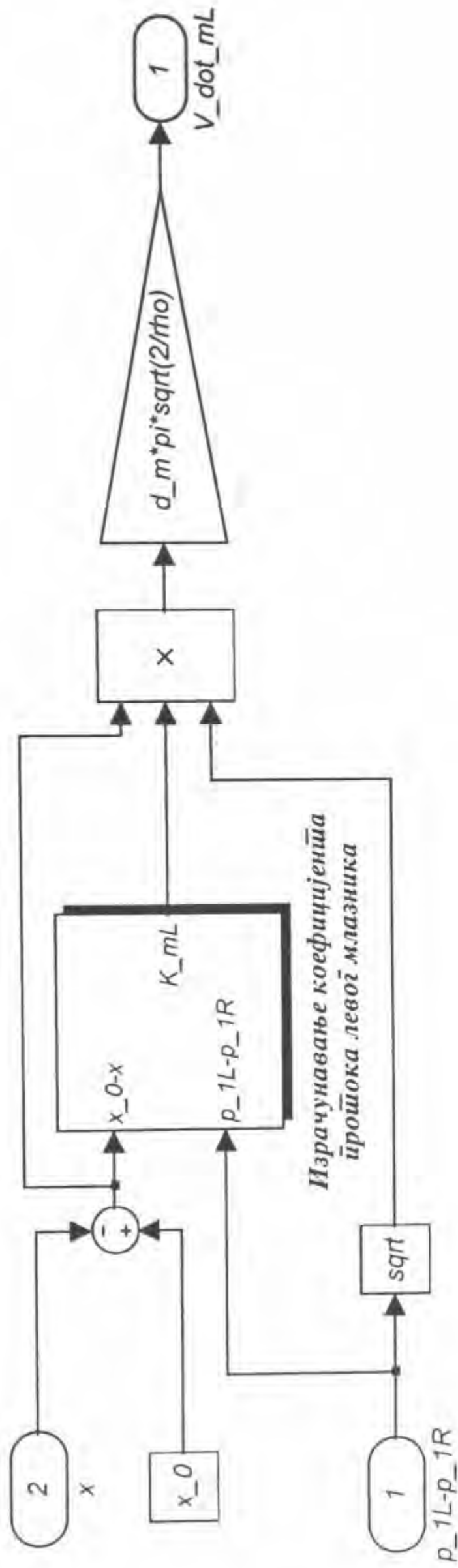
*Блок шема подсистема  
рачунања коефицијената пројекта  
десног млазника*



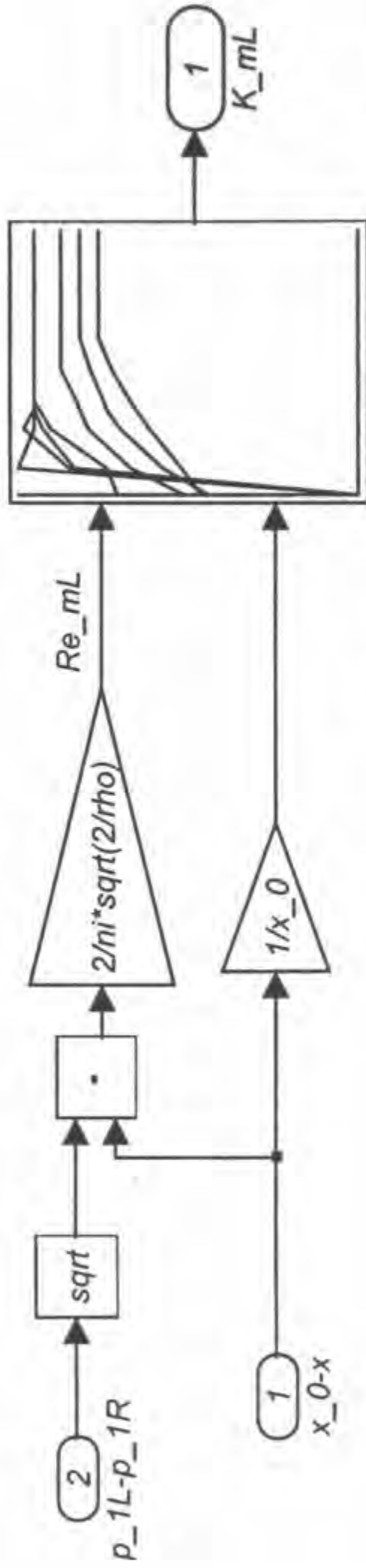
*Табела за израчунавање коефицијената пројекта  
променљивој пригушној отвори шшија  
млазник - одбојна јлочница (слика 2.14)*



*Блок шема підсистеми  
заїреминської їроїшока кроз леви млазник*



*Блок шема підсистеми  
рачунає коефіцієнта іроїока  
левої млазніка*

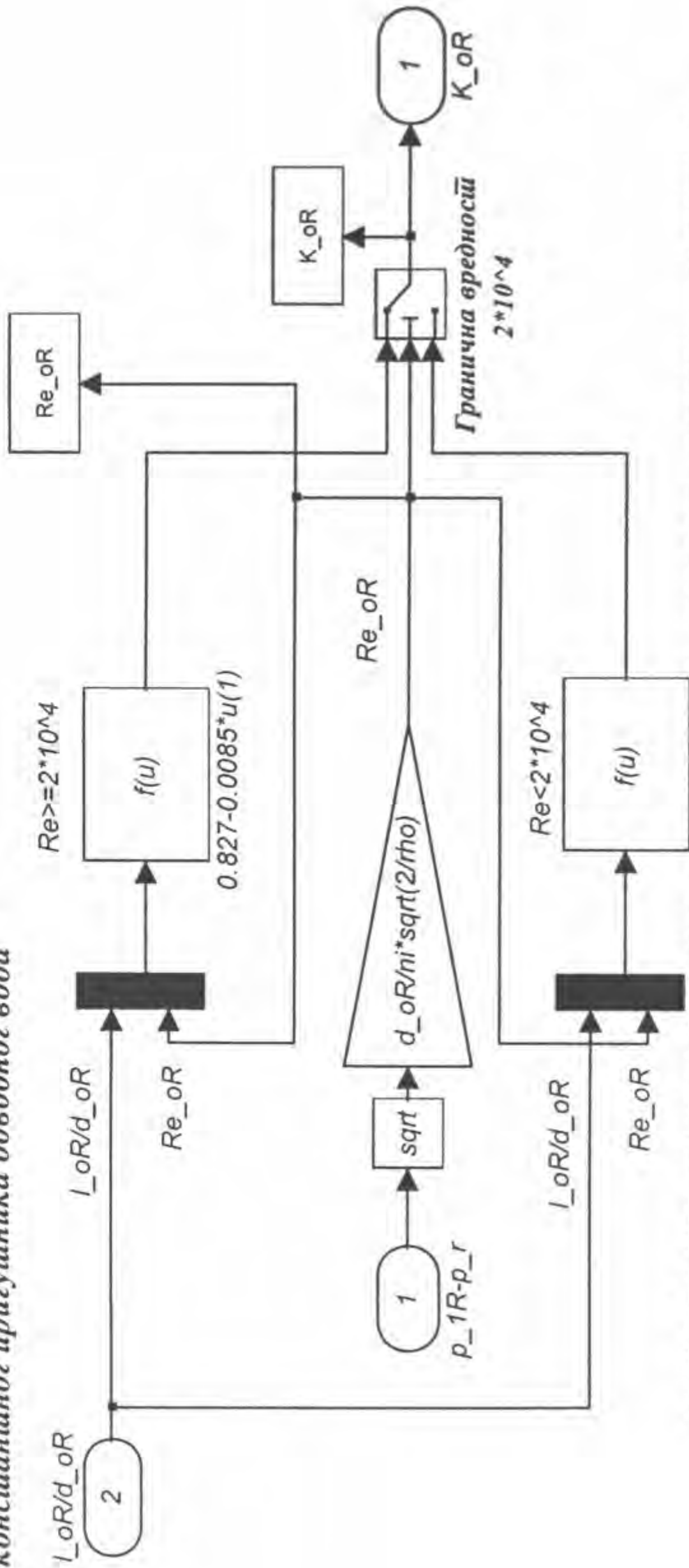


*Табела за израчунавање коефіцієнта іроїока  
іроменљивої іригушної ошвора іїїа  
млазник - одбојна ілочница (слика 2.14)*





Блок шема подсистема  
 рачунања коефицијента пројашка  
 константног пригушника одводног вода



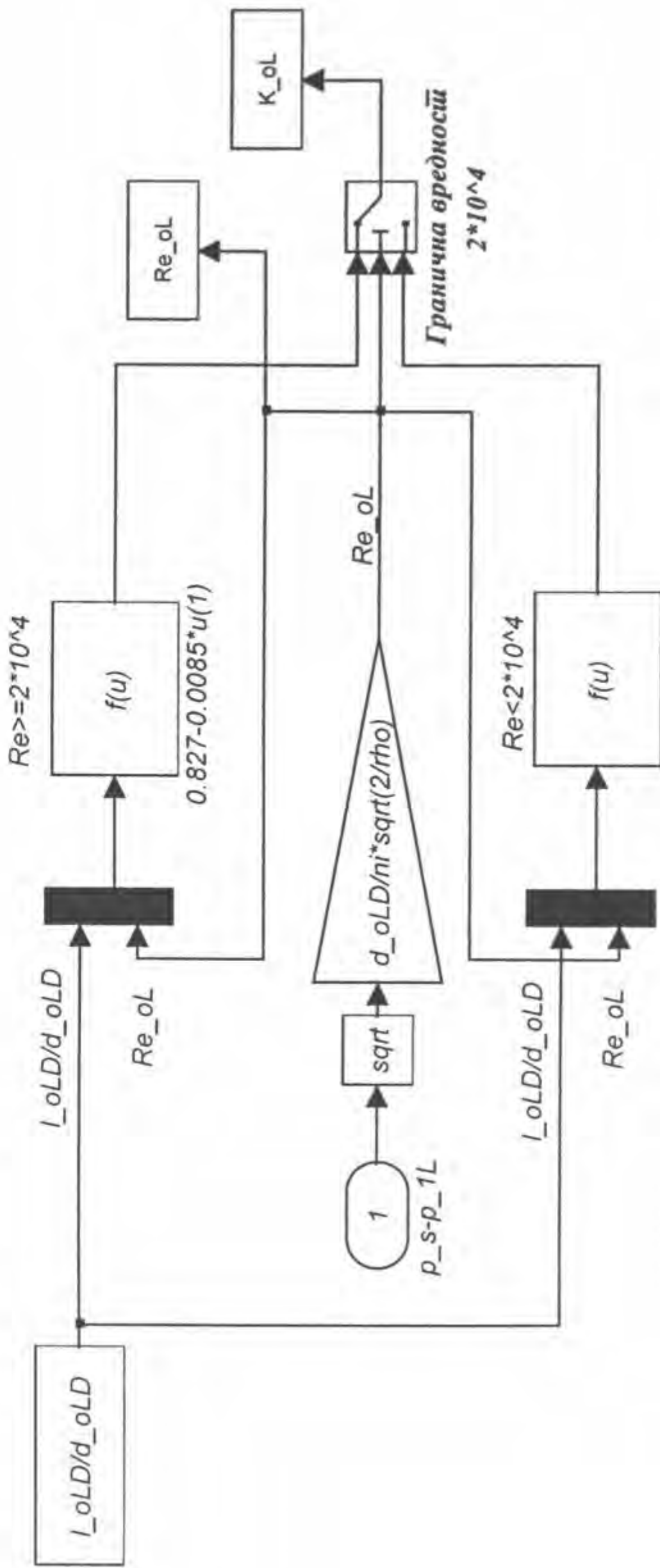
$$1 / (1 / (0.827 - 0.0085 \cdot u(1)) + 20 \cdot (1 + 2.25 \cdot u(1)) / (u(2) + 0.0001) - 0.005 \cdot u(1) / (1 + 7.5 \cdot (\log(0.00015 \cdot (u(2) + 0.0001)))^2))$$

Напомена: величине је убрчен додаток на Рејнолдсов број од 0.0001

да би се сиречио дењење и логајрјмовање нулом за његове нулте вредносћи



Блок шема подсистема  
 рачунања коефицијента пројекта  
 левог константног пригушика

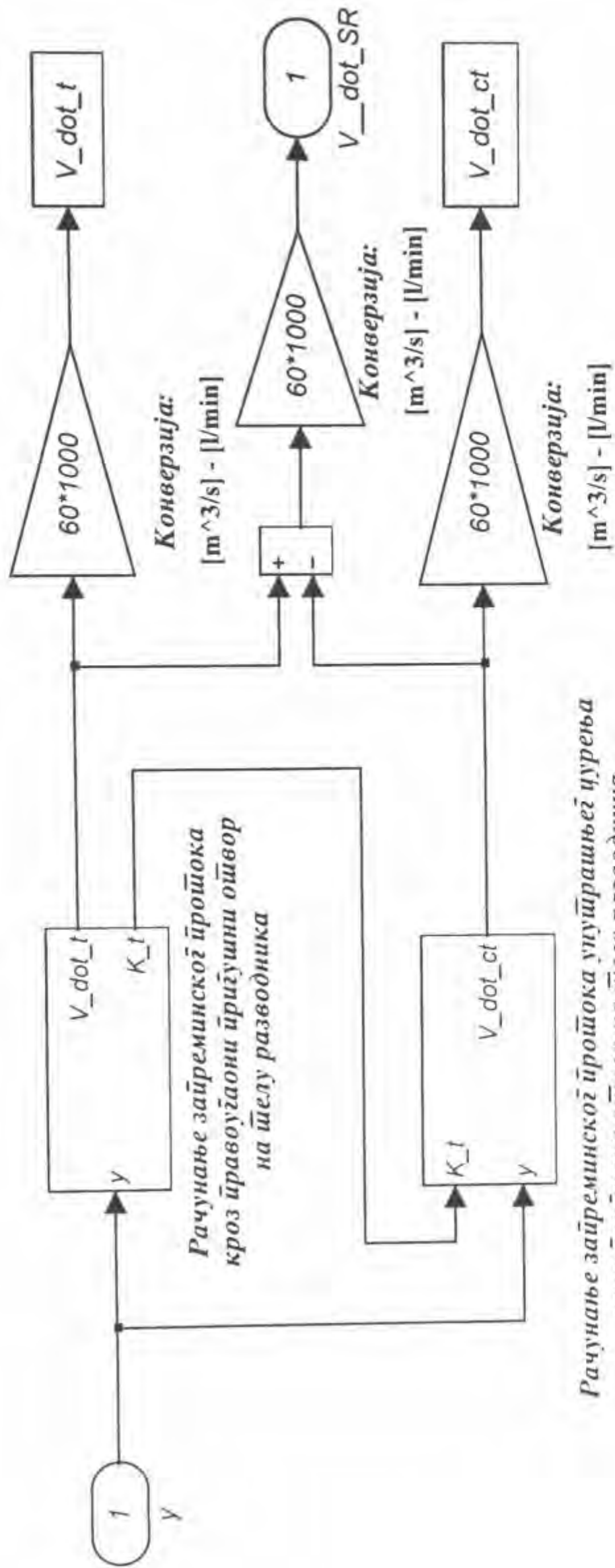


$$1/(1/(0.827-0.0085*u(1))+20*(1+2.25*u(1))/(u(2)+0.0001)-0.005*u(1)/(1+7.5*(\log(0.00015*(u(2)+0.0001))))^2))$$

Напомена: вештачки је убачен додашак на Рејнолдсов број од 0.0001 да би се сјречило дељење и логаритмовање за веће нуле вредности (израз (2.45))

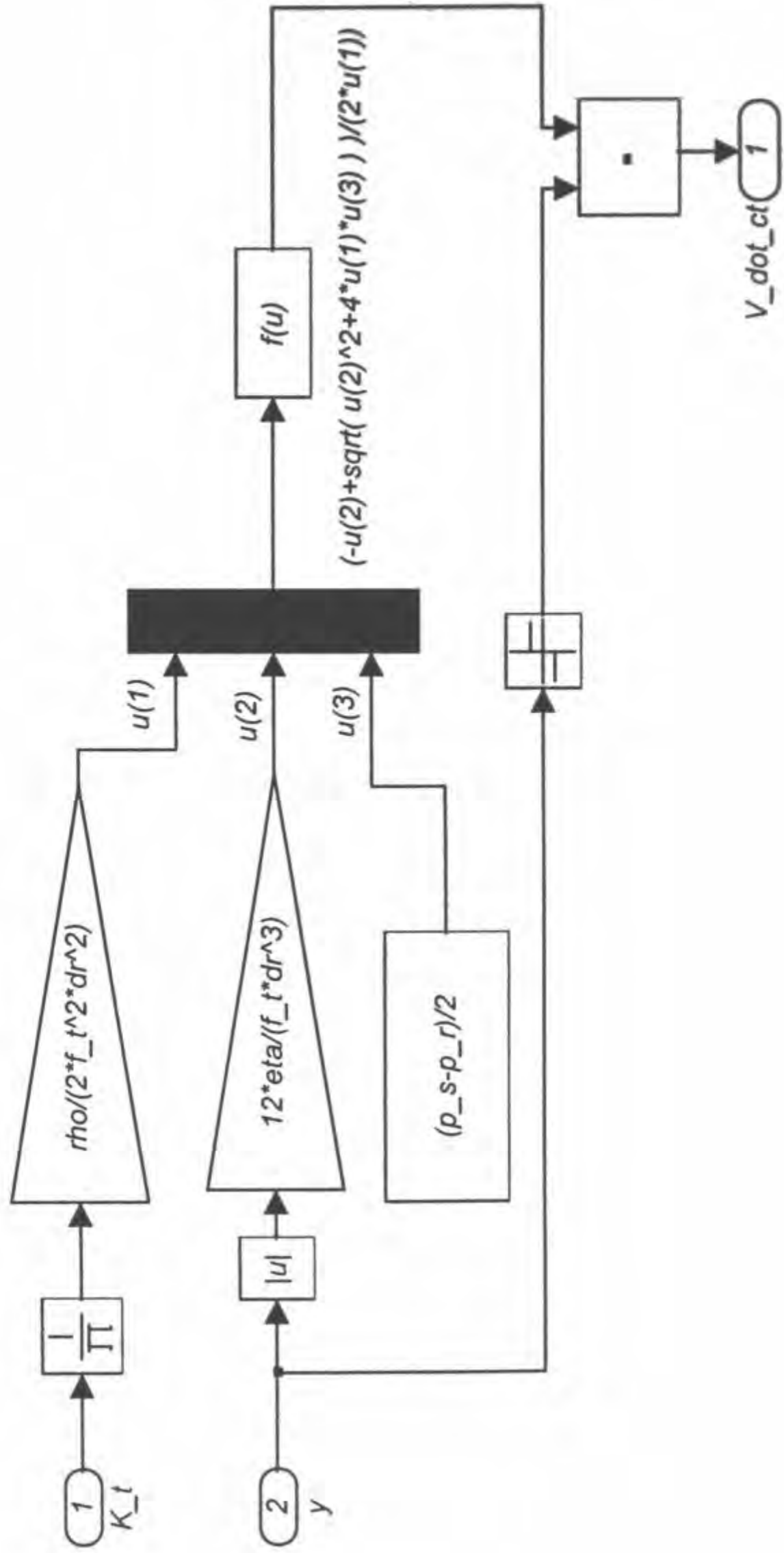


*Блок шема подсистема  
рачунања зајреминског притока  
кроз сервопроводник*

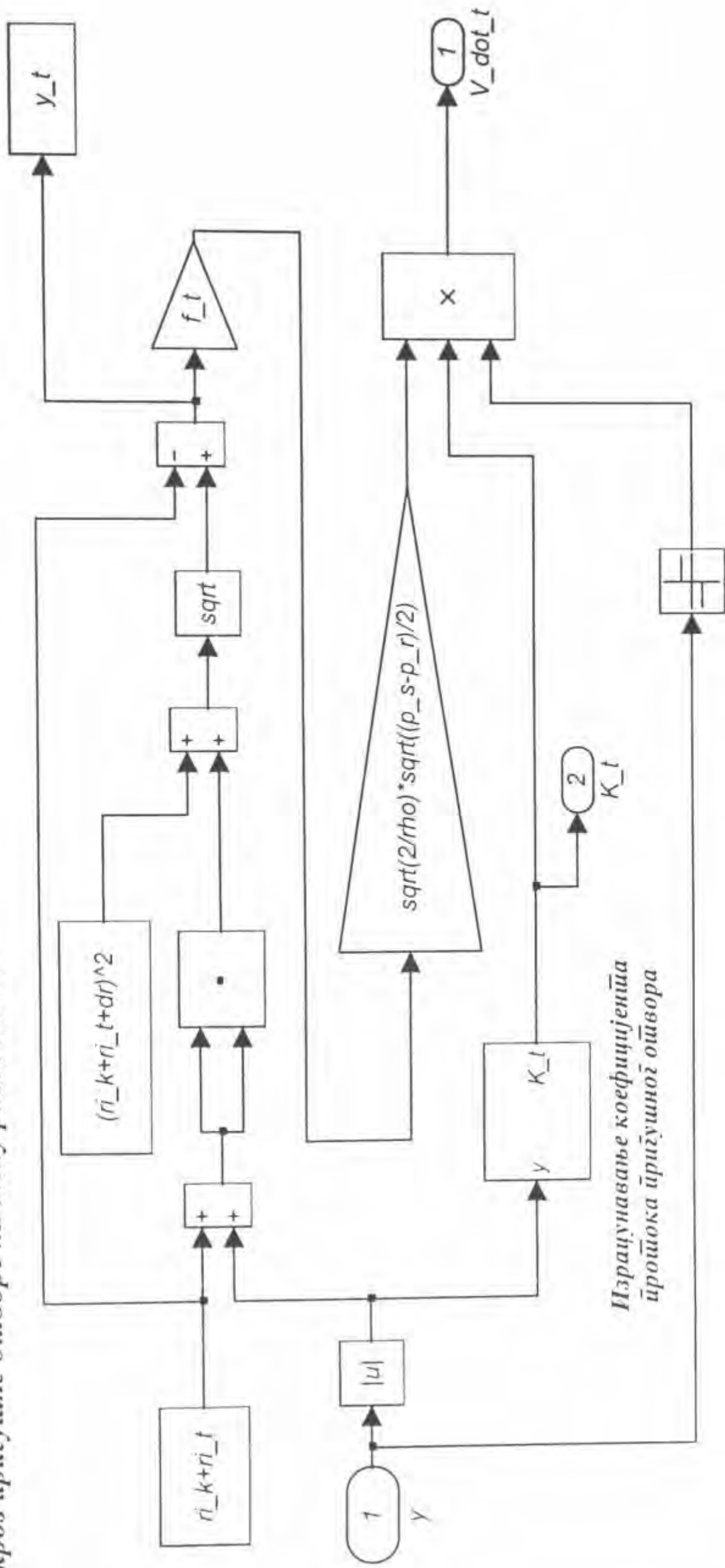


*Рачунање зајреминског притока унутрашњег цурења  
кроз пригушни отвор на шелу разводника*

Блок шема підсистеми  
 за израчунаваньє зайреминської прїшока унуїрашнїєї  
 цурења крїз прїгїушне оїворе на шїлу клийа



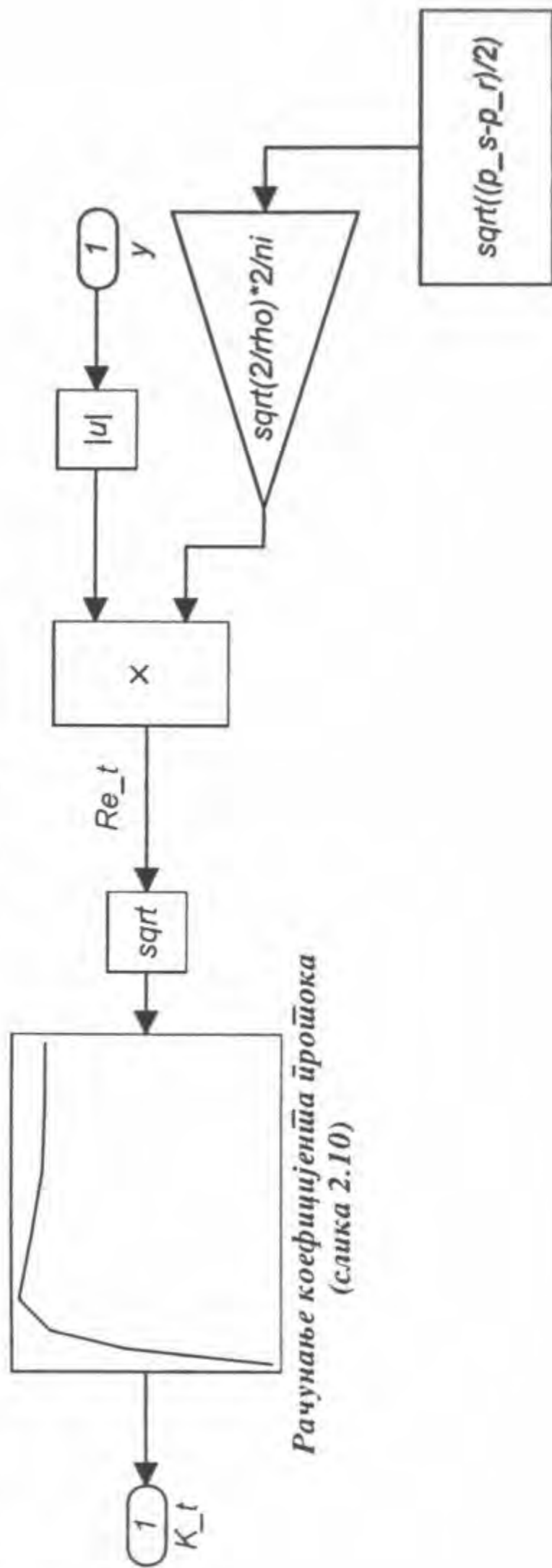
Блок шема підсистеми  
 рахунає заїремінскої іроїшока  
 кроз ірігушне ойворе на ішлу разводника



Ізраїунавање коефіцієнція  
 іроїшока ірігушної ойвора



Блок шема подсистема  
 за израчунавање коефицијента  $\bar{\alpha}$  при сирјању кроз правоугаони отвор на шелу разводника



Блок шема подсищема  
 за израчунавање обрћног моменћа  
 услед електромагнетних сила

