

D-1576

UNIVERZITET U KRAGUJEVCU
MAŠINSKI FAKULTET
KRAGUJEVAC



UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC
FACULTY OF
MECHANICAL ENGINEERING
KRAGUJEVAC

Mr Vanja Šuštersič, dipl. ing.

**METODOLOGIJA PROJEKTOVANJA SISTEMA
AUTOMATSKOG UPRAVLJANJA MENJAČIMA**

doktorska disertacija



Kragujevac, jun 2004. god.

UNIVERZITET U KRAGUJEVCU
MAŠINSKI FAKULTET
KRAGUJEVAC



UNIVERSITY OF KRAGUJEVAC
FACULTY OF
MECHANICAL ENGINEERING
KRAGUJEVAC

METODOLOGIJA PROJEKTOVANJA SISTEMA AUTOMATSKOG UPRAVLJANJA MENJAČIMA

– doktorska disertacija –

KANDIDAT:
Mr Vanja Šuštersiĉ

MENTOR:
Prof. dr Svetislav Stojkoviĉ

Kragujevac, jun 2004. god.

D-1516

ALTERNATIVE ANALYSIS OF THE PROPOSED
SOUTH COASTAL HIGHWAY PROJECT

Final Report

Prepared for
California High-Speed Rail Authority

Prepared by
[Faint text]

July 2009

Koristim priliku da iskažem reči iskrene zahvalnosti osobama koje su najviše pomogle da bi se došlo do konačnog izgleda disertacije:

- *mentoru, prof. dr Svetislavu Stojkoviću, na otvaranju vrata interesantne oblasti automatskih prenosnika snage i sistema upravljanja, korisnim savetima, iskazanom poverenju i razumevanju, ne samo tokom izrade doktorske disertacije, nego i tokom dugogodišnje saradnje;*
- *prof. dr Milunu Babiću, na podršci i korisnim savetima, kako tokom izrade disertacije, tako i tokom naše dugogodišnje saradnje,*
- *svim članovima Katedre za Energetiku i procesnu tehniku, na podršci, savetima i pomoći pri rešavanju bilo kojeg zadatka;*
- *na kraju, ali ne i na poslednjem mestu, svojoj porodici, koji su mi najznačajniji oslonac i podrška i koji su mi, svako na svoj način, pomogli u izradi disertacije, a naročito mojoj deci, Tijani i Janku.*

*U Kragujevcu
jun 2004.*

Vanja Šušteršič

681.5.01

REZIME

U ovoj disertaciji prikazana je metodologija projektovanja sistema automatskog upravljanja, modeliranja i simulacije rada automatske transmisije. Najpre je sagledan istorijski razvoj ovih sistema počev od hidrauličnih, preko hidromehaničkih, elektrohidrauličnih do čisto elektronskih upravljačkih sistema. Na osnovu kritičkog pregleda dosadašnjih istraživanja i obimne teorijske analize formiran je matematički model za simulaciju promene stepena prenosa u automatskoj transmisiji. Da bi se optimizovalo projektovanje, analiziralo ponašanje i unapredilo funkcionisanje sistema upravljanja i lakše ostvarila promena stepena prenosa u automatskom prenosniku neophodno je bilo postaviti matematičke modele svih podsistema automatske transmisije i numerički ih simulirati. Međutim, složenost i veliki broj podsistema u automatskoj transmisiji ujedno predstavlja i najveću prepreku u ostvarivanju ovog cilja. Zato su prvo postavljene diferencijalne jednačine ponašanja svih podsistema automatske transmisije, a zatim su ti podsystemi implementirani u sistem automatske transmisije i izvršeno je njeno numeričko modeliranje i simulacija rada pri promeni stepena prenosa. Rezultati matematičkog modeliranja dobijeni su na personalnom računaru i poredjeni su sa odgovarajućim eksperimentalnim podacima.

Na osnovu ovih analiza izvedeni su određeni zaključci i date su smernice za dalja istraživanja. Izložena metodologija otvara mogućnosti da, sa daljim razvojem i unapredjenjem matematičkog modela, numerički eksperiment obezbedi projektantima informacije do kojih se dolazi, isključivo, merenjima uz angažovanje skupe opreme.

Ključne reči: sistem automatskog upravljanja, automatski menjač

ABSTRACT

Methodology of automatic control system design, modeling and simulation of automatic transmission operation is presented in this doctoral dissertation. Firstly, a historical development of automatic control systems is given, starting from hydraulic, through hydro-mechanic, electrohydraulic to purely electronic control systems. Based on critical review of previous research and overall theoretical analysis, a mathematical model for simulation of gearshift in automatic transmission is designed. In order to optimize the design, analyze the behavior, improve the function of the control system and achieve easier gearshift in automatic gear, it was necessary to set mathematical models of all automatic transmission components and to simulate them numerically. However, the complexity and the large number of components are the largest obstacles for achievement of this goal. Hence, differential equations showing the behavior of all automatic transmission components were set and these components were applied in automatic transmission system. Numerical modeling of automatic transmission and simulation of its operation during gearshift were conducted. The results of mathematical modeling are obtained on personal computer and compared to corresponding experimental data.

Definite conclusions are made based on analyses and guidelines for further research are given. With further development and improvement of the mathematical model, presented methodology enables the numerical experiment to provide information for designers that are exclusively obtained by measurement and engagement of high-cost equipment.

Key words: automatic control system, automatic gear



SADRŽAJ

1.0 UVOD	1
2.0 PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA U OBLASTI UPRAVLJANJA I MODELIRANJA AUTOMATSKIH TRANSMISIJA	6
3.0 SISTEMI UPRAVLJANJA AUTOMATSKIM TURBOZUPČASTIM MENJAČEM	10
3.1 Hidraulički upravljački sistem	10
3.1.1 Osnovne komponente hidrauličkog sistema upravljanja	11
3.2 Hidro-mehanički upravljački sistem	20
3.3 Elektro-hidraulički upravljački sistem	20
3.3.1 Pasivni sistem upravljanja	22
3.3.2 Poluaktivni sistem upravljanja	23
3.3.3 Aktivni sistem upravljanja	24
3.4 Potpuno elektronski upravljački sistem promene stepena prenosa	24
3.4.1 Indirektno i direktno polu-aktivno upravljanje	25
3.4.2 Direktno aktivno upravljanje promenom stepena prenosa	27
4.0 MATEMATIČKI MODELI PODSISTEMA AUTOMATSKE TRANSMISIJE	28
4.1 Matematički izrazi za izračunavanje obrtnog momenta i broja obrtaja kolenastog vratila motora	31
4.2 Matematički izrazi za izračunavanje momenata lopatičnih kola turbome- njača	33
4.2.1 Matematički izrazi za izračunavanje hidrauličnih gubitaka	36
4.2.2 Definisavanje geometrijskih parametara turbomenjača	38

4.2.3	Formiranje numeričkog modela turbomenjača	40
4.2.4	Analiza rezultata numeričke simulacije rada turbomenjača i ocena njegovog kvaliteta	42
4.3	Matematički izrazi za određivanje momenta trenja frikcionih spojnica i kočnica	45
4.3.1	Matematički model procesa uključenja frikcionog sklopa	50
4.3.2	Numerička simulacija uključivanja frikcionog sklopa	51
4.4	Matematički izrazi za određivanje ugaonih brzina članova planetarnog prenosa pri promeni stepena prenosa	54
4.4.1	Matematički model procesa promene stepena prenosa u planetarnom prenosniku automatskog menjača	55
4.4.2	Matematička simulacija procesa promene stepena prenosa u planetarnom prenosniku	62
4.5	Matematički izrazi za određivanje otpora puta	64
4.5.1	Matematički model sila otpora puta	65
4.6	Model elektronske upravljačke jedinice	66
5.0	HIDRAULIČKI SISTEMI UPRAVLJANJA AUTOMATSKOM TRANSMISIJOM	69
5.1	Primeri primene on-off elektromagnetnih ventila u upravljanju frikcionim spojnica	72
5.2	Ventili za modulaciju pritiska pri uključivanju frikcionih sklopova	76
5.3	Numerički model proporcionalnog elektromagnetnog ventila	79
5.3.1	Matematički izrazi za izračunavanje elektromagnetne sile	79
5.3.2	Matematički izrazi za izračunavanje zapreminskih protoka kroz prigušne otvore	82
5.3.3	Matematički izrazi za izračunavanje vrednosti upravljačkog pritiska i hoda klipa elektromagnetnog ventila	86
5.3.4	Postavljanje numeričkog modela rada proporcionalnog elektromagnetnog ventila	90
5.3.5	Analiza rezultata numeričke simulacije rada jednog proporcionalnog elektromagnetnog ventila	91
6.0	MATEMATIČKI MODEL AUTOMATSKOG MENJAČA DOMAĆE KONSTRUKCIJE ZA GRADSKI AUTOBUS	97
6.1	Matematički izrazi za izračunavanje momenta na izlaznom vratilu u automatskom menjaču domaće konstrukcije za gradski autobus	100
6.2	Analiza rezultata numeričke simulacije rada automatskog menjača u sistemu automatske transmisije	108
7.0	ZAKLJUČAK	112

8.0 LITERATURA	114
9.0 PRILOG	120



SPISAK KORIŠĆENIH OZNAKA

A

- A [m²] površina površine zemlje
- A [m²] površina prigušivača u skladu s priručnikom proizvođača
- A [m²] ukupna površina prigušivača prema izračunu na temelju površine zemlje
- A [m²] površina koja iznosi ukupnu površinu prigušivača prema priručniku proizvođača
- A [m²] površina koja iznosi ukupnu površinu prigušivača prema priručniku proizvođača
- A [m²] ukupna površina prigušivača prema izračunu na temelju površine zemlje
- A [m²] površina prigušivača prigušivača
- A [m²] površina prigušivača prema izračunu na temelju površine zemlje
- A [m²] površina prigušivača prema izračunu na temelju površine zemlje
- A [m²] površina prigušivača

B

- B [m] ukupna dužina svih dijelova pripreme
- B [m] ukupna dužina svih dijelova pripreme
- B [m] ukupna dužina svih dijelova pripreme
- B [Pa] maksimalna radna sila
- B [Pa] maksimalna radna sila
- B [Pa] maksimalna radna sila
- B [Pa] maksimalna radna sila
- B [Pa] maksimalna radna sila



SPISAK KORIŠĆENIH OZNAKA

A

A [m ²]	čelona površina vozila
A_c [m ²]	površina prigušnika u elektromagnetnom ventilu
A_s [m ²]	otvorena površina poprečnog preseka kanala za napajanje u elektromagnetnom ventilu
A_1 [m ²]	površina čela levog klipa razvodnika elektromagnetnog ventila
A_2 [m ²]	površina čela desnog klipa razvodnika elektromagnetnog ventila
A_p [m ²]	otvorena površina poprečnog preseka kanala za odvodjenje u elektromagnetnom ventilu
A_{pr} [m ²]	protočna površina prigušnika
A_{tm} [m ²]	površina poprečnog preseka trajnog magneta
A_v [m ²]	površina poprečnog preseka vazdušnog procepa
α [%]	nagib puta

B

B [T]	magnetna indukcija u vazdušnom procepu
B_{tm} [T]	magnetna indukcija u trajnom magnetu
b [Ns/m]	koefficient viskoznog trenja
β [Pa]	modul stišljivosti radne tečnosti
β_e [Pa]	efektivni modul stišljivosti radne tečnosti
β_g [Pa]	adijabatski modul stišljivosti radne tečnosti

β_r [-]	koeficijent rezerve frikcionog sklopa
β_p [°]	izlazni ugao lopatica pumpnog kola
β_t [°]	izlazni ugao lopatica turbinskog kola
β_r [°]	izlazni ugao lopatica reaktorskog kola

C

\bar{c} [m/s]	apsolutna brzina radne tečnosti
c [N/m]	krutost opruge
c_{ss} [-]	koeficijent koji uzima u obzir kontrakciju radne tečnosti i ugao skretanja radne tečnosti
c'_{ss} [-]	brzinski koeficijent
c_{trj} [-]	frikcioni faktor trenja radne tečnosti
c_{uj} [-]	koeficijent udara
c_x [-]	koeficijent otpora vazduha

D

D_a [m]	aktivni prečnik cirkulacije turbomenjača
D_1 [m]	prečnik levog klipa razvodnika elektromagnetnog ventila
D_2 [m]	prečnik desnog klipa razvodnika elektromagnetnog ventila
δ [m]	debljina lopatica turbomenjača
$\frac{dp}{dt}$ [Pa/s]	prvi izvod po vremenu pritiska radnog fluida u hidrauličkom sistemu
Δp [Pa]	pad pritiska na prigušniku

E

E_k [J]	kinetička energija
-----------	--------------------

F

F_a [N]	deo vučne sile koji se troši na savladavanje otpora nagiba puta
F_{el} [N]	elektromagnetna sila
F_{kotr} [N]	deo vučne sile koji se troši na savladavanje otpora kotrljanju

F_{mpvp} [A]	magnetopobudna sila koja se javlja u vazdušnom procepu elektromagnetnog ventila
F_{mptm} [A]	magnetopobudna sila koja se javlja u trajnom magnetu elektromagnetnog ventila
F_o [N]	prednaprezanje opruge
F_{op} [N]	sila koja deluje na klip frikzione spojnice od sistema odbojnih opruga
F_{ef} [N]	sila koja deluje na klip frikzione spojnice usled centrifugalnih sila radne tečnosti
F_{st} [N]	sila koja deluje na klip frikzione spojnice usled statičkog pritiska radne tečnosti
F_{ss} [N]	stacionarna aksijalna komponenta sile usled strujanja radne tečnosti u dovodnom vodu razvodnika elektromagnetnog ventila
F_{sR} [N]	stacionarna aksijalna komponenta sile usled strujanja radne tečnosti u odvodnom vodu razvodnika elektromagnetnog ventila
f_o [-]	koefficient kotrljanja
f_u [-]	početni ugib opruge
F_v [N]	deo vučne sile koji se troši na savladavanje otpora vazduha
φ [Wb]	fluks

G

G [N]	težina vozila
g [m/s ²]	ubrzanje zemljine teže

H

h [m]	radni hod klipa
H [Wb/Hm]	jačina magnetnog polja

I

i [A]	struja
i_d [-]	prenosni odnos diferencijala
i_{su}^k [-]	relativni prenosni odnos planetarnog prenosnika

J

J_a [kgm ²]	moment inercije centralnog zupčanika
J_c [kgm ²]	moment inercije obuhvatnog zupčanika
J_m [kgm ²]	moment inercije motora
J_p [kgm ²]	moment inercije pumpnog kola
J_t [kgm ²]	moment inercije turbinskog kola
J_r [kgm ²]	moment inercije reaktorskog kola

K

k_o [-]	koeficijent protoka
-----------	---------------------

L

l_{tm} [m]	dužina magnetnog polja u trajnom magnetu
L_f [1/m]	linijska integraciona konstanta

M

M_m [Nm]	obrtni moment motora
M_{spoj} [Nm]	moment trenja koji može da prenese višelamelasta spojnica
M_s [Nm]	moment koji opterećuje zupčanik sunce
M_p [Nm]	moment na pumpnom kolu
M_t [Nm]	moment na turbinskom kolu
M_r [Nm]	moment na reaktorskom kolu
M_u [Nm]	moment koji opterećuje zupčanik sa unutrašnjim ozubljenjem
m_k [kg]	ukupna masa svih pokretnih delova elektromagnetnog ventila
m_l [kg]	ukupna masa svih delova frikcionog sklopa
μ [-]	koeficijent trenja
μ_d [-]	dinamički koeficijent trenja
μ_s [-]	statički koeficijent trenja
μ_{tm} [H/m]	magnetna permeabilnost trajnog magneta

μ_o [H/m] magnetna permeabilnost vazduha

N

n [-] broj dodirnih površina lamela frikcionog skopa

N [-] broj navojaka u magnetu elektromagnetnog ventila

O

ω_k [rad/s] ugaona brzina nosača satelita

ω_m [rad/s²] ugaono ubrzanje motora

ω_s [rad/s] ugaona brzina centralnog zupčanika sunce

ω_u [rad/s] ugaona brzina zupčanika sa unutrašnjim ozubljenjem

ω_p [rad/s] ugaona brzina pumpnog kola

ω_t [rad/s] ugaona brzina turbinskog kola

ω_r [rad/s] ugaona brzina reaktorskog kola

P

p_c [Pa] upravljački pritisak u elektromagnetnom ventilu

p_f [Pa] pritisak u povratnom vodu elektromagnetnog ventila

p_{st} [Pa] statički pritisak radne tečnosti

Δp [Pa] pad pritiska na prigušniku

Δp_{tr} [Pa] pad pritiska nastao usled trenja radne tečnosti o zidove kola

Δp_u [Pa] pad pritiska nastao usled udara radne tečnosti o lopatice kola

P_u [W] ukupna ulazna snaga

P_{gub} [W] snaga koja se troši na gubitke

R

R [Ω] otpor koji se javlja u magnetu elektromagnetnog ventila

R_1 [m] unutrašnji poluprečnik dodirnih površina lamela frikcionog skopa

R_2 [m] spoljašnji poluprečnik dodirnih površina lamela frikcionog skopa

R_c [m]	srednji poluprečnik dodirnih površina lamela frikcionog skopa
R_{p2} [m]	izlazni poluprečnik pumpnog kola
R_{t2} [m]	izlazni poluprečnik turbinskog kola
R_{r2} [m]	izlazni poluprečnik reaktorskog kola
R_{tmp} [H ⁻¹]	reluktansa trajnog magneta
R_{vp} [H ⁻¹]	reluktansa vazdušnog procepa
r_d [m]	radijus pneumatika
ρ [kg/m ³]	gustina radne tečnosti

S

S_p [m ²]	statički moment dela srednje meridijanske strujnice koji se prostire izmedju ulaznog i izlaznog preseka pumpnog kola
S_t [m ²]	statički moment dela srednje meridijanske strujnice koji se prostire izmedju ulaznog i izlaznog preseka turbinskog kola
S_r [m ²]	statički moment dela srednje meridijanske strujnice koji se prostire izmedju ulaznog i izlaznog preseka reaktorskog kola

U

u [V]	upravljajući napon
---------	--------------------

V

v [km/h]	brzina vozila
\dot{V} [m ³ /s]	zapreminski protok kroz prigušni otvor
\dot{V}_c [m ³ /s]	upravljajući zapreminski protok elektromagnetnog ventila
\dot{V}_f [m ³ /s]	zapreminski protok u prirubnici elektromagnetnog ventila
\dot{V}_s [m ³ /s]	zapreminski protok u dovodnom vodu elektromagnetnog ventila
\dot{V}_p [m ³ /s]	zapreminski protok u odvodnom vodu elektromagnetnog ventila
$\Delta\dot{V}_{pr}$ [m ³ /s]	promena zapreminskog protoka usled isticanja i doticanja radne tečnosti
$\Delta\dot{V}_{st}$ [m ³ /s]	promena zapreminskog protoka u sistemu usled promene pritiska tj. usled stišljivosti radne tečnosti
w_{trj} [m/s]	relativna brzina radne tečnosti

X

x [m]	dužina vazdušnog procepa
x_k [m]	hod razvodnog klipa
x_l [m]	hod klipa frikcionog sklopa
x_s [m]	širina otvora za napajanje radnom tečnošću u elektromagnetnom ventilu
x_p [m]	širina otvora za odvodjene radne tečnosti u elektromagnetnom ventilu

Z

z_s [-]	brojevi zuba centralnog zupčanika sunce
z_u [-]	brojevi zuba zupčanika sa unutrašnjim ozubljenjem
z_{op} [-]	broj opruga

UVOD

Razvoj motornih vozila karakteriše, između ostalog, težnja ka pojednostavljenju rukovanja, sa ciljem povećanja komfora i bezbednosti vozila u saobraćaju. Jedan od osnovnih puteva za ostvarenje tih težnji je smanjenje na minimum broja radnih operacija koje vozač treba da obavi pri polasku / zaustavljanju i za vreme kretanja vozila. Osnovna sredstva za postizanje ovog cilja su mehanizacija i automatizacija menjača.

Automatska transmisija kao složen sistem koji objedinjuje više međusobno povezanih podсистema ima ulogu da obezbedi kontinualnu promenu stepena prenosa. Najvažnije podсистeme, po funkciji koju obavljaju, čine prenosnici snage (menjači) i uredjaji za upravljanje menjačem u koje su, najčešće, integrisane i funkcije dijagnostike. Osnovne prednosti o kojima je reč su brz odziv na promene opterećenja i skoro potpuno uklanjanje dinamičkih udara na pogonsku grupu, zatim olakšan rad vozača, povećanje veka motora i agregata, povećanje komfora, prohodnosti vozila kao i poboljšanje vučno-brzinskih karakteristika.

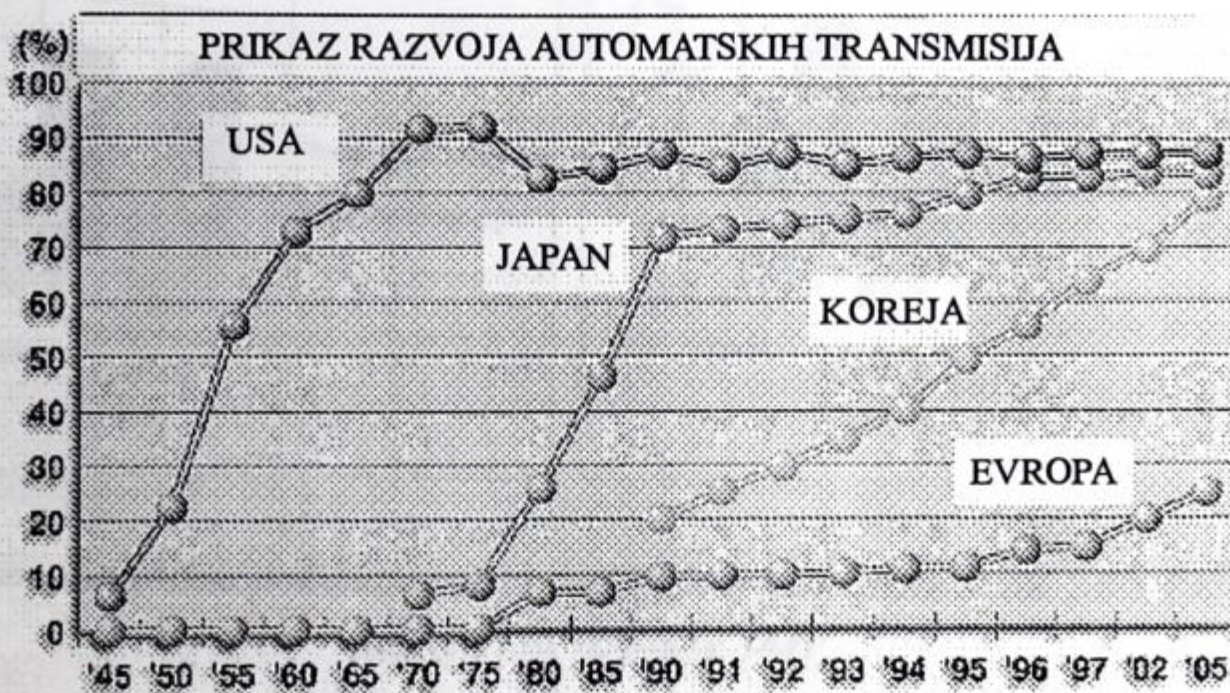
Olakšan rad vozača satoji se, pre svega, u njegovom oslobadjanju od manipulacija sa komandom glavne spojnice i komandom za promenu stepena prenosa. Na primer kada se radi o gradskim autobusima neki podaci govore da, u uslovima njihove eksploatacije, vozač izvrši i do 2000 promena stepena prenosa u toku jedne smene, pri čemu svaka traje 15–30 s. Pri takvoj promeni vozač, svaki put, mora da smanji dovod goriva u motor, isključi glavnu spojnicu, izvrši promenu stepena prenosa, uključi glavnu spojnicu i poveća količinu goriva. To angažuje 5–15% od njegovog radnog vremena, a fizički napor koji se pri tome ulaže iznosi 25–40% od ukupnog fizičkog naprezanja.

Zato, mnogobrojne prednosti automatskih transmisija naročito dolaze do izražaja kod autobusa koji se koriste u gradskom saobraćaju. Najnovija rešenja automatskih transmisija za gradske autobuse sastoje se od hidrodinamičko–mehaničkog prenosnika snage i najčešće su sa hidrodinamičkim usporivačem (retarderom) u funkciji dopunske kočnice i sistemom upravljanja u kome su zastupljene hidrauličke i elektronske komponente, a u koji je najčešće integrisan i dijagnostički sistem. Ujedno, planetarni prenosnici, sa frikcionim sklopovima koji rade u ulju i koji imaju hidrauličko upravljanje, predstavljaju pogodna rešenja za uvođenje najvišeg stepena automatizacije.

Tabela 1.1 Neke od najpoznatijih firmi koje se bave proizvodnjom menjača za motorna vozila

	Putnička vozila		Komercijalna vozila	
	Mehanički menjači	Automatski menjači	Mehanički menjači	Automatski menjači
Zapadna Evropa	-GETRAG -ZF	-ZF -BORG-WARNER -GENERAL MOTORS	-ZF -EATON	-ZF -VOITH -RENK
USA	-AISIN -NEW VENTURE GEAR	-AISIN -BORG WARNER	-DANA -EATON -NEW VENTURE GEAR - CLARK	-ALLISON(GM) -TWIN DISC
Japan	-AISIN	-AISIN -JATCO	-AISIN	-AISIN -JATCO

U početnoj fazi razvoja automatske transmisije su bile primenjivane samo na putničkim vozilima, a automatizovane su isključivo u mehaničkom delu. Automatizacija se zasnivala isključivo na principima hidraulike i primeni hidrauličkih komponenti. Međutim, intenzivni razvoj tehnike, a posebno elektronike omogućio je da se, s jedne strane, usavrše automatske transmisije i njihova primena proširi na skoro sve vrste motornih vozila (ne samo kod putničkih), a s druge strane, došlo je do uvođenja automatizacije i u druge tipove transmisija.



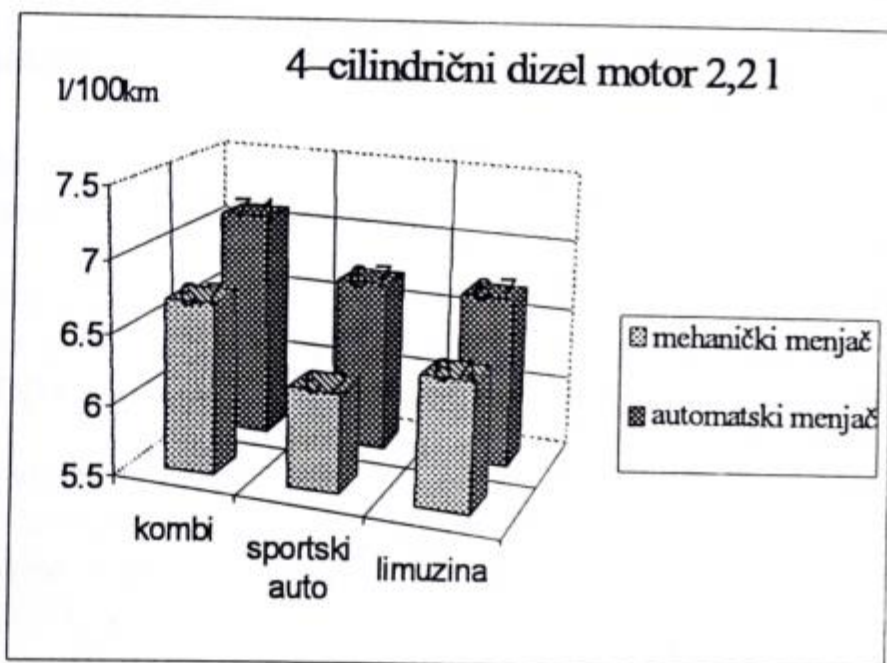
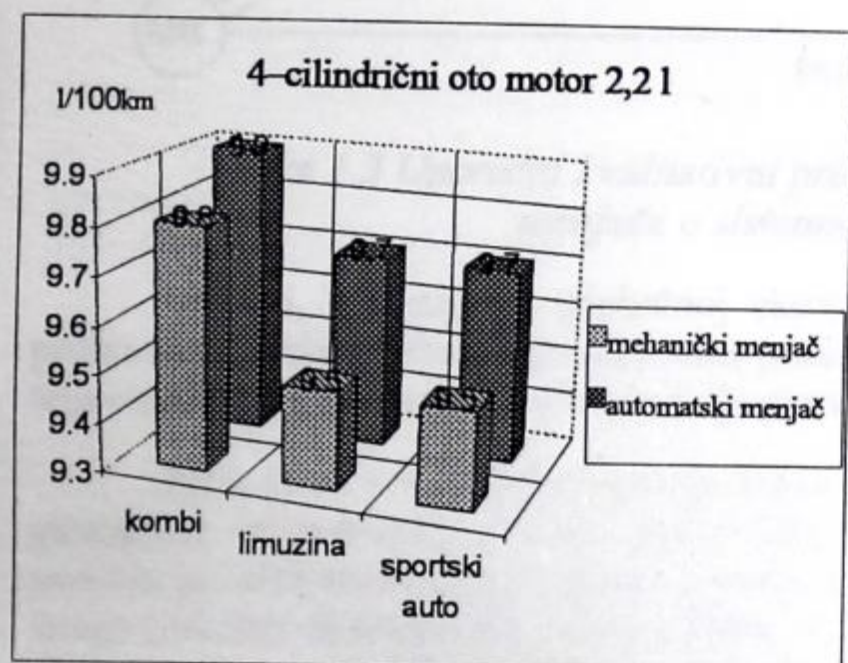
Slika 1.1 Prikaz razvoja automatskih transmisija u periodu 1945–2005

Danas u svetu postoji nekoliko vodećih firmi za proizvodnju automatskih menjača za motorna vozila (tabela 1.1) koje ujedno i diktiraju zastupljenost ovog tipa prenosa snage na svetskom tržištu. Na slici 1.1 prikazan je trend razvoja automatskih transmisija (tj. transmisija sa automatskim menjačem) u svetu u periodu od 1945 do 2005. god. pri čemu se primećuje da su ove transmisije najviše zastupljene u USA (preko 90%) i Japanu (75%), dok je taj procenat u Evropi daleko niži (oko 20%). Primena automatskih transmisija u Evropi je manja, pre svega,

zbog potrebnog dužeg razvojnog i istraživačkog perioda u odnosu na mehaničke menjače (tabela 1.2), zatim, nešto nižeg stepena korisnosti (zbog primene turbomenjača), nešto složenije konstrukcije koja proističe iz postojanja elemenata i uređaja koji obezbeđuju automatsku promenu stepena prenosa, veće mase i cene i nešto veće potrošnje goriva (slika 1.2). Međutim, i pored toga, s pravom se može očekivati da početak ovog veka bude obeležen masovnom proizvodnjom motornih vozila sa automatskim transmisijama i u Evropi.

Tabela 1.2 Tipičan vremenski razvojni proces za menjače u motornim vozilima [44]

Faze razvoja	Putnička vozila		Komerrijalna vozila	
	Mehanički menjač	Automatski menjač	Mehanički menjač	Automatski menjač
Koncept	4	5	6	9
Dizajn i razvoj	5	5	6	12
Proizvodnja prototipa	6	9	9	12
Testiranje	12	15	15	15
Predproizvodni razvoj	9	12	12	18
Σ Meseci	36	46	48	66



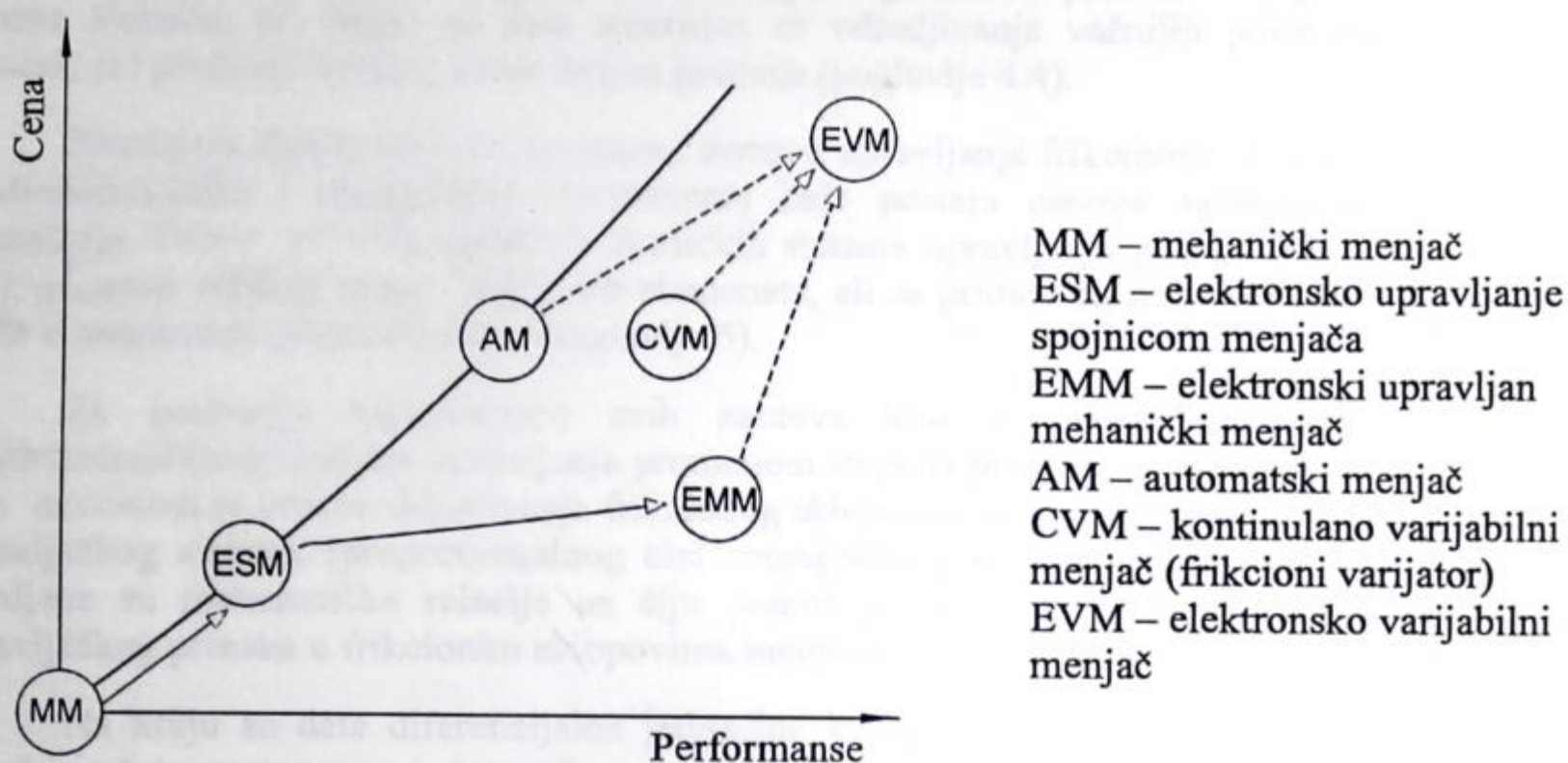
Slika 1.2 Uporedni prikaz potrošnje goriva (l/100 km) kod vozila sa oto i dizel motorom u funkciji tipa menjača [44]

Savremeni nivo razvoja sveukupne industrije nerazdvojivo je vezan sa neprekidnim razvojem raznih tipova prenosnika snage sa kontinualnom promenom stepena prenosa, kao i sa automatizacijom tih prenosnika. Na slici 1.3 je dat prikaz razvoja nekoliko različitih tipova prenosnika snage u funkciji od cene i performansi, kao što su na primer komfor, stepen iskorišćenja i dr [44].

Mehanički menjač (MM) kao jedan od najjeftinijih uzet je kao osnova u ovom poredjenju. Nasuprot njemu, posmatran je automatski menjač (AM) sa nizom prednosti, ali koji je nešto

skuplji. Elektronsko upravljanje spojnicom menjača (ESM) nalazi se između ova dva tipa prenosa snage po pitanju cene i komfora.

Kontinualno varijabilni menjač (CVM) košta skoro kao i automatski, ali nudi nešto veći komfor. Komfor je jedna od fokusnih tačaka razvoja koja se podrazumeva kod automatskih i kontinualno varijabilnih menjača. Tendencija razvoja prenosnika snage je da se realizuje i elektronsko varijabilni menjač (EVM) koji bi omogućio znatno veći komfor, ali čija bi cena bila nešto viša.



Slika 1.3 Uporedni kvalitativni prikaz zavisnosti performansi i cena različitih tipova menjača u sistemu automatskog upravljanja

Ujedno, u današnjoj globalnoj ekonomiji, veoma važno mesto zauzima brza isporuka proizvoda na tržište. Brz razvojni ciklus proizvoda zahteva od kompanija da idu u korak sa novim tehnologijama i da uzimaju u obzir želje potrošača.

Zato sve veći broj kompanija koristi kompjutersku simulaciju kao jedan od načina za smanjenje vremenskog ciklusa proizvodnje, smanjenje cene i eliminisanje grešaka koje se javljaju pri eksperimentu. Danas se u svetu koristi veliki broj programa za simulaciju prenosnika snage (*Matlab-SIMULINK, SystemBuild, EASY5, DYMOLA* i dr.), koji omogućavaju rešavanje sistema nelinearnih diferencijalnih jednačina i simuliranje dinamičkog ponašanja vozila.

U skladu sa trendom razvoja u svetu, u ovoj disertaciji prikazana je metodologija projektovanja, modeliranja i simulacija rada jednog automatskog menjača. Najpre je prikazan pregled dosadašnjih istraživanja u oblasti upravljanja i modeliranja automatskih transmisija (poglavlje 2), a zatim je dat pregled razvoja i primene raznih tipova sistema upravljanja menjačem (poglavlje 3).

Hidraulički sistemi upravljanja poseduju niz specifičnih komponenti čiji je zadatak da eliminišu sve negativne posledice koje karakterišu klasičnu promenu stepena prenosa i da omoguće optimalno odvijanje prelaznog procesa. Upravljanje procesom promene stepena prenosa u automatskim transmisijama je, u stvari, upravljanje frikcionim sklopovima menjačkog dela prenosnika u periodu njegovog uključivanja i isključivanja.

Primena frikcionih sklopova u toku promene stepena prenosa ima niz prednosti koje se ogledaju, pre svega, u smanjenju dinamičkih opterećenja u procesu promene stepena prenosa, poboljšanju ekonomičnosti motora i poboljšanju uslova rada vozača. Zato je u posebnom poglavlju (poglavlje 4.3): obradjen princip njihovog rada, dat matematički model ponašanja pri uključivanju frikcionih spojnika i određeni matematički izrazi za izračunavanje momenta trenja koji se javlja pri njihovom uključivanju.

Takodje, izvršena je analiza promene stepena prenosa u planetarnom prenosniku sa dva stepena slobode, pri čemu su date smernice za određivanje važnijih pokazatelja prelaznog procesa, pri promeni iz nižeg u viši stepen prenosa (poglavlje 4.4).

Razvojem elektronike, u savremene sisteme upravljanja frikcionim sklopovima, uvode se elektrohidrauličke i elektronske komponente koje postaju osnova savremenih automatskih transmisija. Danas, primena elektrohidrauličkih sistema upravljanja postaje sve komplikovanija zbog primene velikog broja strukturnih elemenata, ali se primenom mikroprocesora ovaj proces može u potpunosti automatizovati (poglavlje 5).

Za potpunije sagledavanje svih zahteva koji se postavljaju pri projektovanju elektrohidrauličnog sistema upravljanja promenom stepena prenosa, u posebnom poglavlju ovog rada analiziran je proces uključivanja frikcionog sklopa i princip rada jedne izvršne komponente upravljačkog sistema (proporcionalnog elektromagnetnog ventila – poglavlje 5.2). Pre svega, utvrđene su matematičke relacije uz čiju pomoć je moguće numerički simulirati promene upravljačkog pritiska u frikcionim sklopovima menjača.

Na kraju su date diferencijalne jednačine kojima je moguće veoma kvalitetno opisati ponašanje četvorostepenog automatskog menjača domaće konstrukcije za gradski autobus za koji je razvijena tehnička dokumentacija u magistarskom radu [75], postavljen matematički model, izvršena numerička simulacija njegovog rada (poglavlje 6) i dat predlog šeme elektrohidrauličkog sistema upravljanja datim menjačem.

PREGLED DOSADAŠNJIH ISTRAŽIVANJA U OBLASTI UPRAVLJANJA I MODELIRANJA AUTOMATSKIH TRANSMISIJA

Prenosnici snage u motornim vozilima mogu se posmatrati kao heterogeni sistemi sastavljeni od različitih strukturnih elemenata. Zbog toga se veliki broj autora bavio njihovim matematičkim modeliranjem i numeričkom simulacijom njihovog rada i pri tome su razvijeni brojni programski paketi kao na pr. MODELICA [12], [59], [60], DYMOLA [22], ADAMS /1998/, SIMPAC /1998/, ili pak namenski kodovi kao što je na pr. CARSIM /1995/, koji su imali ulogu da povezuju većinu važnih programskih modula u samom modelu. Pri tome se uvek težilo ka smanjenju vremena projektovanja, prodajne cene, uspostavljanju standarda, bezbednosti vozila, komfora i kvaliteta.

Osnovu matematičkog modeliranja celokupne automatske transmisije od motora do točkova postavili su Cho i Hedrick 1989. god [8], pa se i danas većina autora poziva na njih. Oni su posmatrali sistem prenosa snage kao dinamički model koristeći osam statičkih i dve vremenski promenljive veličine u kontinualnom vremenskom domenu, naročito obrađujući pažnju na kinematiku i dinamiku motora, automatski menjač i pneumatike. Model je relativno jednostavan, a njihovi podaci dobijeni modeliranjem upoređeni su sa eksperimentalnim i mogu se koristiti za razvoj upravljačke tehnike i za proučavanje različitih sistema prenosa snage uz promene parametara.

Pri matematičkom modeliranju turbomenjača kao sastavnog dela automatske transmisije većina radova bila je zasnovana na statičkom nelinearnom modelu koji je još 1982. god. postavio Kotwicki [68] i čiji rezultati imaju zadovoljavajuće poklapanje sa eksperimentalnim podacima. On polazi od jednostavnog fizičkog modela i daje eksplicitne relacije između momenata i ugaonih brzina pumpnog i turbinskog kola. Za razliku od modela koji je postavio Kotwicki, Hrovat /1985/ [30] u svom radu uzima u obzir inerciju lopatičnih kola i gubitke koji nastaju u njima usled udara i trenja i pri tome formira sistem nelinearnih diferencijalnih jednačina opisujući na taj način dinamiku ponašanja radne tečnosti u turbomenjaču. Većina drugih autora [8], [30], [35], [48], [70], [76] razvija jednostavan matematički model zasnovan na teoriji jednodimen-

zionalnog strujanja u turbomenjaču i pri tome koristi ili gotove programske pakete (Modelica, Hopsan, TLM) i unapređuje ih, ili razvija nove (Visual C++).

Poslednjih godina, sve više se pažnje posvećuje proučavanju unutrašnjeg toka strujanja u turbomenjačima, pri čemu se koriste eksperimentalne i matematičke metode i dobijaju značajni rezultati zahvaljujući primeni teorije dvodimenzionalnog i trodimenzionalnog strujanja. Međutim, ove metode mogu samo da testiraju, analiziraju ili da pretpostave strujne tokove u lopatičnim kolima pri određenim radnim režimima, pre svega, zato što postoji mnogo geometrijskih parametara povezanih u proceduri proračuna. To je i razlog što za sada većina autora, još uvek, koristi proceduru proračuna i projektovanja jednodimenzionalnog strujanja u turbomenjaču.

Pri modeliranju mehaničkog dela transmisije većina autora naslanja svoje radove na kinematski model Runde-a /1986/, koji su kasnije Cho i Hedrick /1989/ [8] usvojili za svoj model vozila zasnovan na grafičkoj metodi (bond graph) u kojoj su dali uporedne rezultate sa eksperimentalnim podacima. Cho i Hedrick su razvili matematički model 4-stepene automatske transmisije, i to za prva dva stepena prenosa. U svom radu su izvršili modeliranje promene stepena prenosa u planetarnom prenosniku putem bond graph-ova.

Drugi model razvili su Kim i Cho /1997/ [40] kao nastavak prvobitnih rezultata, primenivši bond graph metodu za sva četiri stepena prenosa pri promeni iz nižeg u viši stepen prenosa, pri čemu su dali diferencijalne jednačine ponašanja, kinematska i dinamička ograničenja, uzimajući u obzir komandni pritisak, reakcioni moment i klizanje spojnice između različitih stepeni prenosa.

Absmeier /2001/ [33] je u svom radu razvio i teoriju upravljanja promenom stepena prenosa implementiranu u veoma jednostavnu strategiju otvorene petlje. Pri proračunu momenata koji opterećuju frikционе sklopove uzimane su u obzir i inercione pojave.

Föster /1962/ i Kraft /1962/ [15] su automatsku transmisiju predstavili kao krut sistem sa jednostavnim modelom spojnice i vozila pri promeni stepena prenosa. Kasnija istraživanja prezentovana su u radovima Jacobson-a [33], [34] /1991/, Geering-a i Schmid-a /1995/. Jacobson /1991/ uzima kao promenljive ulazne veličine, brzinu vozila i moment, dok Geering i Schmid u svojim istraživanjima kao promenljive ulazne veličine koriste položaj pedale gasa i brzinu vozila.

Haj-Fraj i Pfeiffer [22], [23] /1999/ su razvili matematički model i dali diferencijalne jednačine ponašanja sistema automatskog menjača sa vremenski promenljivim ulaznim veličinama.

Frikcione spojnice predstavljaju izvršne upravljačke organe elektrohidrauličnog sistema upravljanja. Od njihovog funkcionisanja u velikoj meri zavisi pravilan rad upravljačkog sistema, a time i samog menjača i vozila u celini. Jedan od najvažnijih i najtežih zadataka sistema za automatsko upravljanje je obezbeđivanje kontinualnog uključivanja spojnice. Ako ovo pitanje nije uspešno rešeno javljaju se prekidi u radu vozila, što otežava njegovu eksploataciju i uzrokuje dinamička opterećenja u transmisiji vozila i u motoru. Jedna od najznačajnijih faza u procesu uključivanja frikcionih sklopova je ona u toku koje se odvija modulacija pritiska (postepena kontrolisana promena pritiska). Modulacija pritiska se ostvaruje pomoću posebnih uređaja u sistemima za upravljanje, koji su najčešće hidraulične komponente i mogu biti zasnovani na različitim principima rada i realizovani na više načina. Još 1962. god. su Förster i Winchel istraživali osnove promene stepena prenosa korišćenjem jednostavnog modela. U svom radu Cho

[19] je na kongresu FISITA 2000 analizirao sistem upravljanja frikcionim spojnicama u vozilu Hyundai EF-sonata putem zatvorene petlje i primenom proporcionalnog solenoidnog ventila. Haj-Fraj i Pfeiffer [21], [22], [23], [24] su posmatrali automatsku transmisiju kao mehanički model sastavljen od više povezanih komponenti sa vremenski promenljivom strukturom i pokušali da izvrše optimizaciju kroz dve kategorije – komfor putnika i radni vek elemenata upravljanja s obzirom na udare i vibracije. U radu [19] je pak posmatran uslov "upravljanja klizanjem spojnice" sa dva aspekta – efekta sinhronizacije i efekta jednosmerne spojnice, dok je u radu [89] realizovan nelinearni matematički model i hidraulični eksperimentalni uređaj koji omogućava promenu stepena prenosa pod opterećenjem u realnom menjačkom prenosniku.

U brojnim radovima pojavljuju se različita rešenja ventila za upravljanje promenom stepena prenosa, kao što su na pr. proporcionalno redukujući ventil sa dva stepena slobode za upravljanje mehanizmom kočenja [66], elektromagnetni ventili, ili pak ventili za upravljanje blokirajućom spojnicom turbomenjača [47]. Poslednjih godina se kod mnogih proizvođača automobila mogu sresti automatske transmisije sa regulisanom (upravljanom) spojnicom za blokiranje turbomenjača u širokoj oblasti brzina vozila. U početku se blokirajuća spojnica koristila u veoma uskoj oblasti brzina (od 85 km/h) i samo u 5-tom stepenu prenosa (kod ZF-a i BMW-a), dok se kasnije, sa daljim razvojem turbomenjača i radnih tečnosti za transmisije, proširila oblast njihove primene. Ali, primena ovih spojnica ima i nedostataka sa aspekta komfora. Zapravo, turbomenjač sa blokiranom spojnicom ne prigušuje oscilacije i neravnomernost obrtanja motora, pa se preko transmisije one prenose i na karoseriju vozila. To doprinosi povećanim vibracijama, što kod vozača izaziva neprijatan osećaj i dovodi do zamora. Zbog toga se neki od proizvođača automobila odriču primene blokirajuće spojnice u automatskim transmisijama [86].

Jedno od najznačajnijih dela, koje i danas predstavlja obavezno citiranu referencu je knjiga koju je napisao Merritt [54]. Tu su dati generalni prikazi projektovanja elektrohidrauličkih sistema, a definisana su i objašnjena vrlo značajna pravila funkcionisanja skoro svih komponenti hidrauličkog sistema. Po prvi put do tada, Merritt opisuje dinamiku hidrauličkih upravljačkih sistema i njihovih komponentata korišćenjem blok algebre i prenosnih funkcija, što je u to vreme predstavljalo odličnu osnovu za linearnu analizu.

Sa razvojem tehnike i nauke, hidraulički sistemi upravljanja u automatskoj transmisiji postaju sve jednostavniji i lakši, tako da se u velikom broju sreću elektromagnetni proporcionalni ventili kao upravljačke komponente. Samim tim i većina proizvođača uporedo razvija i svoja rešenja ovih komponenti, kao na pr. Voith [6], [82], Hyundai [7] itd. Njihova primena je uslovljena postavljenim zahtevima za određenim kvalitetom prelaznog procesa, kao i specifičnostima same kinematske šeme menjačkog prenosnika. Zadatak ovih komponenti je da obezbede, pre svega, zakonitost promene pritiska u izvršnom cilindru frikcionog sklopa, odnosno momenta trenja i da na taj način doprinesu ostvarivanju kontinualnog procesa promene stepena prenosa. Oni se najčešće postavljaju u neposrednoj blizini frikcionih spojnica i kočnica.

Danas, složeni elektrohidraulički sistemi za upravljanje automatskim transmisijama predstavljaju integraciju elektro i hidrauličkih komponenti, čiji je zadatak upravljanje turbomenjačem, frikcionim sklopovima radi promene stepena prenosa, spojnicom za blokiranje turbomenjača (ukoliko je ima), hidrodinamičkim usporivačem (retarderom – ukoliko ga ima) i uređajem za dijagnostiku i kontrolu rada transmisije.

Sa povećanjem zahteva potrošača, a radi ostvarivanja što boljih performansi i smanjenja potrošnje goriva, u automatskim transmisijama, počinju sve više da se koriste elektronski sistemi

upravljanja promenom stepena prenosa. Primenom mikroprocesora se može u potpunosti automatizovati proces promene stepena prenosa i na taj način isključiti uticaj vozača na njegov tok. U odnosu na ranije transmisije sa elektronskim upravljanjem koje je bilo "kruto", danas se sve više pribegava tzv. "adaptivnom upravljanju" [6], [39], [67].

Sve dosad navedeno, direktno ukazuje da, proučavanje i istraživanje sistema upravljanja i ostvarivanje promene stepena prenosa bez prekida toka snage u automatskoj transmisiji, predstavlja podsticajan i aktuelan istraživački zadatak. Zato je za tematiku ove disertacije i izabrana metodologija projektovanja sistema automatskog upravljanja menjačima.

SISTEMI UPRAVLJANJA AUTOMATSKIM TURBOZUPČASTIM MENJAČIMA

Kao i u mnogim drugim oblastima, tako i u oblasti istraživanja se razvijaju nove metode i tehnike. Primenom mikroprocesora i elektronskog upravljanja u konstrukciji modernih vozila, posebno u pogledu transmisija, koje su u potpunosti automatizovane, po pravilu se radi o adaptivnom upravljanju. Adaptivno upravljanje podrazumeva u automatizovanoj transmisiji, razvijenoj u menjačima, a koji imaju veliku stepen automatizacije, da se u određenim situacijama, u kojima se upravljanje ne vrši ručno, ali pomoću računarskih komponenti, da bi se kroz kontrolni sistem sve više automatizovalo i komponentama, pa se do potpunije razlike u kontrolnom sistemu. Zadatak svakog sistema je da upravljano izvršava određene funkcije i da izvršava "idealnu" promenu stepena prenosa.

3.1 Idealni sistem upravljanja

Sistem upravljanja koji je potpuno automatizovan i izvršava određene funkcije koje se izvršavaju pomoću računarskih komponenti. To se izvršava pomoću računarskih komponenti, koje su u potpunosti automatizovane i izvršavaju određene funkcije koje se izvršavaju pomoću računarskih komponenti.

Ujedno, idealni sistem za upravljanje automatizovanim menjačima, izvršava sledeće funkcije:

- da osigura radni režim za upravljanje i održavanje sistema,
- da osigura izdavanje radne informacije,
- da upravlja radom menjača,
- da upravlja izdavanjem informacija o radu sistema,
- da upravlja izdavanjem informacija o radu sistema.

SISTEMI UPRAVLJANJA AUTOMATSKIM TURBOZUPČASTIM MENJAČEM

Kao i u mnogim drugim oblastima automatizacija se veoma široko koristi i u oblasti motornih vozila. Primena automatike i automatskog upravljanja upravo je najšire prisutna u konstrukciji motornih vozila, njihovih sklopova i elemenata. Kada se govori o automatskim transmisijama, po pravilu se misli na automatizaciju u domenu menjačkih prenosnika kao podsistema. Najvažniji podsistem u automatskoj transmisiji predstavljaju uređaji za upravljanje menjačem, a koji imaju veliku mogućnost automatizacije. U zavisnosti od nivoa tehničkog rešenja transmisije, sistemi za upravljanje su, prvobitno, bili realizovani od mehaničkih sklopova i komponenata, da bi se kroz kasniji razvoj sve više automatizovali korišćenjem hidrauličkih i pneumatskih komponenata, pa sve do najnovijih rešenja u kojima su primenjene i elektronske komponente. Zadatak ovakvog sistema je da nezavisno kontroliše pritisak svakog frikcionog elementa i da obezbedi "idealnu" promenu stepena prenosa.

3.1 Hidraulički sistem upravljanja

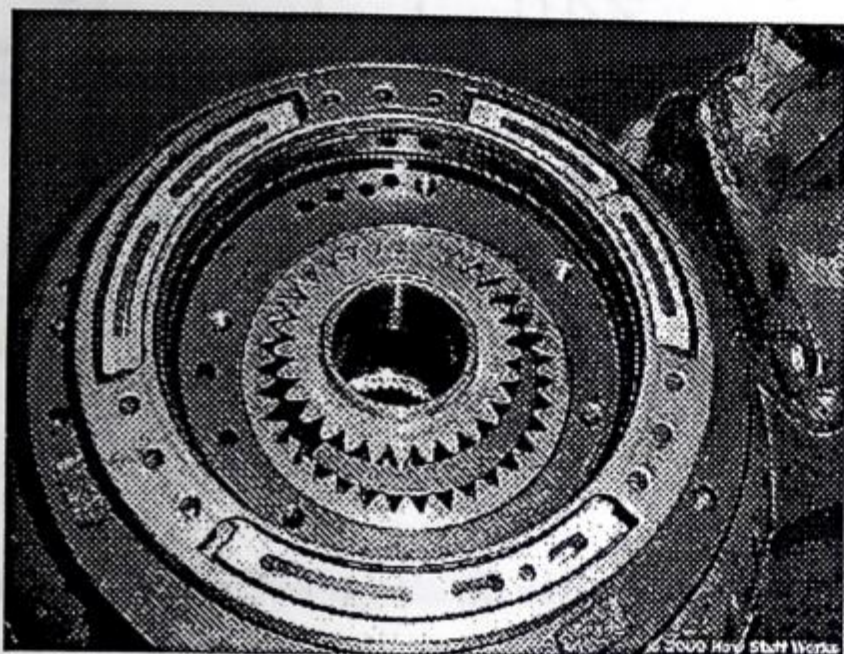
Sistem upravljanja jednim turbozupčastim menjačem obuhvata tri osnovna hidraulička kola koja poseduju izvestan broj zajedničkih komponenata. To su: hidrauličko kolo za prenos snage u turbomenjaču, hidrauličko kolo za prenos snage na klipove lamelastih spojnica i kočnica, i hidrauličko kolo za regulaciju brzine izvršnih organa upravljanja.

Ujedno, hidraulički sistem za upravljanje automatskim menjačem mora da obezbedi izvršenje sledećih funkcija:

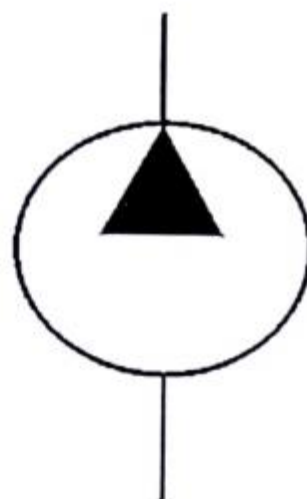
- da ostvari radni pritisak za upravljanje i podmazivanje menjača,
- da ostvari hlađenje radne tečnosti,
- da upravlja turbomenjačem,
- da upravlja frikcionim sklopovima menjača i
- da upravlja hidrodinamičkim usporivačem kod rešenja gde on postoji.

3.1.1 Osnovne komponente hidrauličkog sistema upravljanja

Svaki hidraulički sistem, pre svega mora posedovati izvor hidrauličke energije, a to je najčešće zupčasta ili krilna pumpa odgovarajućeg kapaciteta sa prečistačem radne tečnosti. Automatske transmisije veoma često imaju dve pumpe: glavnu i pomoćnu. Glavna pumpa dobija pogon od motora i može biti sa konstantnom zapreminom (jednostepena ili dvostepena) ili sa promenljivom zapreminom. Pomoćna pumpa se pogoni preko izlaznog vratila transmisije i funkcioniše samo kada se vratilo obrće. Kapacitet svake pumpe mora biti dovoljan da u svakom trenutku obezbedi potreban pritisak u frikcionim sklopovima. Kretanje vozila pri malim brzinama stvara veoma nepovoljne uslove za rad sistema, pa je zato neophodno držati relativno visok radni pritisak i kada je brzina obrtanja pumpi veoma mala.



a)



b)

Slika 3.1 Zupčasta pumpa – a) i njen simbol – b)

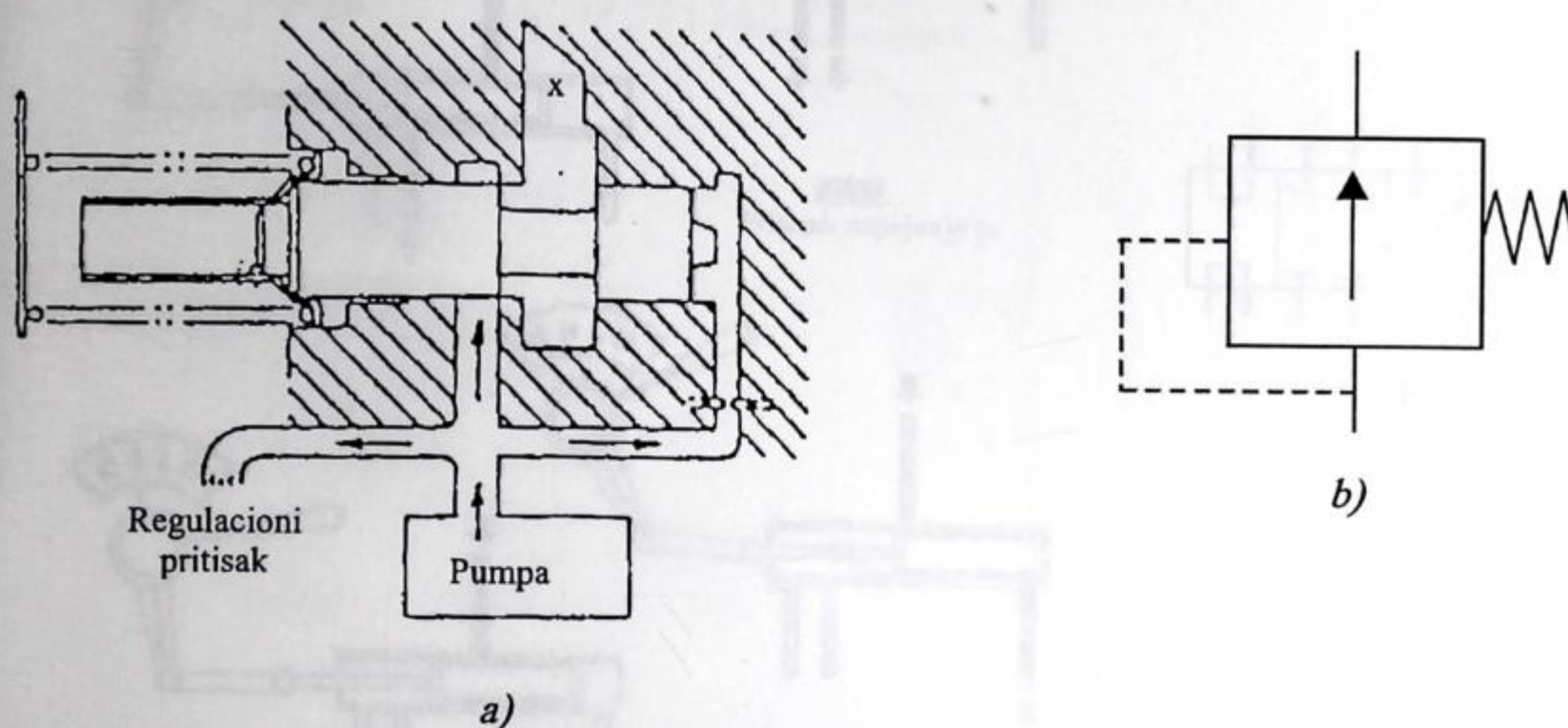
Od pumpe (slika 3.1), radna tečnost se usmerava ka izvršnim komponentama hidrauličkog sistema i to najpre ka *ventilu za regulaciju ulaznog pritiska*, a odatle i prema sledećim dopunskim komponentama:

- razvodniku sa ručnim upravljanjem – biraču stepena prenosa;
- razvodniku sa ručnim upravljanjem – davaču opterećenja motora,
- ventilu – davaču brzine vozila;
- ventilima za upravljanje turbomenjačem;
- komandnim (ili automatskim) ventilima;
- razvodnim ventilima;
- trimeru i uređaju za modulaciju pritiska;
- prelivnim ventilima i
- akumulatoru pritiska.

O svakoj od ovih komponenti, a koje su neophodne za funkcionisanje hidrauličkog sistema upravljanja, biće nešto više reči u daljem tekstu.

Ventil za regulaciju ulaznog pritiska (main valve, regulator valve) obezbedjuje potreban radni pritisak u glavnoj magistrali, preko koje se napajaju ostale komponente sistema.

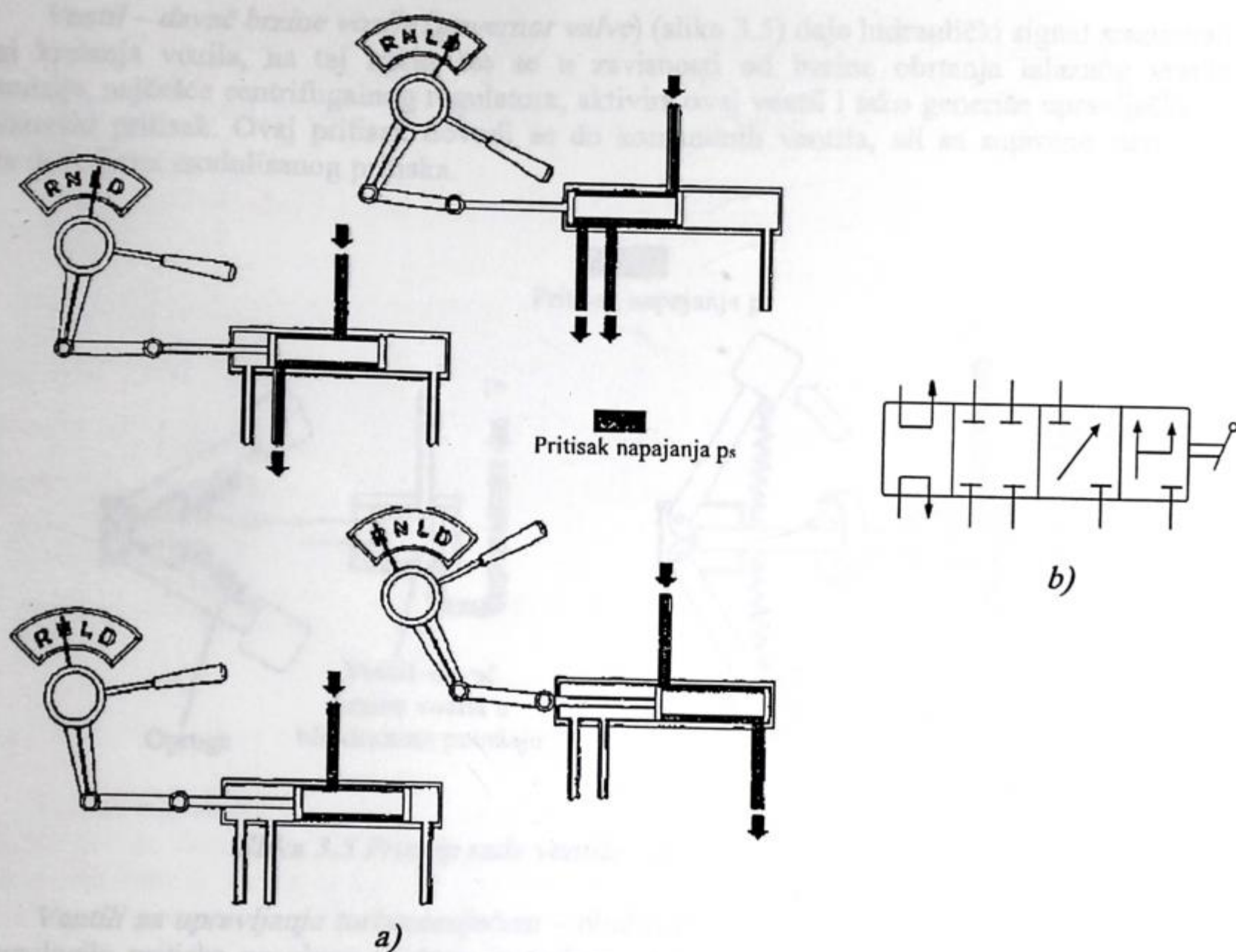
Na slici 3.2 – a) prikazano je jedno moguće izvodjenje ovog ventila, pri čemu se radna tečnost od pumpe razvodi u dve grane, stavljajući pod pritisak čeonu površinu klipa ventila, usled čega dolazi do njegovog kretanja i sabijanja opruge. Kada se klip ventila pokrene za određenu vrednost, doći će do otvaranja izlaznog otvora, pa se pritisak, koji će držati ventil u radnom položaju, formira iz uslova ravnoteže sile u opruzi i sile pritiska radne tečnosti na čelo klipa. Ovaj tip ventila održava konstantni pritisak u glavnom vodu bez obzira na protok pumpe.



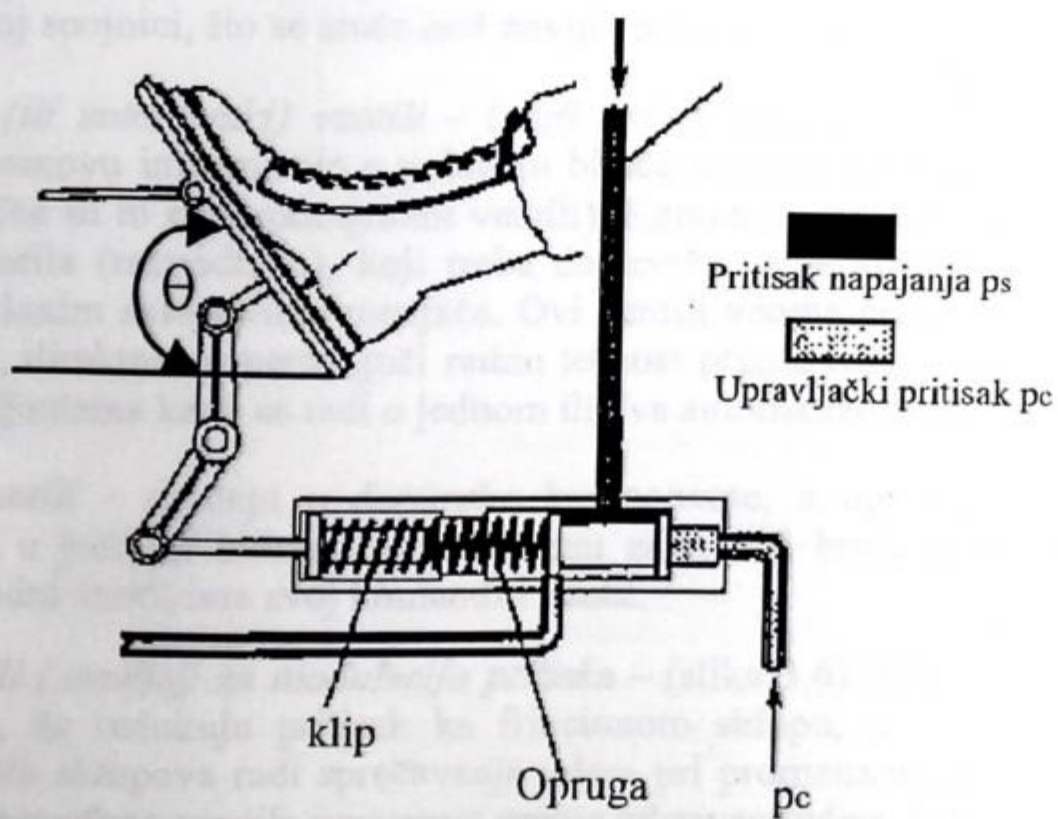
Slika 3.2 Ventil za regulaciju ulaznog pritiska – a) i njegov simbol – b) [93]

Razvodnik sa ručnim upravljanjem – birač stepena prenosa (slika 3.3) (*manual valve*, ili *selector*) je razvodnik sa mehaničkim aktiviranjem, koji u svakom položaju obezbeđuje usmeravanje radne tečnosti prema odgovarajućim komponentama sistema. Ovaj razvodnik ima jedan položaj za automatsku promenu stepena prenosa (D – drive), (u pojedinim tipovima automatskih menjača – i položaje za ograničenu automatsku promenu stepena prenosa – D1 ili D2), neutralni položaj (N) i položaj za izbor hoda nazad (R).

Razvodnik sa ručnim upravljanjem – davač opterećenja motora (slika 3.4) (*throttle valve*) je hidraulička komponenta sistema koja generiše pritisak u zavisnosti od položaja komande "gasa", odnosno opterećenja motora. Maksimalni pritisak se ostvaruje pri potpuno pritisnutoj pedali "gasa", a pritisak je nula pri otpuštenoj pedali. Između ova dva položaja pritisak je srazmeran hodu pedale. Promenljivi pritisak od ventila opterećenja motora se usmerava prema komandnim ventilima, koji upravljaju promenom svakog stepena prenosa.

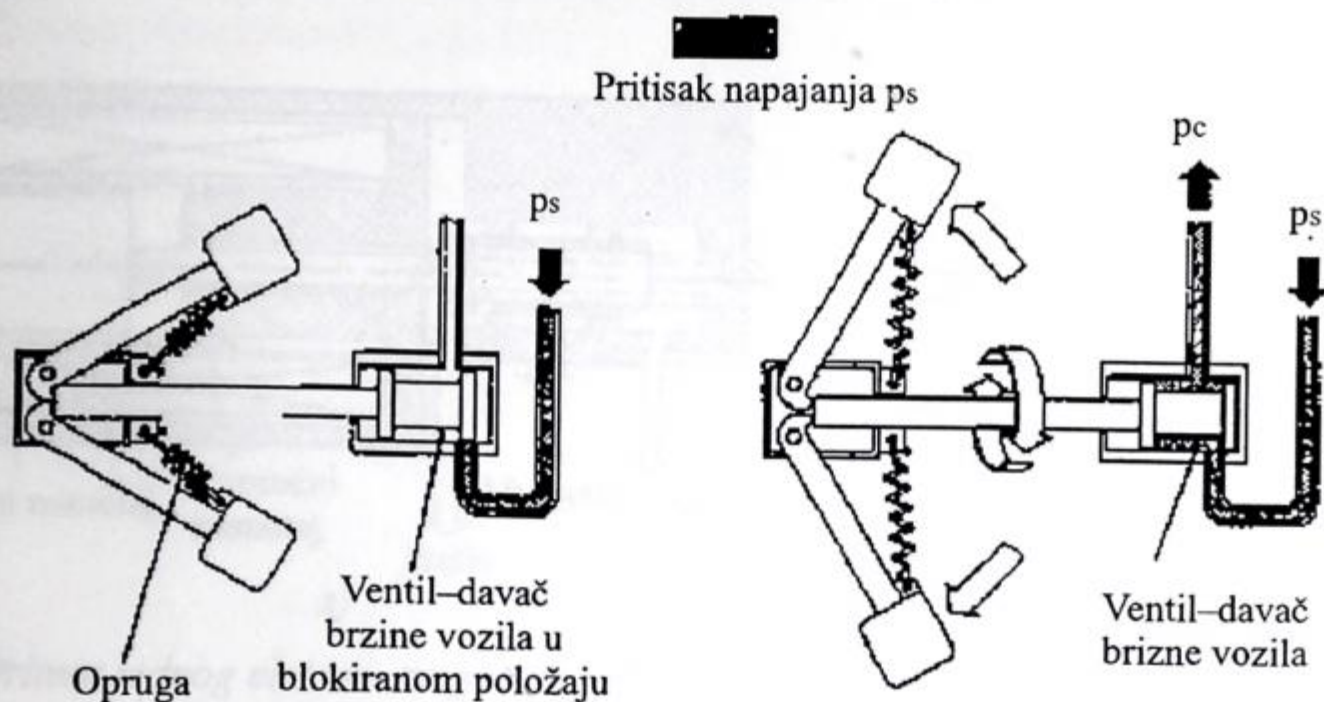


Slika 3.3 Princip rada razvodnika sa ručnim upravljanjem – birača stepena prenosa – a) i njegov šematski prikaz – b)



Slika 3.4 Šema mehaničke veze pedale gasa i razvodnika – davača opterećenja motora

Ventil – davač brzine vozila (governor valve) (slika 3.5) daje hidraulički signal srazmeran brzini kretanja vozila, na taj način što se u zavisnosti od brzine obrtanja izlaznog vratila transmisije, najčešće centrifugalnog regulatora, aktivira ovaj ventil i tako generiše upravljački, tj. regulatorski pritisak. Ovaj pritisak dovodi se do komandnih ventila, ali sa suprotne strane od mesta dovodjena modulisanog pritiska.



Slika 3.5 Princip rada ventila – davača brzine vozila

Ventili za upravljanje turbomenjačem – obuhvataju više različitih komponenti koje služe za: regulaciju pritiska na ulazu i izlazu iz turbomenjača, upravljanje blokirajućom spojnicom, (ukoliko je ima), i hladjenje radne tečnosti. Pritisak u turbomenjaču treba da bude dovoljno visok da se izbegne kavitacija. Ukoliko postoji blokirajuća spojnica (*lock-up clutch*) potrebno je obezbediti i njeno upravljanje. To se može ostvariti pomoću ventila za aktiviranje i modulaciju pritiska u blokirajućoj spojnici, što se sreće kod novijih rešenja transmisija.

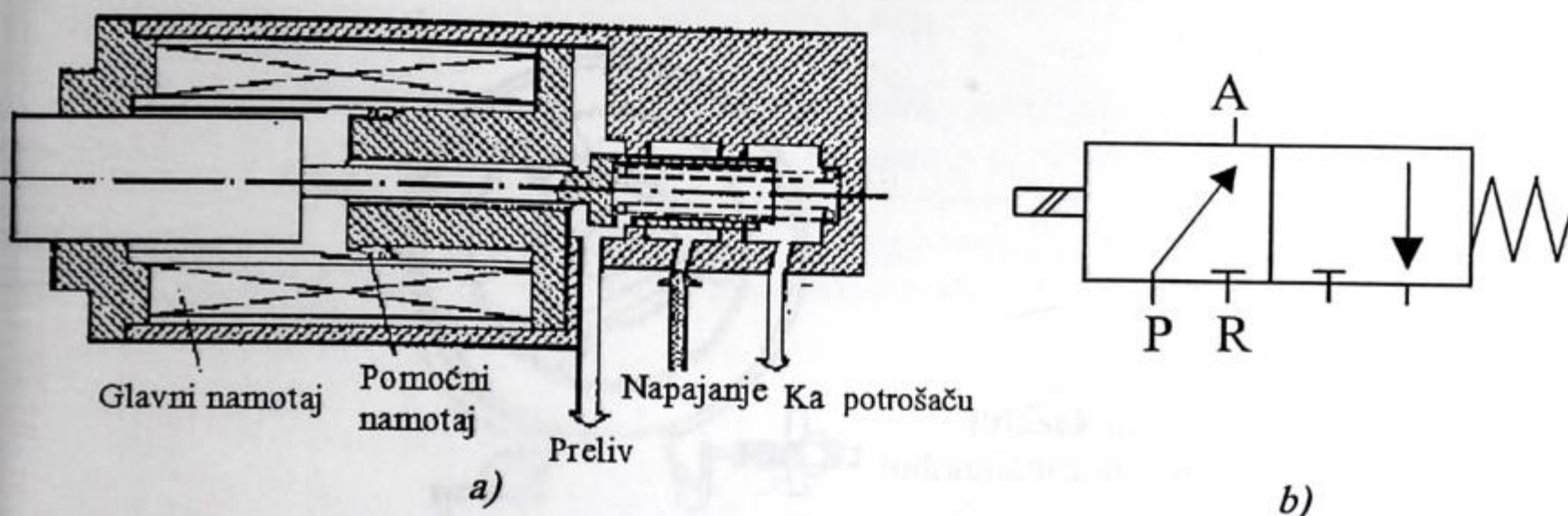
Komandni (ili automatski) ventili – (shift valve) koriste se za automatsku promenu stepena prenosa na osnovu informacija o položaju birača stepena prenosa, opterećenja motora i brzine vozila (najčešće su to elektromagnetni ventili). Komandni pritisak od ovih ventila dovodi se do razvodnih ventila (razvodnika), koji treba da izvrše usmeravanje radne tečnosti prema odgovarajućim frikcionim sklopovima menjača. Ovi ventili veoma često mogu da funkcionišu i kao razvodni ventili, direktno usmeravajući radnu tečnost prema frikcionim sklopovima. To se, obično, koristi u varijantama kada se radi o jednom ili dva automatizovana stepena prenosa.

Razvodni ventili – spadaju u dopunske komponente, a upravljani su od komandnih ventila. Njihov broj u jednom hidrauličkom sistemu zavisi od broja automatizovanih stepena prenosa. Svaki razvodni ventil ima svoj komandni ventil.

Trimer ventili i uređaji za modulaciju pritiska – (slika 3.6) imaju, uglavnom, dvostruku funkciju. Pre svega, da redukuju pritisak ka frikcionom sklopu, a zatim da postepeno vrše uključivanje frikcionih sklopova radi sprečavanja udara pri promenama stepena prenosa. Radna tečnost, koja se od razvodnog ventila usmerava prema odgovarajućem frikcionom sklopu, u cilju ostvarivanja postepene promene stepena prenosa, mora prethodno da prodje kroz ove ventile, bilo da se radi o zasebnim komponentama, bilo da su one sastavni deo konstrukcije frikcionog sklopa.

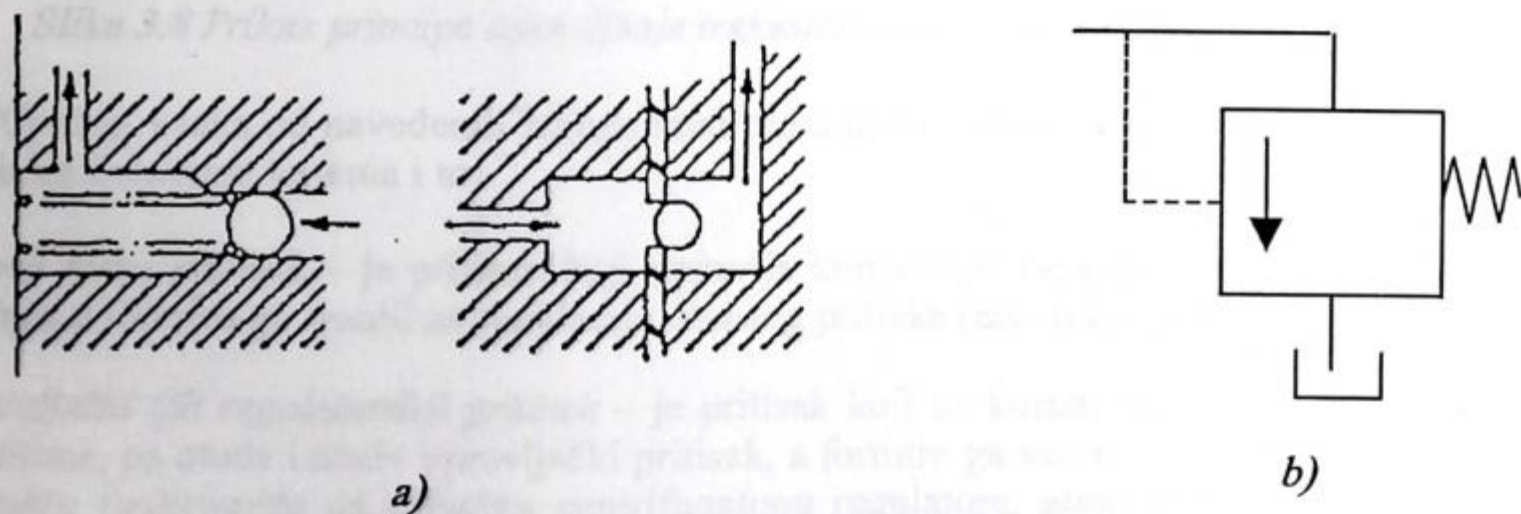
Njihovo upravljanje može biti hidrauličko, elektrohidrauličko ili elektromagnetno, pa otuda i više varijanti izvedenih rešenja. U literaturi se sreću kao *on-off ventili* ili proporcionalni elektromagnetni ventili (*PCSV- proportional control solenoid valve* ili *PWM - pulse with modulated valve*).

Matematički model i numerička simulacija rada jednog od ovih ventila obradjeni su u poglavlju 5.



Slika 3.6 Primer jednog elektro-magnetnog trimmer ventila -a) i njegova simbolička oznaka - b)

Ventili sigurnosti – sprečavaju proticanje radne tečnosti u pojedine delove hidrauličke instalacije sve do dostizanja određenog pritiska, ili do uspostavljanja određene razlike pritiska sa obe strane ventila. Često se koriste i za zatvaranje različitih hidrauličkih komunikacija i tada imaju ulogu nepovratnih ventila.



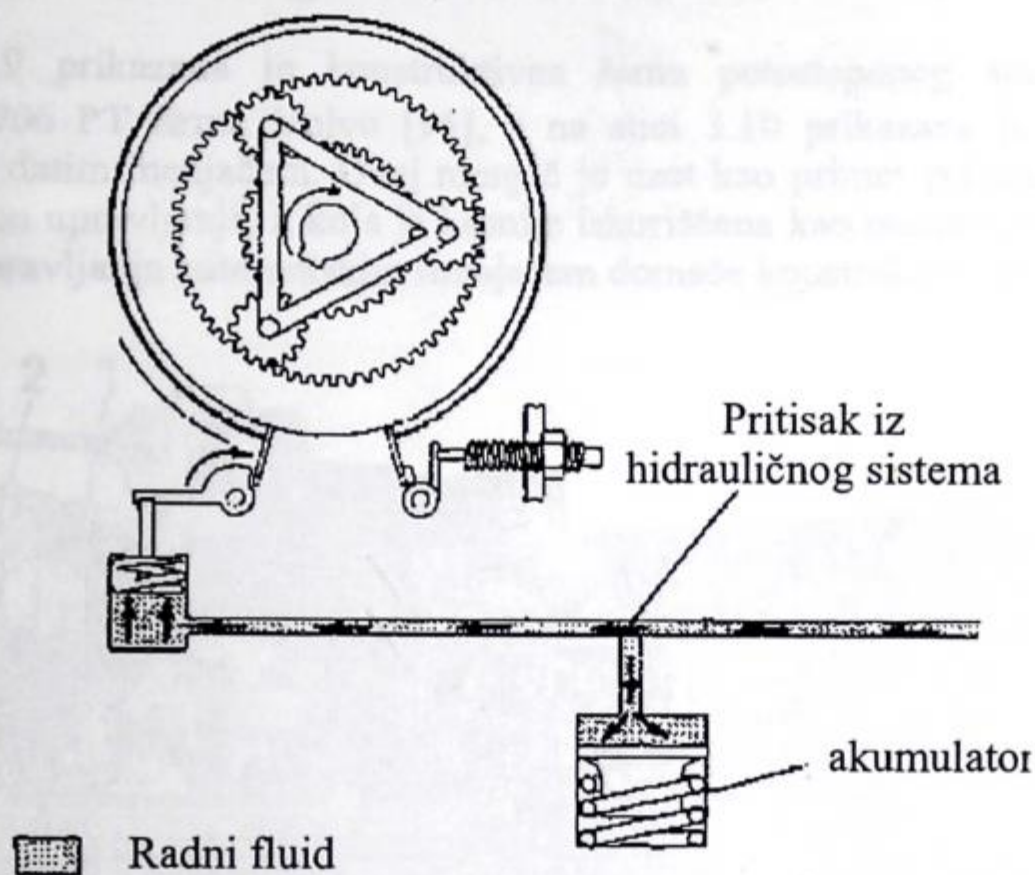
Slika 3.7 Prelivni ventil - a) i njegova simbolička oznaka - b)

Hidroakumulatori (slika 3.8) – spadaju u starija i manje korišćena rešenja, a služe za modulaciju pritiska^{*)}. Oni mogu biti opružni, ili gasni. Mogu da se koriste za uključivanje više frikcionih sklopova. Hidroakumulator, pre svega, služi za održavanje pritiska u frikcionom sklopu koji se isključuje, sve dok traje punjenje radne zapremine cilindra frikcionog sklopa koji se uključuje. Primena jednog hidroakumulatora za upravljanje svim frikcionim sklopovima nije

^{*)}Modulacija pritiska predstavlja postepenu i kontrolisanu promenu pritiska u radnom cilindru frikcionog sklopa, pri nepokretnom klipu cilindra, a koja je praćena klizanjem frikcionog sklopa.

preporučljiva, jer može doći do udara prilikom promene stepena prenosa, kao i pojave preklapanja stepena prenosa koja može biti praćena cirkulacijom snage.

Da bi se primenom hidroakumulatora dobio zadovoljavajući kvalitet prelaznog procesa, neophodno je da svaki frikcionni sklop poseduje po jedan akumulator i to, po mogućstvu, postavljen što bliže izvršnom cilindru. Medjutim, kako hidroakumulatori imaju relativno velike dimenzije, postali su nepodesni i zbog toga se relativno malo primenjuju u sistemima za upravljanje automatskim transmisijama [93].



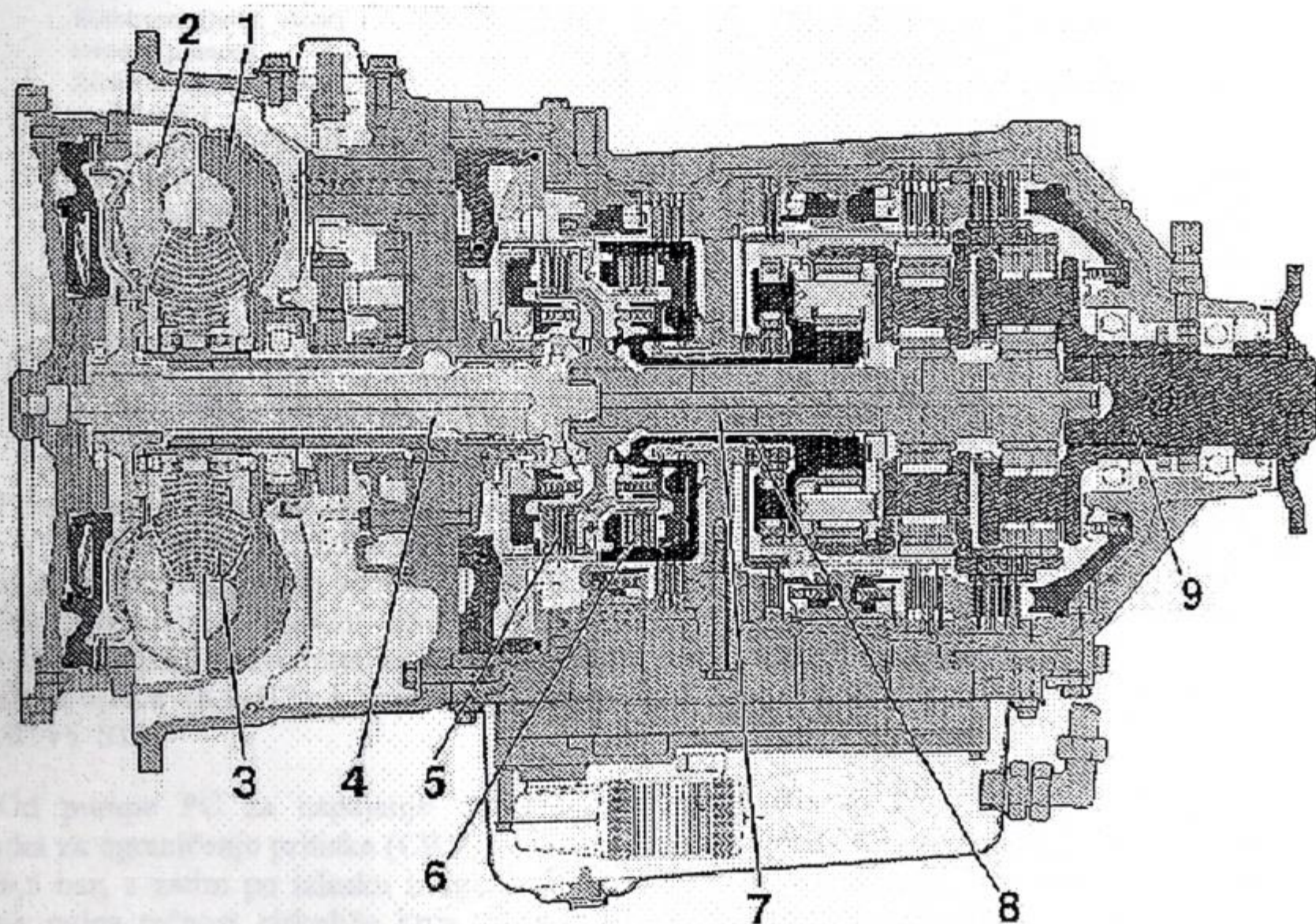
Slika 3.8 Prikaz principa upravljanja trakastom kočnicom pomoću akumulatora

Ujedno, svaka od navedenih komponenti hidrauličkog sistema generiše određene pritiske u pojedinim delovima sistema i to:

- **glavni radni pritisak** – je pritisak koji upravlja komadnim razvodnicima i zavisi od *brzine vožnje*, a formira ga ventil za regulaciju ulaznog pritiska (tzv. regulator pritiska);
- **upravljački (ili regulatorski) pritisak** – je pritisak koji se koristi za upravljanje komandnim ventilima, pa otuda i naziv upravljački pritisak, a formira ga ventil – davač brzine vozila, koji najčešće funkcioniše na principu centrifugalnog regulatora, zbog čega se ovaj pritisak još naziva i regulatorskim;
- **modulisani pritisak** – je deo radnog pritiska i formira se u razvodniku – davaču opterećenja motora (modulatoru pritiska), a zavisi od *položaja pedale gasa* i proporcionalan je *obrotnom momentu motora*. Koristi se za regulisanje, odnosno upravljanje radnog pritiska, komandnih razvodnika i dopunskog moduliranog pritiska;
- **izvršni (reducirani ili dopunski) modulisani pritisak** – je pritisak koji se formira u trimer ventilu, ili uređaju za modulaciju pritiska, i služi za aktiviranje frikcionih sklopova, a manji je približno za 1 bar od moduliranog pritiska [53];

- *komadni pritisak* – se formira na bazi razlike upravljačkog i modulisanog pritiska i služi za komandovanje razvodnim ventilom ili frikcionim sklopom;
- *pritisak podmazivanja* – obezbeđuje podmazivanje svih ležajeva u zupčastom delu menjača i kontroliše se senzorom koji je povezan sa kontrolnim sistemom. (Radna tečnost za podmazivanje istovremeno hladi diskove frikcionih spojnika i kočnica);
- *pritisak u turbomenjaču* – je ujedno i pritisak u hidrodinamičkoj kočnici, ako je ona ugrađena, i najčešće se kreće u granicama od 3–5 bar.

Na slici 3.9 prikazana je konstruktivna šema petostepenog automatskog menjača Powertronic VT 1706 PT firme Volvo [95], a na slici 3.10 prikazana je šema hidrauličkog sistema upravljanja datim menjačem. Ovaj menjač je uzet kao primer primene ventila u jednom hidrauličkom sistemu upravljanja, a koja je kasnije iskorišćena kao osnov za postavljanje rešenja hidrauličke šeme upravljanja automatskim menjačem domaće konstrukcije za gradski autobus.



Slika 3.9 Konstruktivna šema petostepenog menjača Powertronic VT 1706 PT [95]
 1–pumpno kolo, 2–turbinsko kolo, 3–reaktorsko kolo, 4 – turbinsko vratilo, 5,
 6 – frikzione spojnice, 7– glavno vratilo, 8 – šuplje vratilo, 9 – izlazno vratilo

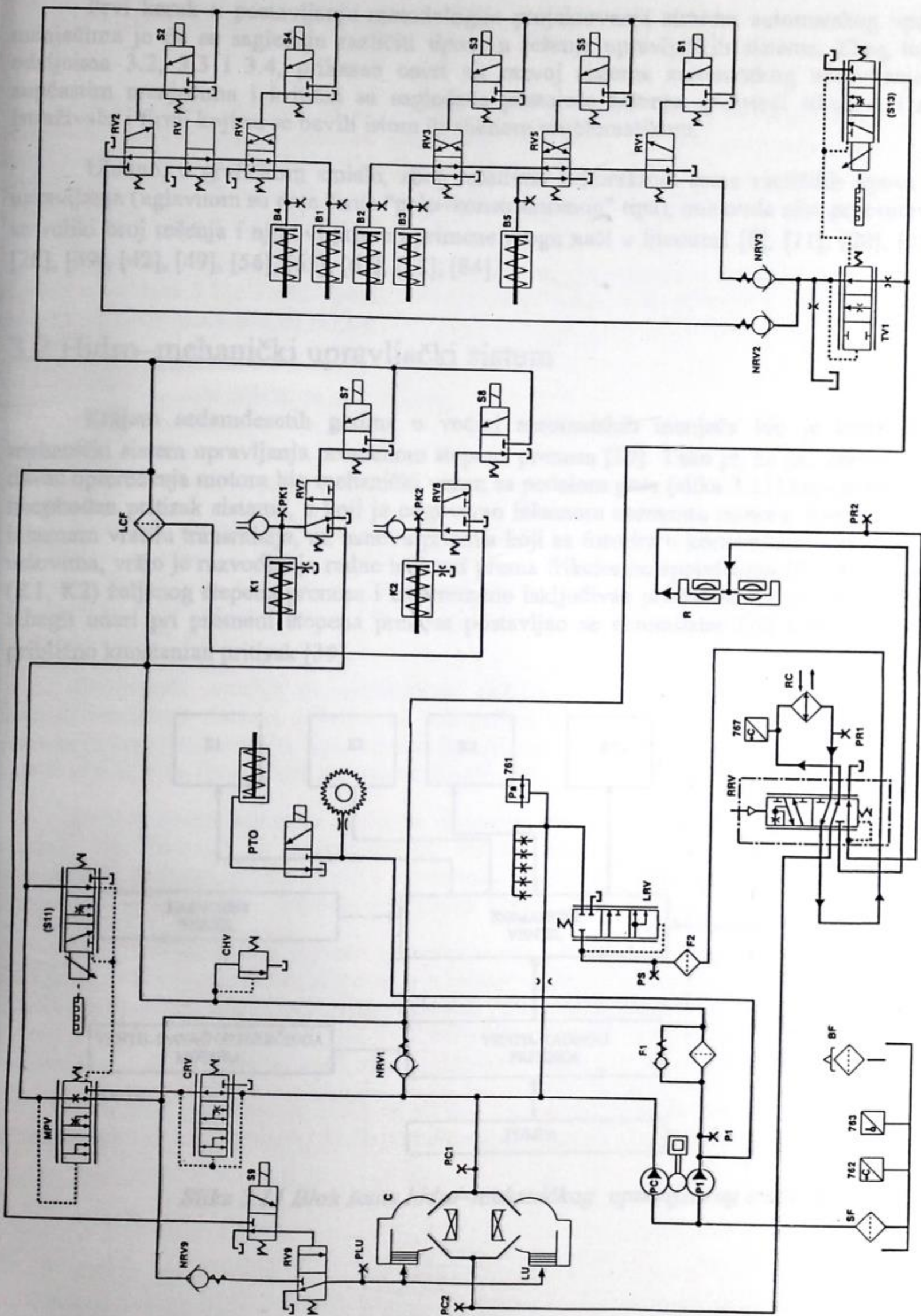
Powertonic VT1706 PT je potpuno automatizovan menjač sa elektronskim upravljanjem sa 5 stepeni prenosa, sa ili bez retardera (usporivača). On se sastoji od turbomenjača, spojnice za blokiranje, planetarnih prenosnika sa frikcionim spojnica i kočnicama, i elektronsko-regulacionog sistema za upravljanje procesom promene stepena prenosa, koja se u ovom menjaču realizuje bez prekida toka snage.

Oznake na slici 3.10 predstavljaju:

B1-B5	Kočnice	MPV	Ventil glavnog pritiska
BF	Prečistač	NRV1,2,3,9	Nepovratni ventili
C	Turbomenjač	P1	Pumpa sistema za upravljanje
CHV	Ventil sigurnosti	PC	Pumpa za napajanje turbomenjača
CRV	Ventil za ograničenje pritiska u TM	PTO	Pomoćni pogon
F1	Glavni prečistač	RC	Hladnjak radne tečnosti iz retardera
F2	Prečistač radne tečnosti za podmazivanje	RV	Razvodni (relej) ventili
RV9	Sigurnosni ventil blokirajuće spojnice	RV7	Razvodni ventil spojnice K1
S1-S5	Elektromagnetni ventili za promenu stepena prenosa	TV1	Ventil za kontrolu pritiska u kočnicama
S7	Elektromagnetni ventil spojnice K1	761	Davač pritiska radne tečnosti u transmisiji
S8	Elektromagnetni ventil spojnice K2	762	Davač temperature radne tečnosti u transmisiji
S9	Elektromagnetni ventil spojnice turbomenjača	763	Davač nivoa radne tečnosti
S11	Modulacioni ventil radnog pritiska	767	Davač temperature radne tečnosti u turbo-menjaču
S13	Modulacioni ventil pritiska u kočnicama	SF	Prečistač na usisu u pumpu
K1-K2	Spojnice	LCF	Zadnji prečistač
LRV	Ventil pritiska podmazivanja	R	Retarder
LU	Blokirajuća spojnica turbomenjača	RRV	Ventil za upravljanje retarderom
		RV1-RV5	Razvodni ventili za promenu stepena prenosa
		RV8	Razvodni ventil spojnice K2

Princip rada hidrauličkog sistema ovog menjača biće ukratko opisan. Radna tečnost se, (slika 3.10), od rezervoara, preko prečistača (SF), pomoću glavne pumpe za napajanje (P1), usmerava do elektromagnetnih ventila (S1-S8), koji se aktiviraju na osnovu signala formiranog u elektronskom uređaju. Njihovim aktiviranjem generiše se hidraulički signal pomoću koga se upravlja hidrauličkim razvodnicima (RV1-RV8), a koji ostvaruju neophodnu silu na cilindru frikcionih spojnica (K1-K2) i kočnica (B1-B5). Ispred cilindra postavljeni su modulatori pritiska S11 i S13.

Od pumpe PC za napajanje turbomenjača, radna tečnost se, pomoću hidrauličnih razvodnika za ograničenje pritiska (CRV) usmerava do turbomenjača gde se ostvaruje pritisak od 4,5 do 6,5 bar, a zatim po izlasku iz njega se radna tečnost usmerava u hladnjak (RC). Tako ohladjena radna tečnost cirkuliše kroz retarder (R) kojim se upravlja pomoću pneumatskog razvodnika (RRV) i preko ventila (LRV) se koristi za podmazivanje.



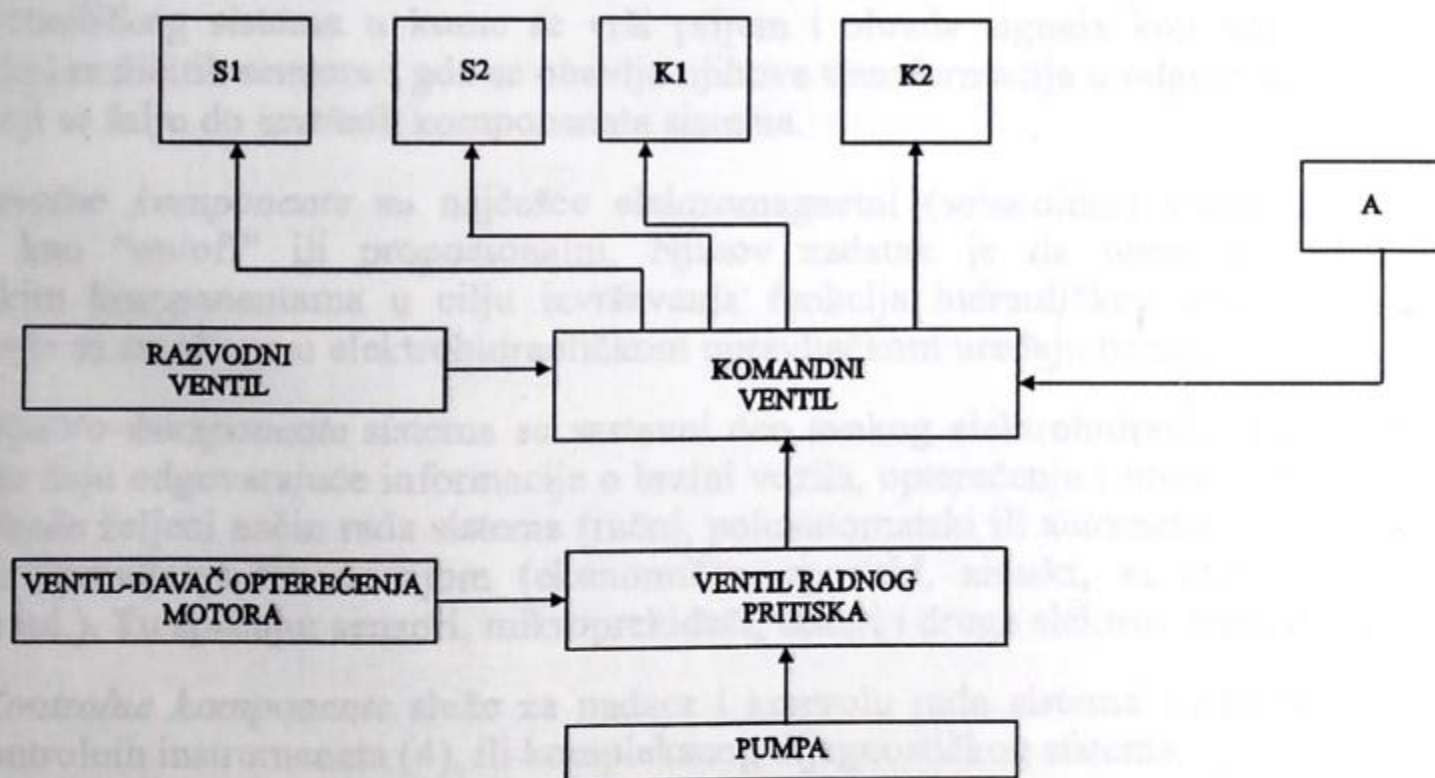
Slika 3.10 Šema hidrauličkog sistema za upravljanje petostepenim automatskim menjačem [95]

Prvi korak u postavljanju metodologije projektovanja sistema automatskog upravljanja menjačima je da se sagledaju različiti tipovi u rešenja upravljačkih sistema. Zbog toga je, u odeljcima 3.2, 3.3 i 3.4, prikazan osvrt na razvoj sistema automatskog upravljanja turbozupčastim menjačima i kritički su sagledana postojeća rešenja, koristeći iskustva i rezultate istraživača i firmi koji su se bavili istom ili sličnom problematikom.

Ujedno, u grafičkom smislu, zbog relativno nekorektnih šema različitih tipova sistema upravljanja (uglavnom su date šeme "polu-konstruktivnog" tipa), one ovde nisu prezentovane, ali se veliki broj rešenja i njihovi primeri primene mogu naći u literaturi [6], [11], [20], [25], [26], [28], [39], [42], [49], [56], [65], [67], [81], [84].

3.2 Hidro-mehanički upravljački sistem

Krajem sedamdesetih godina u većini automatskih menjača bio je korišćen hidro-mehanički sistem upravljanja promenom stepena prenosa [17]. Tako je, na pr., razvodni ventil – davač opterećenja motora bio mehanički vezan sa pedalom gasa (slika 3.11) koja je determinisala neophodan pritisak sistema, a koji je odgovarao izlaznom momentu motora. Razvodni ventil na izlaznom vratilu transmisije, na osnovu pritiska koji se formira u komandnom ventilu, pri datim uslovima, vršio je razvodjenje radne tečnosti prema frikcionim spojnicama (S1, S2) i kočnicama (K1, K2) željenog stepena prenosa i istovremeno isključivao prethodni stepen prenosa. Da bi se izbegli udari pri promeni stepena prenosa postavljao se akumulator (A) koji je obezbedjivao približno konstantan pritisak [39].



Slika 3.11 Blok šema hidro-mehaničkog upravljačkog sistema

3.3 Elektro–hidraulički upravljački sistem

Ranih 80–tih godina, sa sve većim razvojem elektronike, Mercedes–Benz je razvio elektronsku upravljačku jedinicu za upravljanje menjačem (*ECU – electronic control system*). Hidro–mehaničke komponente zamenjene su elektro–hidrauličkim za samo nekoliko godina, a arhitektura upravljanja menjala se od pasivne do aktivne (videti poglavlja 3.3.1 i 3.3.3) sa velikim brojem davača (senzora) i aktuatora.

Opšta šema jednog elektrohidrauličkog sistema upravljanja automatskom transmisijom je prikazana na slici 3.12. Svaki sistem upravljanja sa elektrohidrauličkim komponentama, sadrži najčešće sledeće funkcionalne celine:

- komande transmisije,
- elektronski uređaj za upravljanje,
- izvršne komponente,
- elektro i
- kontrolne komponente.

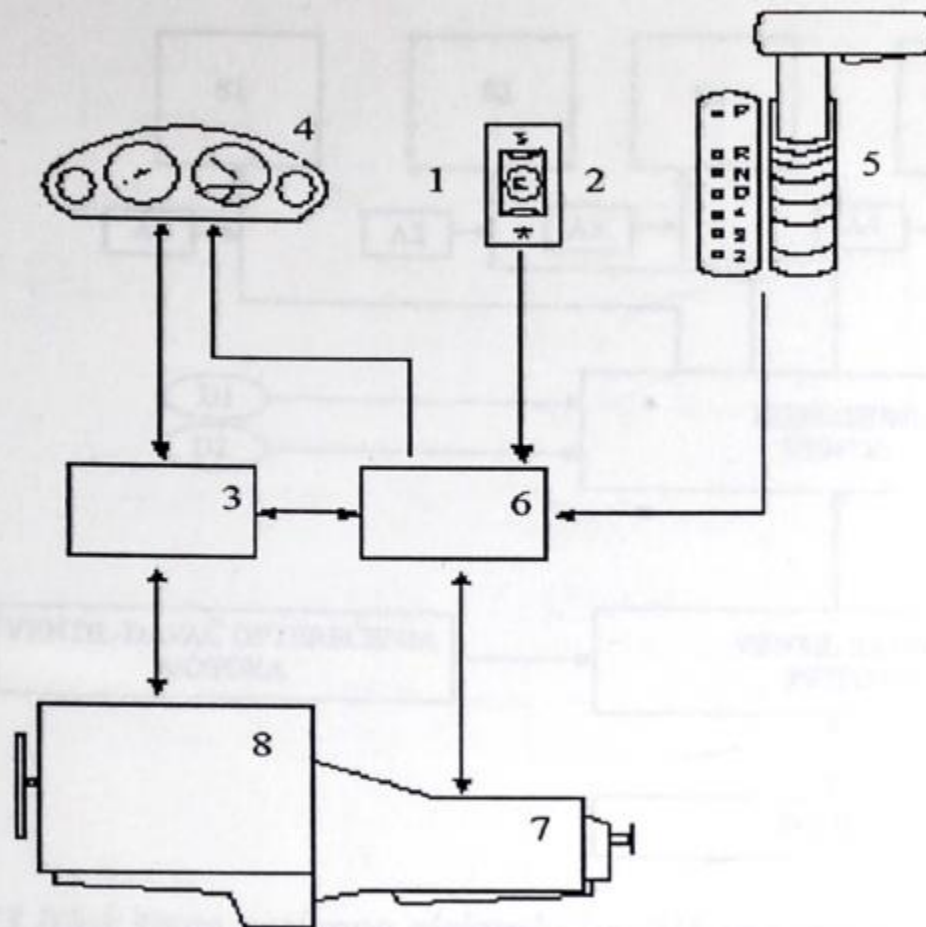
Komande transmisije čine: komanda kočnice (1), komanda akceleratora – "gasa" (2) sa indikatorom položaja i birač režima rada (5). Ove komande su namenjene za upravljanje osnovnim funkcijama transmisije, pre svega, promenom stepena prenosa, a u zavisnosti od rešenja transmisije komande mogu biti i za upravljanje vozilom, usporivačem, ili turbomenjačem u ulozi kočnice (Voith).

Elektronski uređaj za upravljanje (ECU) (6) je centralna komponenta svakog elektrohidrauličkog sistema u kome se vrši prijem i obrada signala koji dolaze od komandi transmisije i različitih senzora i gde se obavlja njihova transformacija u odgovarajuće upravljačke signale koji se šalju do izvršnih komponentata sistema.

Izvršne komponente su najčešće elektromagnetni (solenoidni) ventili koji mogu biti izvedeni kao "on/off" ili proporcionalni. Njihov zadatak je da upravljaju odgovarajućim hidrauličkim komponentama u cilju izvršavanja funkcija hidrauličkog dela sistema. Izvršne komponente su smeštene u elektrohidrauličkom upravljačkom uređaju transmisije (8).

Elektro–komponente sistema su sastavni deo svakog elektrohidrauličkog sistema, čiji je zadatak da daju odgovarajuće informacije o brzini vozila, opterećenju i broju obrtaja motora, kao i da obezbede željeni način rada sistema (ručni, poluautomatski ili automatski), ili izbor željenog programa upravljanja transmisijom (ekonomičan, sportski, zimski, sa maksimalnim performansama itd.). Tu spadaju: senzori, mikroprekidači, tasteri i druge elektro–komponente.

Kontrolne komponente služe za nadzor i kontrolu rada sistema i najčešće se izvode u obliku kontrolnih instrumenata (4), ili kompleksnog dijagnostičkog sistema.



Slika 3.12 Opšta šema elektrohidrauličkog sistema upravljanja automatskom transmisijom

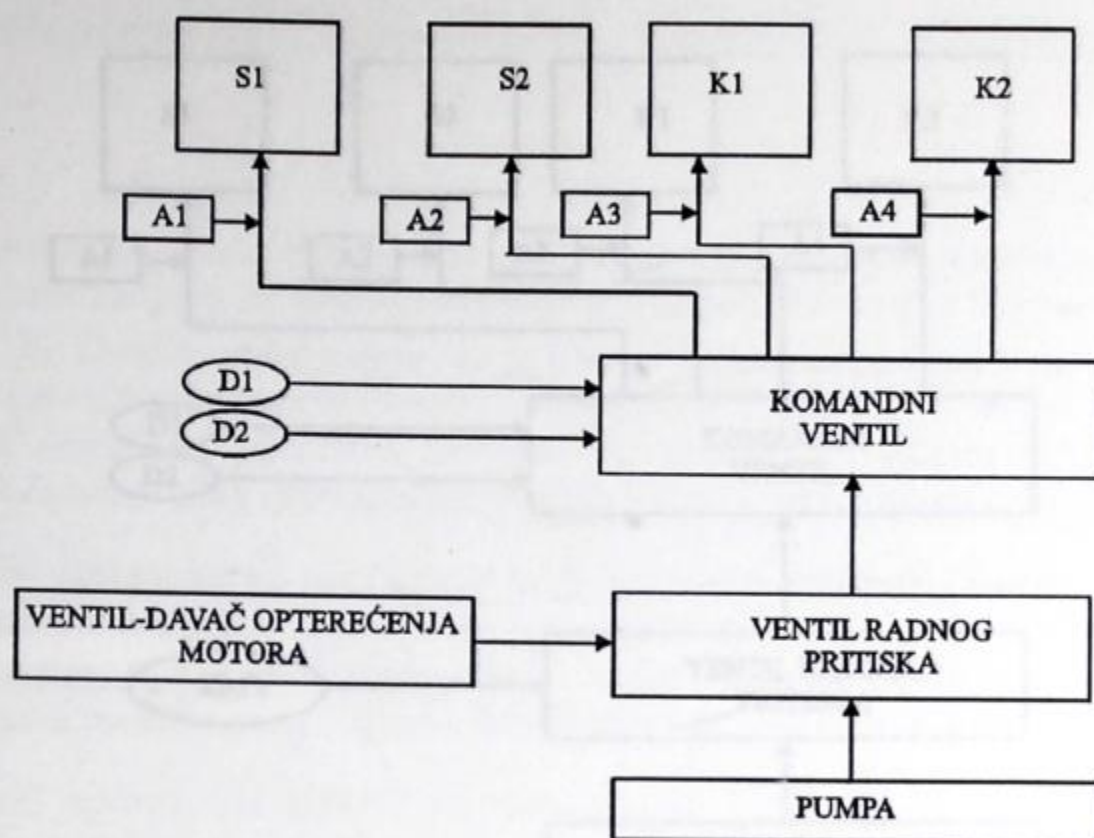
Razvojem tehnike unapredjivali su se i različiti tipovi sistema automatskog upravljanja [12]. Danas, najveću primenu u upravljanju automatskim turbozupčastim menjačem imaju elektrohidraulički sistemi. U narednom delu biće prikazan njihov razvoj i tipovi ovakvih sistema upravljanja kao najsavremenijih i najrasprostranjenih u automatskim transmisijama.

Elektrohidraulički sistemi upravljanja mogu biti sa:

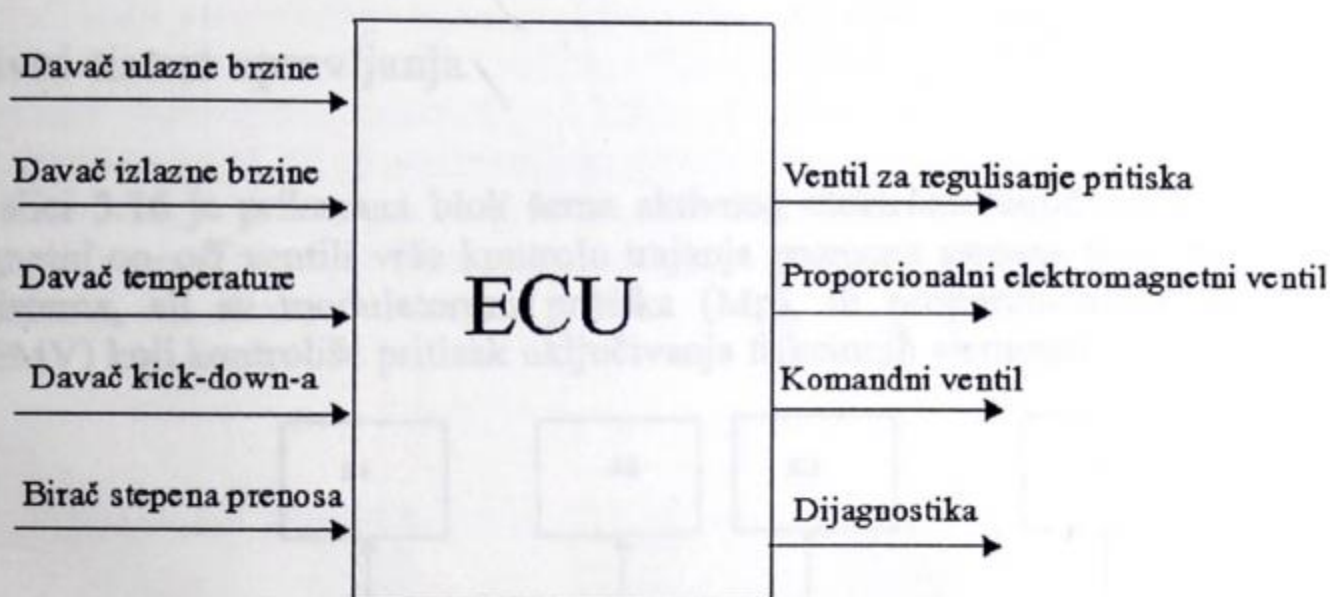
- pasivnom promenom stepena prenosa ili pasivnim upravljanjem,
- polu-aktivnim upravljanjem i
- aktivnim upravljanjem.

3. 3.1 Pasivni sistem upravljanja

Početak 80-tih godina karakteriše pojava rešenja u oblasti neprekidnosti toka snage i prelaz sa diskretnih elemenata na mikroprocesorske sisteme. Pojavom mikro-elektronike, koja ima malu inertnost i visoku tačnost, otvorene su i druge mogućnosti regulisanja neprekidnosti toka snage pomoću sinhronizacije komandi u vremenu ili automatskog smanjenja dovoda goriva u motor, radi produženja sinhronizacije ugaonih brzina pogonskih i gonjenih elemenata frikcionih sklopova (S1, S2, K1, K2). Na slici 3.13 je prikazana šema pasivnog elektrohidrauličkog sistema upravljanja, gde su akumulatori pritiska (A1 – A4) povezani sa svakim frikcionim elementom, a regulacioni ventil je zamenjen davačima (D1, D2). Ovu šemu možemo nazvati pasivnom jer ECU (slika 3.14) ima samo funkciju kontrole vremena promene stepena prenosa.



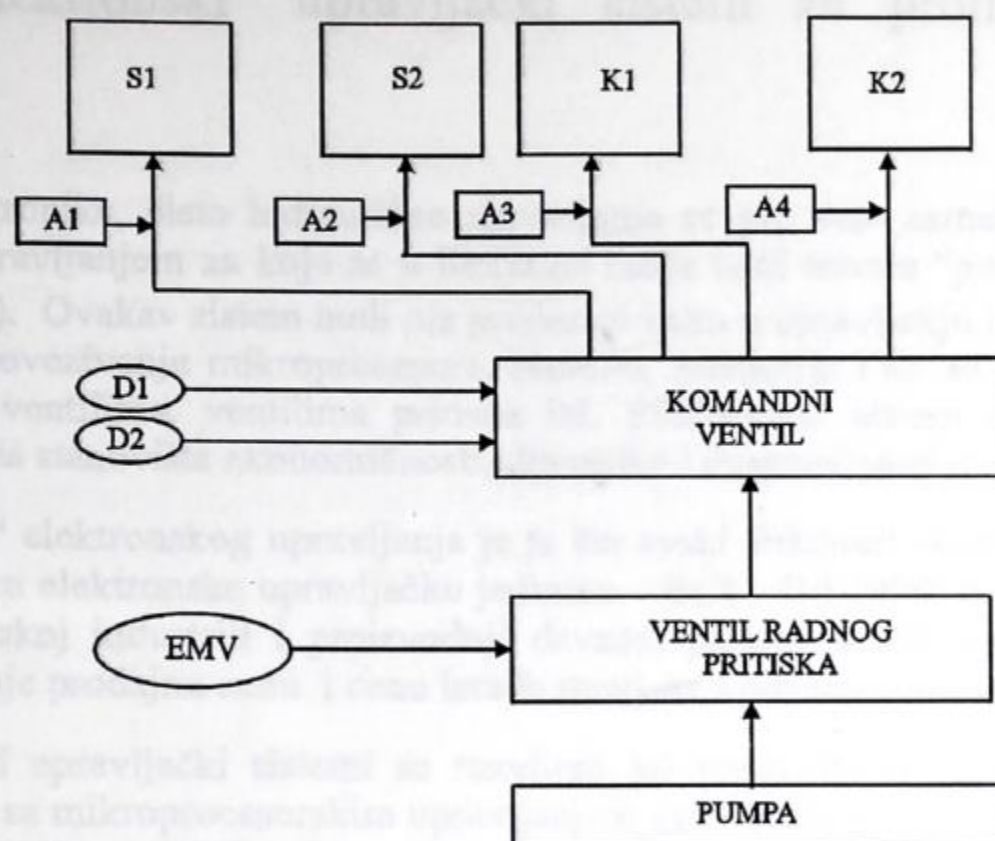
Slika 3.13 Blok šema pasivnog elektrohidrauličkog sistema upravljanja



Slika 3.14 Blok šema elektronske upravljačke jedinice

3.3.2 Poluaktivni sistem upravljanja

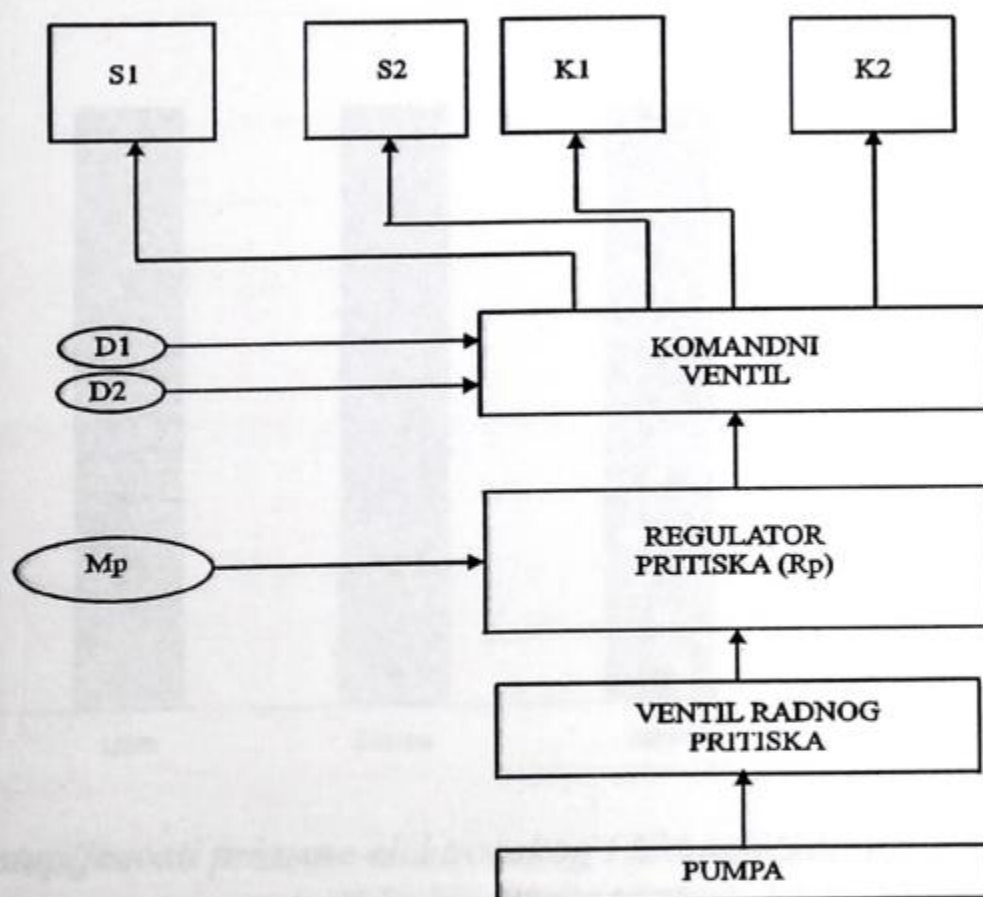
Srednom 80-tih godina zamenjuje se mehanička veza pedale gasa sa proporcionalnim elektromagnetnim ventilom (EMV). Elektronska kontrolna jedinica prima signale kao što su brzina vozila, otvor leptira itd. i pomoću raznih davača determiniše vreme promene stepena prenosa i kontroliše pritisak frikcionih elemenata. Mnoge varijante ovih sistema imaju široku primenu u tro i peto – stepenim menjačima. U nekim od njih, povratni pritisak od akumulatora pritiska kontroliše se na osnovu vrednosti momenta motora, ali performanse promene stepena prenosa, uglavnom, zavise od karakteristika akumulatora pritiska (A) i prigušnika, pa pritisak ne može biti kontrolisan samo pomoću elektronske upravljačke jedinice (ECU). Zato se ovakav sistem naziva polu-aktivni, a njegova šema je data na slici 3.15.



Slika 3.15 Blok šema polu-aktivnog elektrohidrauličkog sistema upravljanja

3.3.3 Aktivni sistem upravljanja

Na slici 3.16 je prikazana blok šema aktivnog elektrohidrauličkog sistema upravljanja. Elektromagnetni on-off ventili vrše kontrolu trajanja promene stepena prenosa kao i kod polu-aktivnog sistema, ali sa modulatorom pritiska (M_p), ili proporcionalnim elektromagnetnim ventilom (EMV) koji kontroliše pritisak uključivanja frikcionih elementa.



Slika 3.16 Blok šema aktivnog elektrohidrauličkog sistema upravljanja

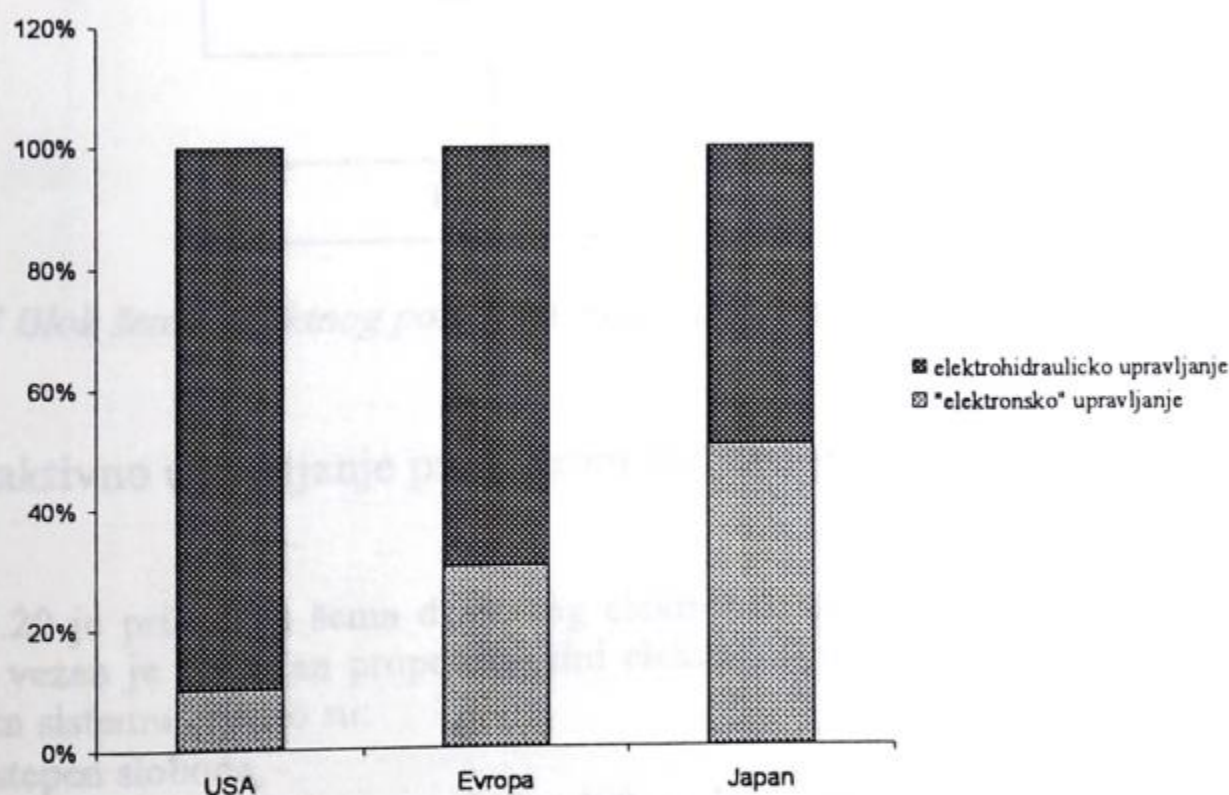
3.4 "Potpuno elektronski" upravljački sistem za promenu stepena prenosa

Razvojem elektronike, čisto hidrauličko upravljanje se sve više zamenjuje fleksibilnim elektrohidrauličkim upravljanjem za koje se u literaturi može naći termin "potpuno elektronsko upravljanje" (Gott [17]). Ovakav sistem nudi niz prednosti kako u upravljanju i smanjenju težine, dijagnostici, tako i u povezivanju mikroprocesora, senzora, memorije i dr. sa elektromagnetima za upravljanje on/off ventilima, ventilima pritiska itd. Elektronski sistem treba da omogući optimalno upravljanje sa stanovišta ekonomičnosti, dinamike i dugovečnosti menjača.

Prednost "čisto" elektronskog upravljanja je ta što svaki frikcion element može zasebno da se kontroliše pomoću elektronske upravljačke jedinice – ECU. Od 1990. godine, sa razvojem tehnologije u elektronskoj industriji i proizvodnji davača, polako se ostvaruje ovakav način upravljanja koji smanjuje prodajnu cenu i cenu izrade menjača i povećava njegovu pouzdanost.

Prvi elektronski upravljački sistemi su razvijeni još ranih 70-tih godina, dok se prva automatska transmisija sa mikroprocesorskim upravljanjem svih većih funkcija pojavila na tržištu 1983. god. To je bio ZF-ov HP 22 četvorostepeni automatski menjač sa turbomenjačem i blokirajućom spojnicom.

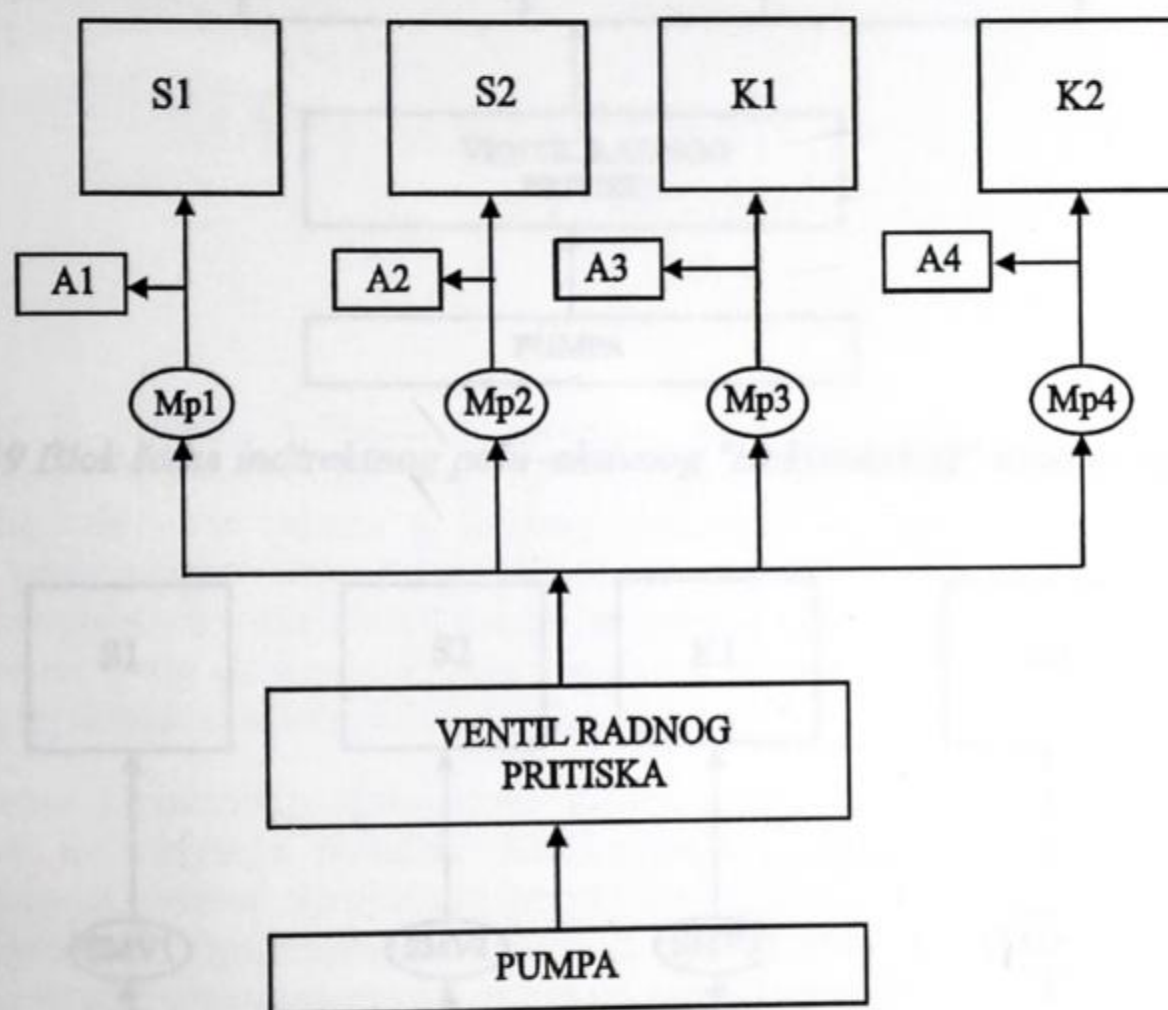
Analizirajući proizvodnju automobila u USA, Japanu i Evropi 1989. godine (slika 3.17) vidi se procentulano učešće elektrohidraulički i "elektronski" upravljanih transmisija. U to vreme, broj "elektronski" upravljanih transmisija u USA je bio nešto manji nego u Evropi, a značajno niži nego u Japanu. Jedan od glavnih razloga je bila visoka proizvodna cena menjača dodata na cenu same transmisije. Ovo se pre svega odnosi na komercijalna vozila, dok je situacija obrnuta kod teških vozila, naročito autobusa, gde je "elektronsko upravljanje" široko rasprostranjeno (naročito u Evropi u poslednje vreme).



Slika 3.17 Prikaz zastupljenosti primene elektronskog i hidrauličkog upravljačkog sistema u putničkim vozilima [67]

3.4.1 Indirektno i direktno polu-aktivno upravljanje

Polu – aktivni elektronski sistem upravljanja (slika 3.18) sadrži proporcionalne elektromagnetne ventile i regulatore pritiska i može biti primenjen na svakom frikcionom elementu posebno. U ovakvom sistemu upravljanja postoji veliki broj upravljačkih komponenti, tako da ga je teško projektovati, visoka mu je prodajna cena, a i gabaritno je veliki. Indirektno polu-aktivni upravljački sistem (slika 3.19) je do sada najviše korišćen. Njegova šema sadrži modulator pritiska (Mp) i hidroakumulator (A) ispred svakog frikcionog elementa, dok kod direktno polu-aktivnog sistema upravljanja (slika 3.18) nema regulatora pritiska (Rp). Medjutim, ovakve sisteme je teško optimizovati bez dodatnih davača, naročito sa aspekta potrošnje goriva.



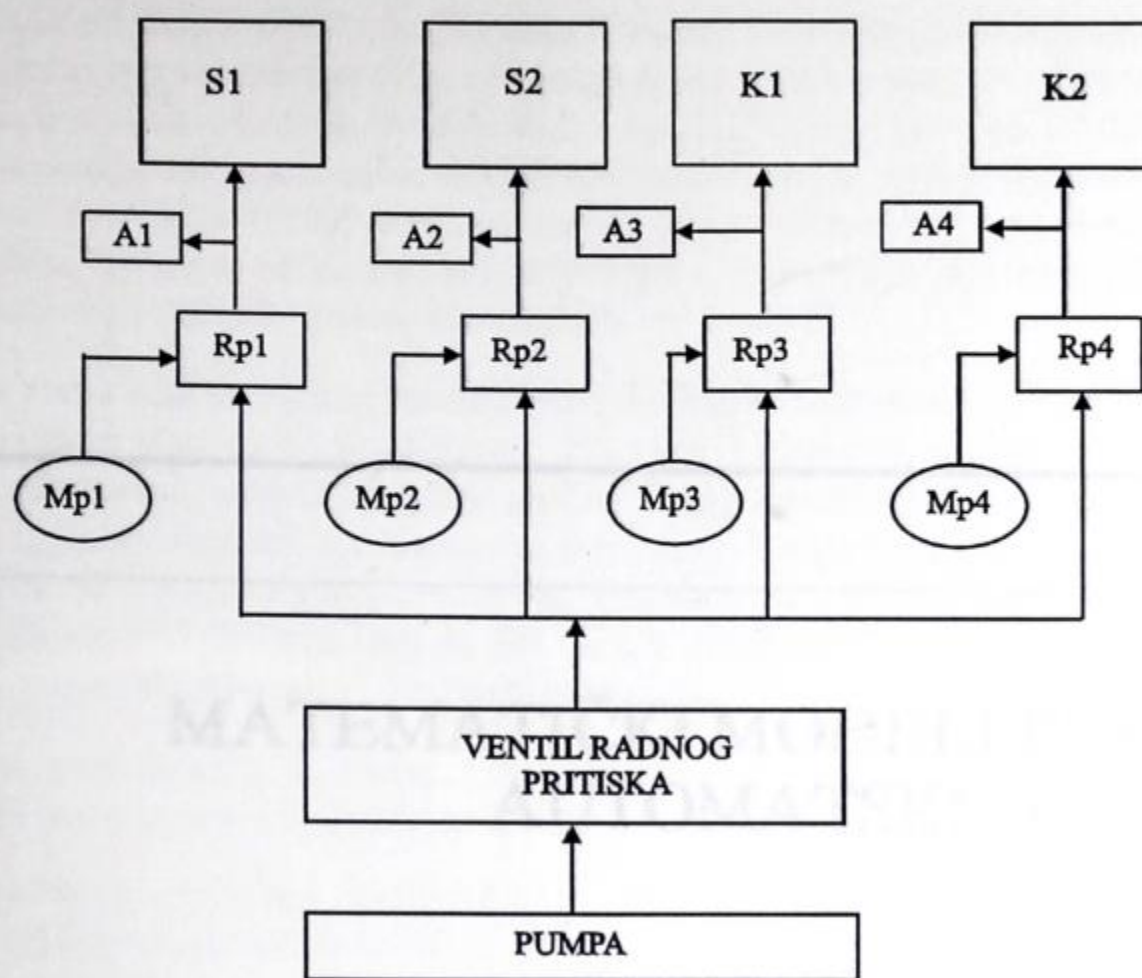
Slika 3.18 Blok šema direktnog polu-aktivnog "elektronskog" sistema upravljanja

3.4.2 Direktno aktivno upravljanje promenom stepena prenosa

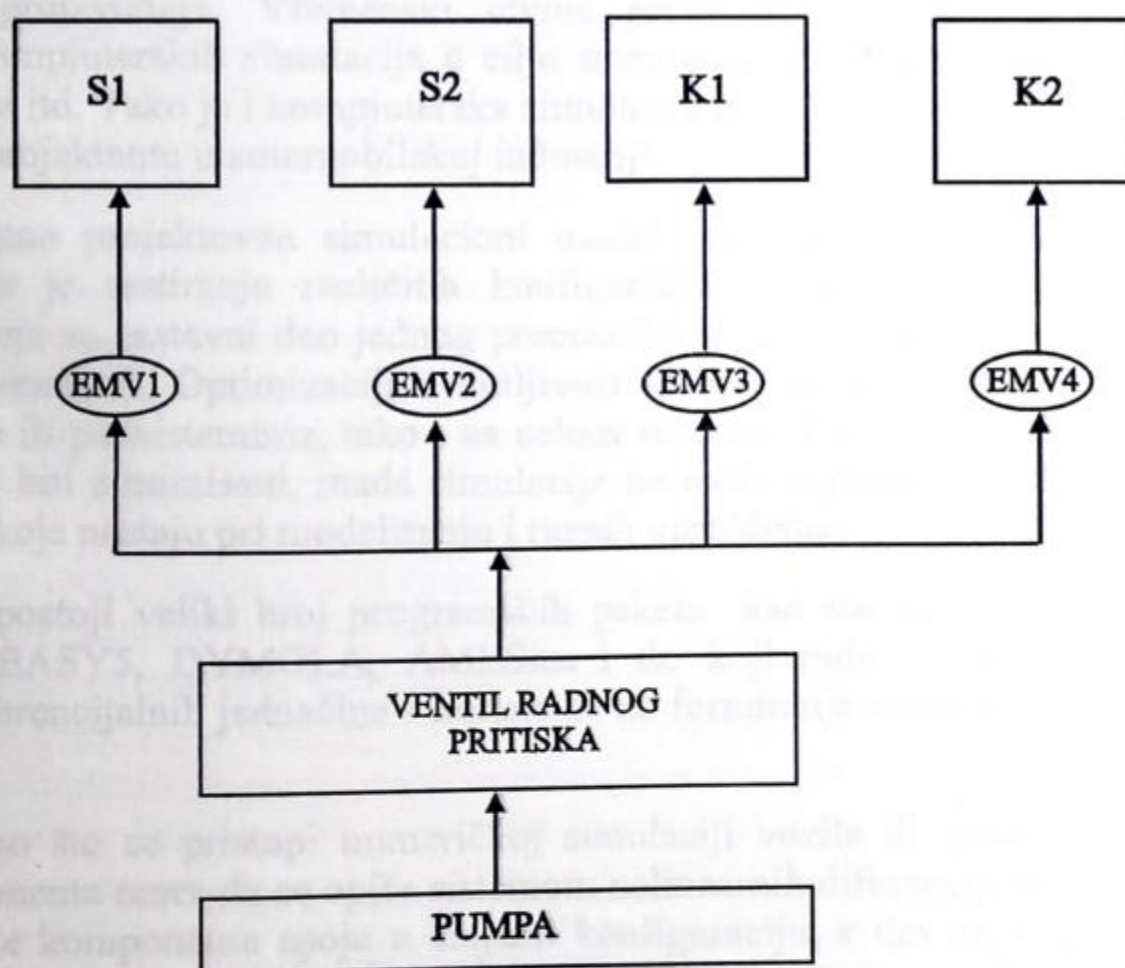
Na slici 3.20 je prikazana šema direktnog elektronskog upravljačkog sistema. Za svaki frikcionni element vezan je po jedan proporcionalni elektromagnetni ventil (EMV) koji daje niz prednosti ovakvom sistemu kao što su:

- visok stepen slobode,
- smanjenje težine, veličine i cene hidrauličkog dela sistema,
- posedovanje manjeg broja delova, što omogućava masovnost proizvodnje.

Ovakav sistem upravljanja danas nalazi najveću primenu, a kao takav je iskorišćen pri projektovanju sistema automatskog upravljanja četvorostepenim menjačem domaće konstrukcije.



Slika 3.19 Blok šema indirektnog polu-aktivnog "elektronskog" sistema upravljanja



Slika 3.20 Blok šema direktno aktivnog "elektronskog" sistema upravljanja

MATEMATIČKI MODELI PODSISTEMA AUTOMATSKE TRANSMISIJE

Kao što je poznato, u današnjoj globalnoj ekonomiji važnu ulogu igra brza isporuka proizvoda na tržište. Od velikih kompanija se očekuje da idu u korak sa novim tehnologijama, a pri tome moraju da vode računa o željama potrošača, o smanjenju vremenskog ciklusa i fleksibilnosti proizvodnje. Vremenski ciklus proizvodnje može biti značajno redukovan korišćenjem kompjuterskih simulacija u cilju smanjenja cene proizvoda, utrošenog vremena za izradu prototipa itd. Tako je i kompjuterska simulacija prenosnika snage iznad svega koristan alat za inženjere i projektante u automobilskoj industriji.

Adekvatno projektovan simulacioni model prenosnika snage ima nekoliko prednosti. Prvo, olakšano je testiranje različitih konfiguracija prenosnika. Drugo, različite varijante komponenti, koje su sastavni deo jednog prenosnika mogu biti testirane ponaosob, kao i njihov uticaj na ceo prenosnik. Optimizacija i osetljivost analize može biti izvedena, kako na pojedinim komponentama ili podsistemima, tako i na celom sistemu. Treće, mnogi izvori eksperimentalnih grešaka mogu biti eliminisani, mada simulacija ne može u potpunosti da zameni eksperimente (zbog grešaka koje nastaju pri modeliranju i raznih uprošćenja).

Danas postoji veliki broj programskih paketa kao što su na pr. MATLAB-Simulink, SystemBuild, EASY5, DYMOLA, AMESim i dr. koji rade na principu rešavanja sistema nelinearnih diferencijalnih jednačina i koriste se za formiranje simulacije dinamičkog ponašanja vozila.

Pre nego što se pristupi numeričkoj simulaciji vozila ili nekog njegovog dela, svaka njegova komponenta mora da se opiše sistemom nelinearnih diferencijalnih jednačina, a zatim da se odgovarajuće komponente spoje u željenu konfiguraciju, s tim da su poznati ulazni podaci. Sistem jednačina rešava se različitim numeričkim metodama definisanim simulacionim programom. Na kraju, rezultati mogu biti prikazani u različitim grafičkim ili analitičkim formatima.

Savremene metode projektovanja i konstruisanja hidrodinamičkih prenosnika snage se ne mogu više zamisliti bez korišćenja odgovarajućih matematičkih modela podсистema prenosnika i pojava koje se u njima odvijaju. Matematički model nekog procesa predstavlja, pre svega, analitičku interpretaciju tog procesa uz određene pretpostavke. Dobijanje matematičkog modela zahteva detaljno teorijsko istraživanje, zasnovano na poznavanju fundamentalnih znanja i naučnih disciplina, u cilju potpunog sagledavanja i tumačenja procesa, na osnovu čega se usvajaju pretpostavke i definišu jednačine modela.

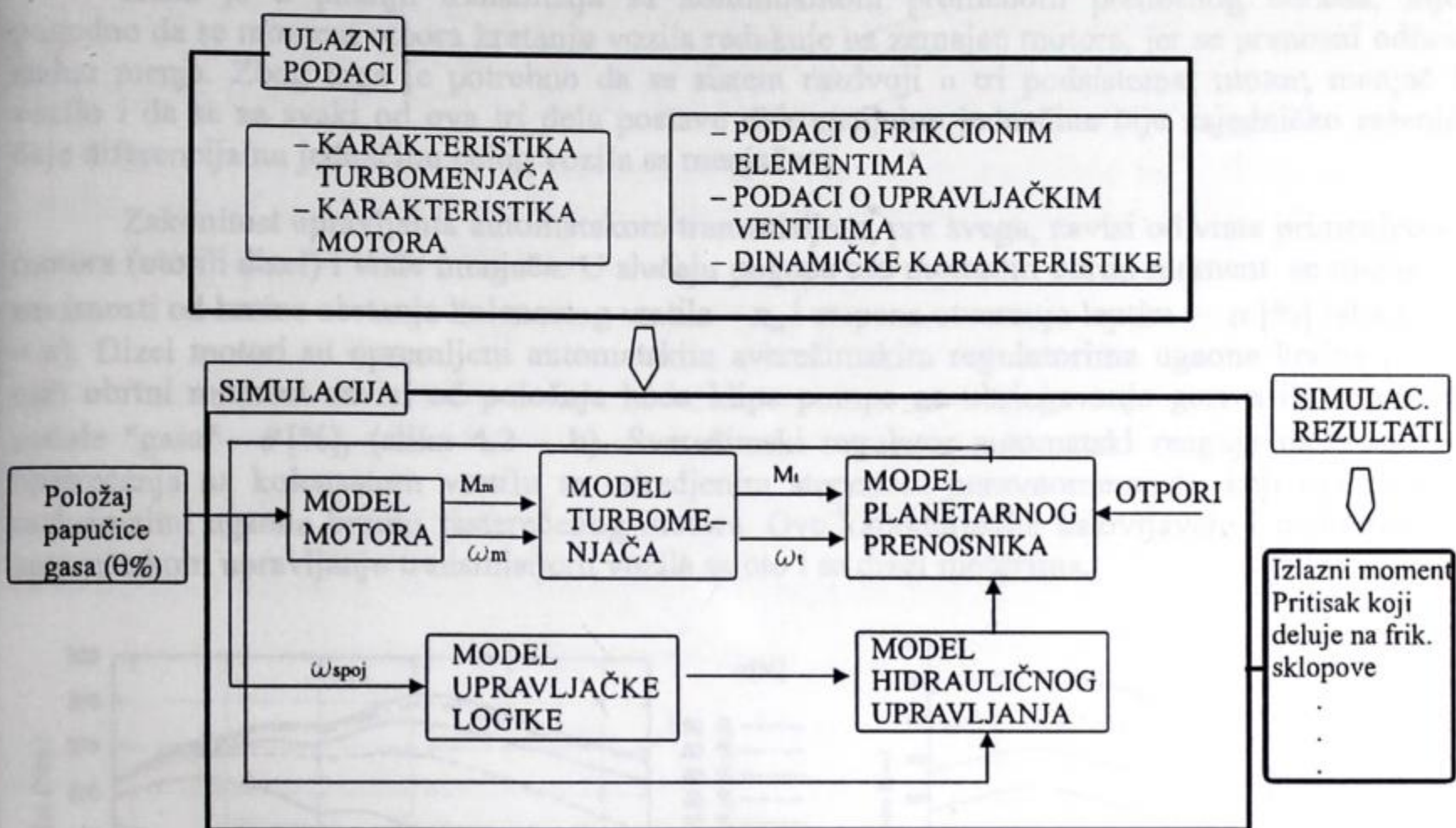
Po formiranju matematičkog modela, neophodna je matematička interpretacija svega što se dešava u celokupnom sistemu ili podsistemu. Pri analizi konkretnog sistema neophodno je tačno definisati granice sistema, podsysteme koji ga čine i njihove medjusobne veze, kao i procese koji se u njima odvijaju. S obzirom na složenost pojedinih podsystema i procesa koji se odvijaju u njima, kao i njihovu medjusobnu povezanost, potrebno je odrediti pretpostavke i matematičke modele svih podsystema i procesa koji se odvijaju u njima. Na taj način omogućeno je modulno programiranje i dalje usavršavanje i praćenje programa.

Prilikom modeliranja, a zatim i simulacije rada automatske transmisije kao sistema neophodno je da budu ispunjeni sledeći zahtevi:

- mogućnost promene konfiguracije (na pr. promena prenosnika snage, itd.) i predvidljivost rezultata usled promena;
- mogućnost da se testiraju različite komponente pojedinačno;
- da se razume simulacija i bez poznavanja detalja svih komponenti modela;
- mogućnost da se prikažu izlazni podaci u formi datoteka i u grafičkom obliku;
- mogućnost da se dodaju novi modeli;
- mogućnost da se startuje simulacija sa personalnog računara sa prihvatljivim vremenom simulacije i
- mogućnost da se lako promeni tačnost modela ili sam model, pri čemu treba voditi računa da se vreme rešavanja tačnijeg modela povećava.

Ponašanje rada automatskog menjača može se numerički simulirati na personalnim računarima, na dva različita načina. Prvi način podrazumeva testiranje matematičkih izraza koji opisuju ponašanje automatske transmisije, kao sistem diferencijalnih jednačina, koje se rešavaju upotrebom numeričkih metoda, pisanje programa u nekom od standardnih programskih jezika. Ovakav način rešavanja je ograničene primene, jer za različite tipove funkcija na ulazu u sistem potrebno je pisati nove programe. Istovremeno, ovakav način zahteva i više vremena za realizaciju. Drugi način podrazumeva upotrebu nekog od standardnih simulacionih paketa, koji se mogu relativno jednostavno koristiti za numeričko rešavanje diferencijalnih jednačina. Većina tih paketa, odlikuje se velikom fleksibilnošću, jednostavnošću i ne zahteva relativno mnogo vremena za izradu modela [16]. To je i razlog što se u radu pribeglo rešavanju problema upotrebom jednog od standardnih simulacionih programskih paketa. Sem toga, struktura blok dijagrama sa slike 4.1 za numeričku analizu čini naročito pogodnim korišćenje programskog paketa SIMULINK, kao dela univerzalnog programskog paketa MATLAB [50]. SIMULINK je programski paket koji je u poslednjih nekoliko godina najviše korišćen u akademskim sredinama i industriji za modeliranje, simulaciju i analizu dinamičkih sistema. Specijalizovan je za simulaciju dinamike, linearnih, nelinearnih, vremenski kontinualnih ili diskretnih multivarijabilnih sistema u grafičkom okruženju. Numerička simulacija, realizuje se izborom jedne od više ponudjenih integracionih metoda, preko metoda prikazanih u obliku blok dijagrama u kojima je predstavljen funkcionalni odnos izmedju delova sistema.

U okviru ovog teorijskog razmatranja posebno su obradjene sve funkcionalne celine jedne automatske transmisije: motor, turbomenjač, planetarni prenosnik, frikzione spojnice, hidraulična i elektronska upravljačka jedinica. Sem matematičkih izraza koji definišu ponašanje ovih podсистema biće izvršena numerička simulacija rada svakog podсистema posebno, a zatim, poredjenje rezultata sa eksperimentalnim i utvrdiće se validnost formiranih modela.



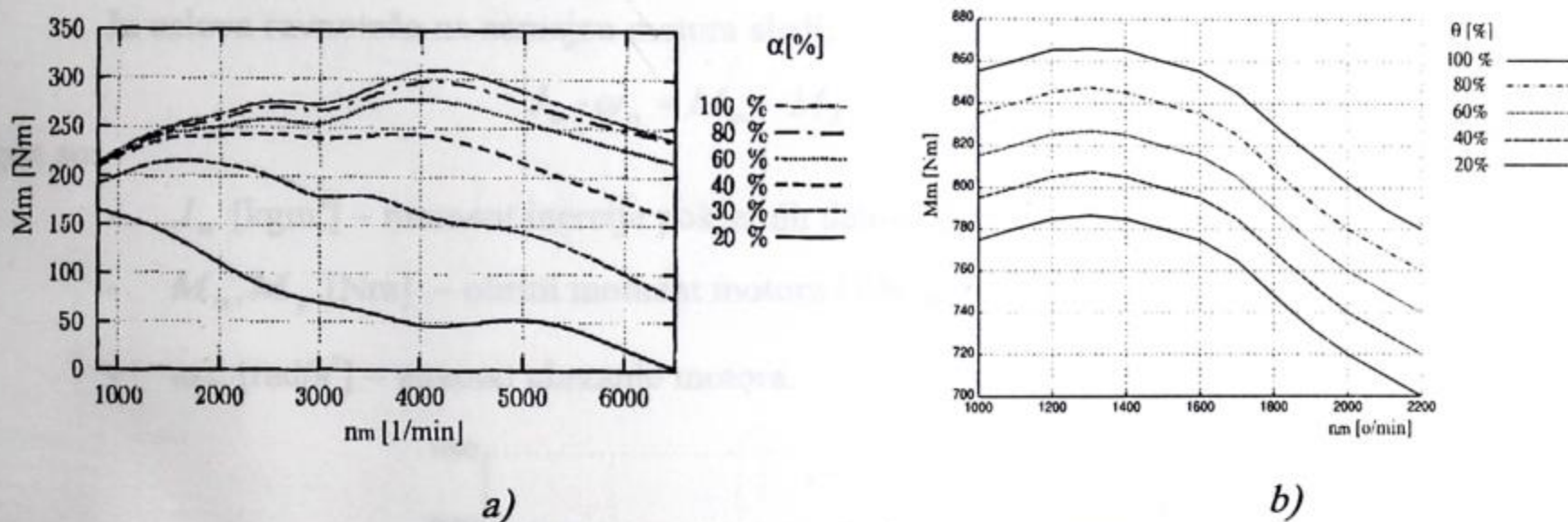
Slika 4.1 Blok šema sistema za modeliranje i simulaciju upravljanja prenosnikom snage u vozilu sa automatskim menjačem

Na slici 4.1 prikazana je blok šema sistema za modeliranje i simulaciju upravljanja prenosnikom snage u vozilu sa automatskim menjačem domaće konstrukcije za gradski autobus, a koja je korišćena pri postavljanju diferencijalnih jednačina ponašanja podсистema i celokupnog sistema automatskog menjača.

4.1 Matematički izrazi za izračunavanje obrtnog momenta i broja obrtaja kolenastog vratila motora

Kada je u pitanju transmisija sa kontinualnom promenom prenosnog odnosa, nije pogodno da se moment otpora kretanju vozila redukuje na zamajac motora, jer se prenosni odnos stalno menja. Zbog toga je potrebno da se sistem razdvoji u tri podсистema: motor, menjač i vozilo i da se za svaki od ova tri dela postave diferencijalne jednačine čije zajedničko rešenje daje diferencijalnu jednačinu celog vozila sa menjačem.

Zakovitost upravljanja automatskom transmisijom, pre svega, zavisi od vrste primenjenog motora (oto ili dizel) i vrste menjača. U slučaju pogona oto motorom obrtni moment se menja u zavisnosti od brzine obrtanja kolenastog vratila – n_m i stepena otvaranja leptira – α [%] (slika 4.2 – a). Dizel motori su opremljeni automatskim sverežimskim regulatorima ugaone brzine i kod njih obrtni moment zavisi od položaja hoda klipa pumpe za ubrizgavanje goriva ili komande pedale "gasa" – θ [%], (slika 4.2 – b). Sverežimski regulator automatski reaguje na promenu opterećenja na kolenastom vratilu sa određenim stepenom neravnomernosti, koji ograničava maksimalnu ugaonu brzinu rasterećenog motora. Ove karakteristike uslovljavaju i različitosti u automatskom upravljanju transmisijom vozila sa oto i sa dizel motorima.



Slika 4.2 Primer zavisnosti obrtnog momenta

a) u funkciji otvora leptira kod oto motora α [%], b) u funkciji položaja pedale gasa kod dizel motora θ [%] – (M.A.N. D 2866)

Motor kao celina je veoma kompleksan i njegov obrtni moment zavisi od velikog broja parametara. U literaturi postoji više načina njegovog matematičkog modeliranja, pri čemu je veći broj autora analizirao zavisnost vrednosti obrtnog momenta motora u funkciji promenljivih ulaznih parametara. Jedan od tih načina je definisanjem diferencijalnih jednačina ponašanja motora u funkciji više ulaznih parametara kao što su ugao otvaranja prigušnog "leptira" kod oto motora – α [%], ili položaj pedale "gasa" – θ [%] kod dizel motora, temperatura, pritisak, itd. i upoređivanjem rezultata sa vrednostima dobijenim eksperimentalnim putem [8], [49], [85]. Drugi, nešto jednostavniji način, je snimanjem zavisnosti obrtnog momenta na probnom stolu i njegovim grafičkim prikazivanjem pomoću dvo-dimenzionalnog dijagrama (slika 4.2) kao funkcije položaja pedale "gasa" θ i broja obrtaja motora n_m [21], [22], [23]. Obe ove veličine su lako merljive.

Pri ispitivanju usaglašenosti rada pogonskog motora i automatskog menjača analizirano je više tipova motora koji se ugrađuju u gradske i prigradske autobuse (RABA M.A.N. D2356 HM 6U, M.A.N. D2866 UM, OM 427 h) [75]. Pri detaljnoj analizi je ustanovljeno da se najbolje radne karakteristike postižu pri sprezi sa motorom M.A.N. D2866 UM kao pogonskim motorom, čija je spoljašnja brzinska karakteristika data na slici 4.3 ($P_{mmax} = 177 \text{ kW} / n_p = 2200 \text{ o/min}$, $M_{mmax} = 865 \text{ Nm} / n_M = 1200\text{--}1400 \text{ o/min}$, $g_{mmax} = 205 \text{ g/kWh}$), a koja predstavlja zavisnost između snage motora P_m i obrtnog momenta M_m pri maksimalnom položaju upravljačkog organa. Ova karakteristika je dobijena laboratorijskim ispitivanjem motora na probnom stolu.

Broj obrtaja kolenastog vratila motora je aproksimiran kao linearna funkcija zavisnosti položaja pedale "gasa" θ [%], pri čemu je uzeto da se on kreće u granicama od 500 o/min pri $\theta = 0\%$ do 2200 o/min pri $\theta = 100\%$ [86]:

$$n_m = 500 + 0,01 \cdot 1700 \cdot \theta. \quad (4.1.1)$$

Pedala gasa mehanički je vezana sa senzorom, koji šalje signal u elektronsku upravljačku jedinicu, a koji zatim taj signal pretvara u odgovarajući broj obrtaja.

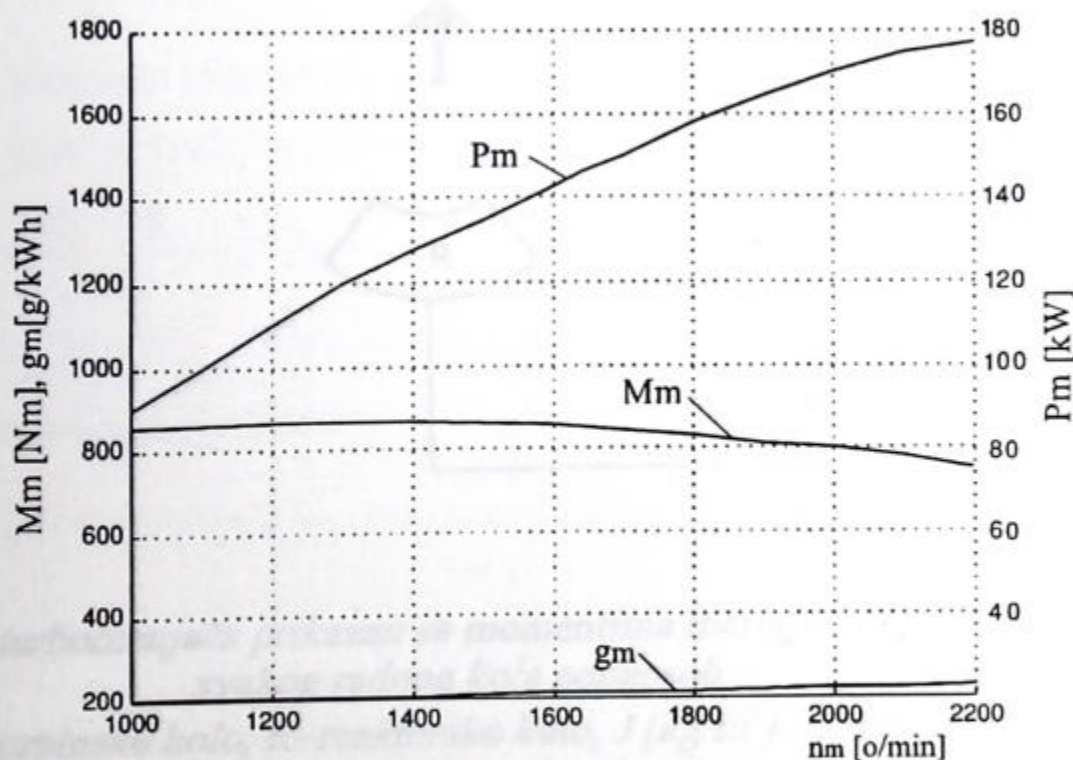
Kako u ovom radu analiza procesa u pogonskom motoru nije bila od prevashodnog značaja, obrtni moment motora je aproksimiran pomoću dvodimenzionalnog dijagrama u funkciji broja obrtaja kolenastog vratila motora i položaja komande gasa (4.1.1) (slika 4.2 – b).

Iz uslova ravnoteže na zamajcu motora sledi:

$$J_m \cdot \dot{\omega}_m = M_m - M_p, \quad (4.1.2)$$

gde su:

- J_m [kgm^2] – moment inercije pokretnih delova motora redukovanih na zamajac,
- M_m, M_p [Nm] – obrtni moment motora i obrtni moment na pumpnom kolu,
- $\dot{\omega}_m$ [rad/s^2] – ugaono ubrzanje motora.

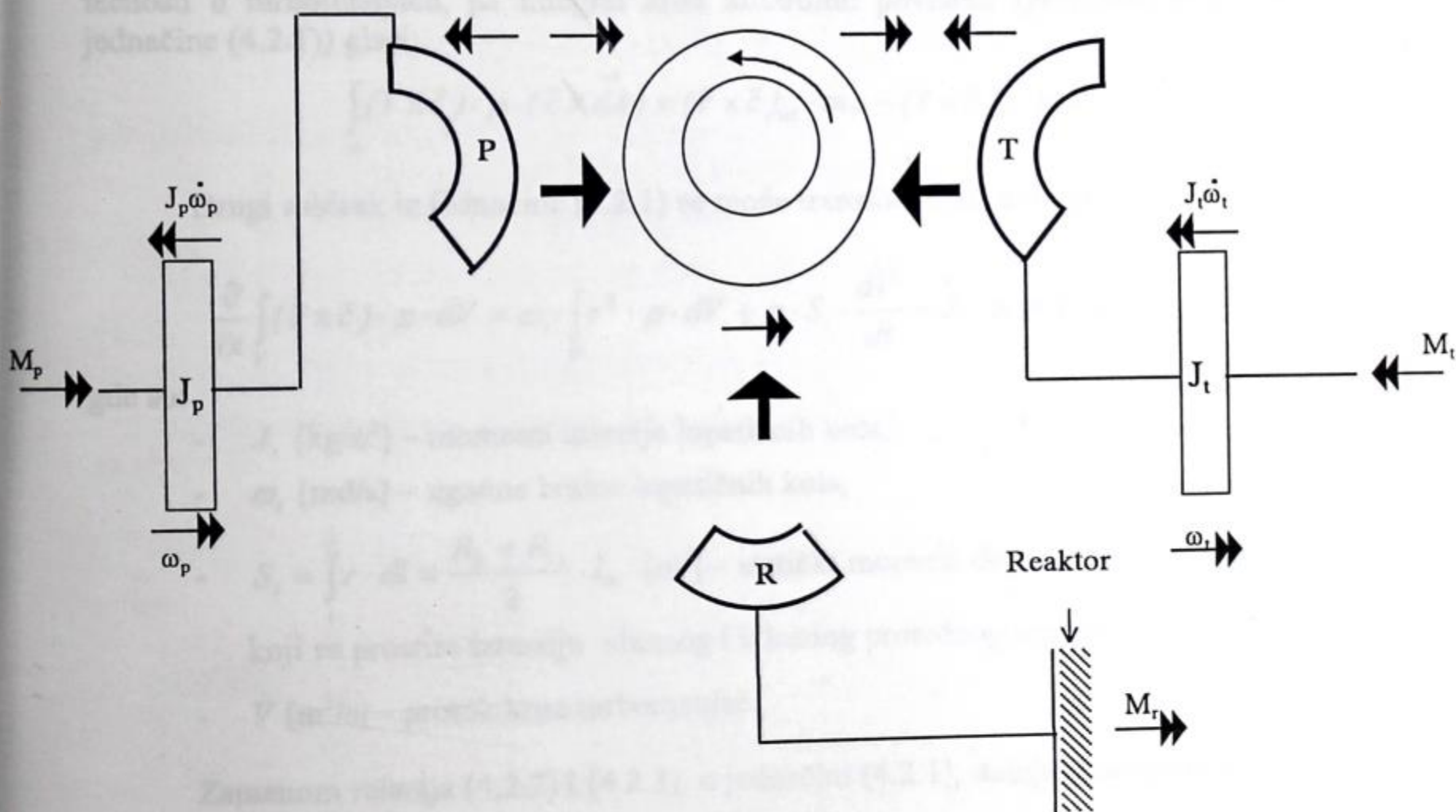


Slika 4.3 Spoljašnja brzinska karakteristika motora M.A.N. D 2866 koji se koristi u autobusima gradskog saobraćaja

4.2 Matematički izrazi za izračunavanje momenata lopatičnih kola turbomenjača

Kao što je poznato, turbomenjač je hidrodinamički prenosnik snage koji danas zauzima veoma važno mesto u automatskim transmisijama. Pre svega, on omogućava kontinualnu promenu izlaznog momenta, bezudarni prenos snage od pogonske na radnu mašinu, uz prigušivanje vibracija, povećan vek trajanja svih delova koji prenose snagu, kao i poboljšanje vučnih karakteristika vozila.

Većina dosadašnjih studija proračuna turbomenjača zasnivala se na proračunu jedno-dimenzionalnog strujanja radne tečnosti i određivanju njegovih parametara. Dinamičke karakteristike turbomenjača mogu se opisati sa tri momentne jednačine i jednom energetsom jednačinom putem nelinearnih diferencijalnih jednačina. Pri tome se razmatra radni režim $\omega_p \geq \omega_t$, pretpostavlja da je prostor između lopatičnih kola turbomenjača zanemarljivo mali, da su protočne površine na izlazu iz jednog radnog kola i ulazu u sledeće istih dimenzija, da je polje brzina i pritiska uniformno, poprečno na meridijanski presek, i da je debljina lopatica zanemarljiva.



Slika 4.4 Model turbomenjača prikazan sa momentima inercije i obrtnim momentima svakog radnog kola ponaosob
P–pumpno kolo, *T*–turbinsko kolo, *R*–reaktorsko kolo, J [kg/m²]–moment inercije, M [Nm] – obrtni moment, ω [rad/s] – ugaona brzina

Momentna jednačina za bilo koje radno kolo turbomenjača prikazanog na slici 4.4 ima sledeći oblik [30]:

$$M_i = \int_A (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot \rho \cdot (\vec{c} \times d\vec{A}) + \frac{\partial}{\partial t} \int_V (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot \rho \cdot dV, \quad (4.2.1)$$

gde je:

- M_i [Nm] – obrtni momenti,
- \vec{r} [m] – radijus vektor,
- $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$ [m/s] – apsolutna brzina radne tečnosti,
- ρ [kg/m³] – gustina radne tečnosti,
- $d\vec{A}$ [m²] – kontrolna površina,
- dV [m³] – kontrolna zapremina.

Prvi sabirak u jednačini (4.1.2) predstavlja promenu momenta količine kretanja kroz kontrolnu površinu, a drugi sabirak predstavlja zakon o momentu količine kretanja u kontrolnoj zapremini.

Pri postavljanju matematičkih relacija uzet je jednodimenzionalni model strujanja radne tečnosti u turbomenjaču, pa integral kroz kontrolnu površinu (prvi sabirak na drugoj strani jednačine (4.2.1)) glasi:

$$\int_A (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot \rho \cdot (\vec{c} \times d\vec{A}) = (\vec{r} \times \vec{c})_{izl} \cdot \dot{m}_{izl} - (\vec{r} \times \vec{c})_{ul} \cdot \dot{m}_{ul}. \quad (4.2.2)$$

Drugi sabirak iz jednačine (4.2.1) se može transformisati u oblik:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V (\vec{r} \times \vec{c}) \cdot \rho \cdot dV = \dot{\omega}_i \cdot \int_V r^2 \cdot \rho \cdot dV + \rho \cdot S_i \cdot \frac{dV}{dt} = J_i \cdot \dot{\omega}_i + \rho \cdot S_i \cdot \frac{dV}{dt}, \quad (4.2.3)$$

gde su:

- J_i [kgm²] – momenti inercije lopatičnih kola,
- ω_i [rad/s] – ugaone brzine lopatičnih kola,
- $S_i = \int_1^2 r \cdot dl = \frac{R_{i1} + R_{i2}}{2} \cdot l_{im}$ [m²] – statički moment dela srednje meridijanske strujnice koji se prostire izmedju ulaznog i izlaznog protočnog organa,
- \dot{V} [m³/s] – protok kroz turbomenjač.

Zamenom relacija (4.2.2) i (4.2.3), u jednačini (4.2.1), dobijaju se momentne jednačine za sva tri lopatična kola:

$$J_p \cdot \dot{\omega}_p + \rho \cdot S_p \cdot \frac{d\dot{V}}{dt} = -\rho \cdot \dot{V} \cdot \left[\left(R_{p2}^2 \cdot \omega_p - \left(\frac{\dot{V}}{A_{p2}} \right) \cdot R_{p2} \cdot \frac{1}{\text{tg}\beta_{p2}} \right) - \left(R_{r2}^2 \cdot \omega_r - \left(\frac{\dot{V}}{A_{r2}} \right) \cdot R_{r2} \cdot \frac{1}{\text{tg}\beta_{r2}} \right) \right] + M_p, \quad (4.2.4)$$

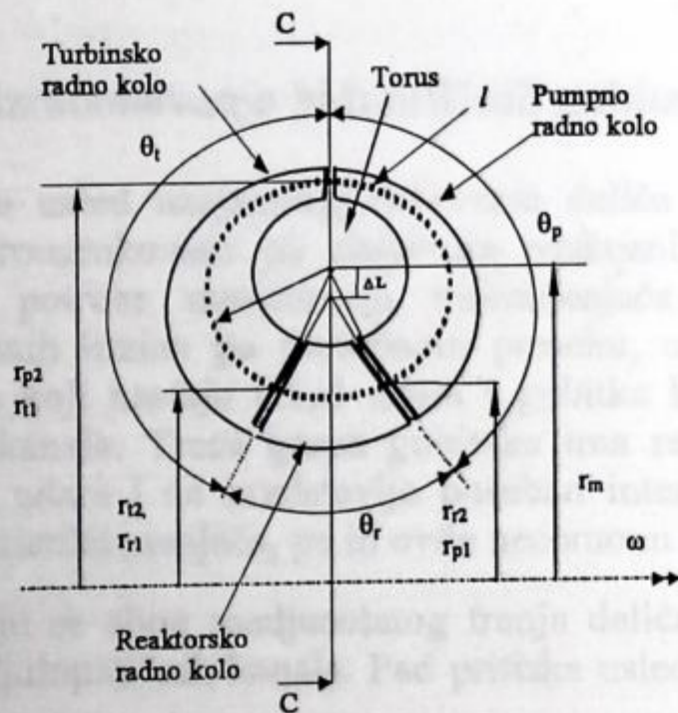
$$J_t \cdot \dot{\omega}_t + \rho \cdot S_t \cdot \frac{d\dot{V}}{dt} = -\rho \cdot \dot{V} \cdot \left[\left(R_{t2}^2 \cdot \omega_t - \left(\frac{\dot{V}}{A_{t2}} \right) \cdot R_{t2} \cdot \frac{1}{\text{tg}\beta_{t2}} \right) - \left(R_{p2}^2 \cdot \omega_p - \left(\frac{\dot{V}}{A_{p2}} \right) \cdot R_{p2} \cdot \frac{1}{\text{tg}\beta_{pr2}} \right) \right] - M_t, \quad (4.2.5)$$

$$J_r \cdot \dot{\omega}_r + \rho \cdot S_r \cdot \frac{d\dot{V}}{dt} = -\rho \cdot \dot{V} \cdot \left[\left(R_{r2}^2 \cdot \omega_r - \left(\frac{\dot{V}}{A_{r2}} \right) \cdot R_{r2} \cdot \frac{1}{\text{tg}\beta_{r2}} \right) - \left(R_{t2}^2 \cdot \omega_t - \left(\frac{\dot{V}}{A_{t2}} \right) \cdot R_{t2} \cdot \frac{1}{\text{tg}\beta_{t2}} \right) \right] + M_r, \quad (4.2.6)$$

gde indeksi u jednačinama (4.2.4 ÷ 4.2.6) označavaju:

- p, t, r – pumpno, turbinsko i reaktorsko kolo, respektivno,
- $1, 2$ – ulaz i izlaz iz lopatičnih kola,
- R [m] – radijus na srednjoj meridijanskoj strujnici,
- β [°] – ugao lopatica,
- A [m²] – površina međjulopatičnih kanala.

Meridijanski presek turbomenjača i geometrijski parametri za sva tri lopatična kola su dati na slici 4.5.



Slika 4.5 Meridijanski presek turbomenjača

Četvrta jednačina matematičkog modela za opis strujanja u turbomenjaču dobija se iz energetskog bilansa i glasi:

$$\frac{dE}{dt} = P_u - P_{gub}, \quad (4.2.7)$$

gde je:

- E [J] – energija radne tečnosti,
- P_u [W] – ukupna ulazna snaga,
- P_{gub} [W] – snaga koja se troši na gubitke,

pri čemu je ukupna ulazna snaga data relacijom:

$$P_u = M_p \cdot \omega_p + M_t \cdot \omega_t + M_r \cdot \omega_r,$$

a snaga gubitaka:

$$P_{gub} = \Delta p_{gub} \cdot \dot{V}.$$

Energetska jednačina kojom se bilansira energija radne tečnosti u radnom prostoru turbomenjača data je izrazom [30]:

$$E = E_{mehanicke} + \frac{1}{2} \cdot \rho \int_V c^2 dV = \frac{1}{2} \cdot (J_p \cdot \omega_p^2 + J_t \cdot \omega_t^2 + J_r \cdot \omega_r^2) + \left(\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot L_f \cdot \dot{V}^2 + \rho \cdot \dot{V} \cdot (S_p \cdot \omega_p + S_t \cdot \omega_t + S_r \cdot \omega_r) \right), \quad (4.2.8)$$

gde je:

- $L_f = \int_1^2 \frac{dl}{A \cdot \sin^2 \beta}$ [1/m] – linijska integraciona konstanta koja predstavlja inercioni otpor radne tečnosti pri ubrzavanju.

Da bi se adekvatno opisao rad turbomenjača i dobili kvalitetni rezultati, neophodno je uzeti u obzir i hidraulične gubitke kvantifikovane preko Δp_{gub} . Zato su u narednom odeljku prikazane jednačine za izračunavanje pada pritiska usled hidrauličnih gubitaka u turbomenjaču i izvršena je njihova implementacija u matematički model.

4.2.1. Matematički izrazi za izračunavanje hidrauličnih gubitaka

Hidraulični gubici nastaju usled uzajamnog delovanja delića čestica radne tečnosti i lepljenja čestica o zidove i prouzrokovani su dejstvom viskoznih sila. Pri uprošćenom posmatranju, koje zadovoljava potrebe modeliranja turbomenjača u sistemu automatske transmisije, uvodjenjem osrednjenih brzina po protočnom preseku, uzimamo u obzir gubitke usled trenja i vrtloženja, gubitke koji nastaju usled udara i gubitke koji nastaju usled naglog suženja ili proširenja protočnih kanala. Treća grupa gubitaka ima relativno malu vrednost u odnosu na gubitke zbog trenja i udara i ne predstavlja poseban interes u razmatranju uticaja parametara radnih kola na karakteristike menjača, pa ih ovde nećemo ni tretirati.

Gubici usled trenja javljaju se zbog medjusobnog trenja delića čestica radne tečnosti i zbog trenja tečnosti o zidove medjulopatičnih kanala. Pad pritiska usled trenja može se prikazati jednačinom:

$$\Delta p_{tr} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \sum_j (c_{trj} \cdot w_j^2), \quad (4.2.9)$$

gde je:

- Δp_{tr} [Pa] – pad pritiska usled trenja,
- c_{trj} [-] – koeficijenti trenja radne tečnosti,
- w_j [m/s] – relativne brzine radne tečnosti u radnim kolima turbomenjača.

Koeficijenti trenja radne tečnosti dobijaju se empirijskim putem i kreću se u granicama od 0,2 do 0,3 [30], a radi lakšeg proračuna uzeto je da su isti za sva tri lopatična kola.

Zamenom izraza za izračunavanje relativnih brzina radne tečnosti u radnim kolima turbomenjača u jednačini (4.2.9) dobija se relacija za pad pritiska koji nastaje usled trenja [30]:

$$\Delta p_{tr} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot c_{tr} \cdot \dot{V}^2 \cdot \left(\left(\frac{1}{A_{p2} \cdot \sin \beta_{p2}} \right)^2 + \left(\frac{1}{A_{t2} \cdot \sin \beta_{t2}} \right)^2 + \left(\frac{1}{A_{r2} \cdot \sin \beta_{r2}} \right)^2 \right), \quad (4.2.10)$$

a koja je pogodnija za dalji numerički tretman.

Gubici pri udaru javljaju se zbog nepodudaranja pravca relativne brzine sa pravcem tangente na skeletnicu lopatice na ulazu u lopatično kolo, a određuju se po sledećoj relaciji:

$$\Delta p_u = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \sum_j c_{uj} \cdot v_{uj}^2, \quad (4.2.11)$$

gde su:

- Δp_u [Pa] – pad pritiska koji nastaje usle udara,
- c_{uj} [-] – koeficijenti udara,
- v_{uj} [m/s] – brzine udara.

Koeficijenti udara određuju se eksperimentalno, ali se pokazalo da se za vrednosti $c_{uj} = 1$ [30], [86] dobija najbolje približavanje sa eksperimentalnim rezultatima.

Brzine udara predstavljaju razliku obimskih komponenti apsolutnih brzina radne tečnosti na izlazu iz jednog i ulazu u drugo lopatično kolo i računaju se na osnovu sledećih relacija [30], [86]:

$$\begin{aligned} v_{up} &= R_{r2} \cdot (\omega_r - \omega_p) + \frac{\dot{V}}{A_{r2}} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{p1}} - \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{r2}} \right), \\ v_{ut} &= R_{p2} \cdot (\omega_p - \omega_t) + \frac{\dot{V}}{A_{p2}} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{t1}} - \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{p2}} \right), \\ v_{ur} &= R_{t2} \cdot (\omega_t - \omega_r) + \frac{\dot{V}}{A_{t2}} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{r1}} - \frac{1}{\operatorname{tg} \beta_{t2}} \right). \end{aligned} \quad (4.2.12)$$

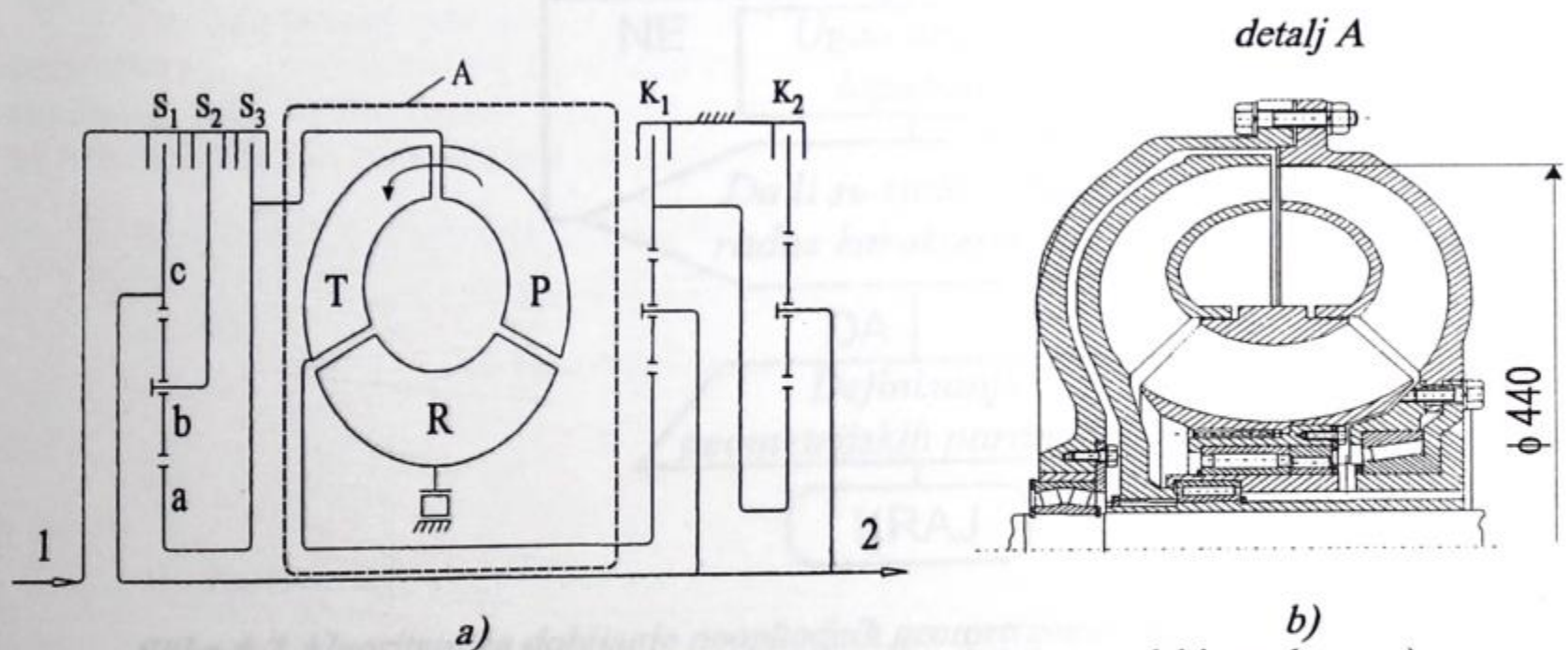
Zamenom relacije (4.2.8) u jednačini (4.2.7) i vrednosti obrtnih momenata iz relacija (4.2.4÷4.2.6) dobija se četvrta jednačina za modeliranje rada turbomenjača:

$$\begin{aligned}
 & \rho \cdot S_p \cdot \frac{d\omega_p}{dt} + \rho \cdot S_t \cdot \frac{d\omega_t}{dt} + \rho \cdot S_r \cdot \frac{d\omega_r}{dt} + \rho \cdot L_f \cdot \frac{dV}{dt} = \\
 & = \rho \cdot (R_{p2}^2 \cdot \omega_p^2 + R_{t2}^2 \cdot \omega_t^2 + R_{r2}^2 \cdot \omega_r^2 - \\
 & - R_{r2}^2 \cdot \omega_r \cdot \omega_p - R_{p2}^2 \cdot \omega_p \cdot \omega_t - R_{t2}^2 \cdot \omega_r \cdot \omega_t) - \\
 & - \left[\left(\frac{R_{p2}}{A_{p2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{p2}} \right) + \left(\frac{R_{r2}}{A_{r2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{r2}} \right) \right] \cdot \rho \cdot \dot{V} \cdot \omega_p - \\
 & - \left[\left(\frac{R_{t2}}{A_{t2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{t2}} \right) + \left(\frac{R_{p2}}{A_{p2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{p2}} \right) \right] \cdot \rho \cdot \dot{V} \cdot \omega_t - \\
 & - \left[\left(\frac{R_{r2}}{A_{r2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{r2}} \right) + \left(\frac{R_{t2}}{A_{t2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{t2}} \right) \right] \cdot \rho \cdot \dot{V} \cdot \omega_r - \Delta p_{gub}.
 \end{aligned} \tag{4.2.13}$$

4.2.2 Definisane geometrijskih parametara turbomenjača

Od pravilnog izbora parametara i geometrijskih veličina automatskog turboplanetarnog menjača, a pre svega turbomenjača, zavise vučne karakteristike izabranog vozila. U magistarskom radu [75] je učinjen pokušaj da se pronadje optimalno rešenje automatskog turboplanetarnog menjača koje bi zadovoljilo neophodne dinamičke i ekonomske pokazatelje i uspešno ostvarilo usaglašavanje rada motora i menjača.

Turbomenjač koji je u ovoj disertaciji analiziran sastavni je deo automatskog menjača koji bi se ugradjivao u autobuse gradskog saobraćaja, čija je kinematska šema data na slici 4.6-a).

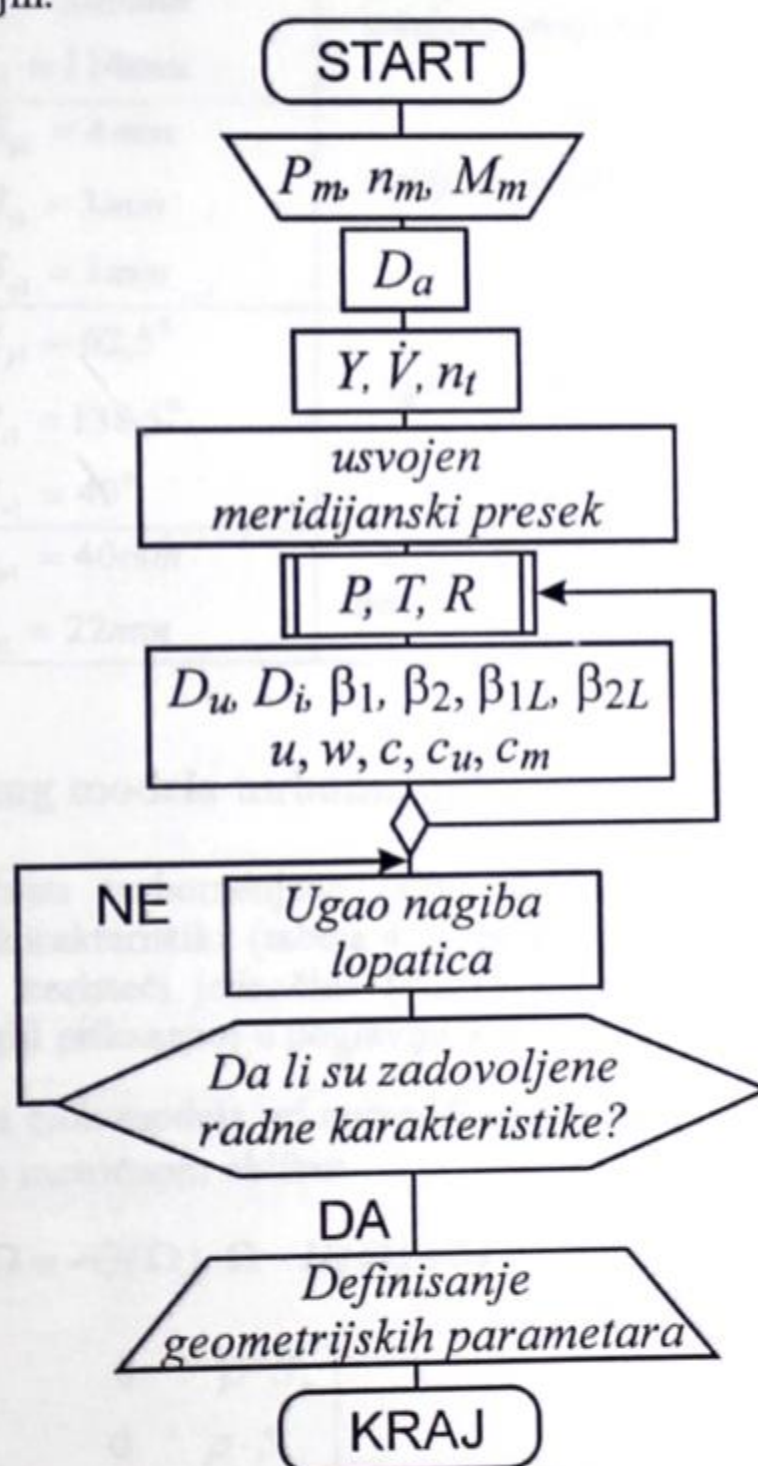


Slika 4.6 Kinematska šema automatskog menjača za gradski autobus – a) i meridijanski presek turbomenjača $D_s=440$ mm – b)

U pomenutoj magistarkoj tezi definisani su matematički izrazi neophodni za proračun turbomenjača bazirani na jednodimenzionalnom modelu strujanja radne tečnosti (definisanje geometrijskih parametara na srednjoj strujnici, na ulazu i izlazu iz radnih kola). Na osnovu tih matematičkih izraza formiran je algoritam za proračun osnovnih geometrijskih parametara turbomenjača (slika 4.7). Korišćenjem tog algoritma i metode sukcesivnih aproksimacija napisan je odgovarajući program u MathCad (prilog A).

Algoritam proračuna turbomenjača sastoji se u:

- određivanju zavisnosti izmedju osnovnih geometrijskih parametara lopatičnog sistema, i
- određivanju oblika površina lopatica radnih kola pri čemu su iz prethodne faze poznati: protok, napor, broj obrtaja, oblik i dimenzije cirkulacionog prostora u meridijanskom preseku, prečnici i uglovi nagiba srednje strujnice na ulazu u radna kola i na izlazu iz njih.



Slika 4.7 Algoritam za dobijanje neophodnih geometrijskih parametara turbomenjača

Prilikom proračuna geometrijskih parametara turbomenjača, dobijena je vrednost za aktivni prečnik cirkulacije $D_a = 440\text{mm}$ (slika 4.6–b), a ostale važne proračunske dimenzije date su u tabeli 4.1. Pri tome je usvojeno da u radnom prostoru struji radna tečnost gustine $\rho = 850\text{kg/m}^3$, viskoznosti $\nu = 3,73\text{CCT}$ pri temperaturi $t = 100^\circ\text{C}$ [72]. Pogonski motor je M.A.N. D2866 UM.

Tabela 4.1 Prikaz podataka osnovnih dimenzija turbomenjača koje su korišćene pri njegovom proračunu

Dimenzije radnog prostora na ulazu u lopatična kola		Dimenzije radnog prostora na izlazu iz lopatičnih kola	
<i>poluprečnici na srednjoj strujnici</i>	$R_{p1} = 119\text{mm}$ $R_{t1} = 209\text{mm}$ $R_{r1} = 114\text{mm}$	<i>poluprečnici na srednjoj strujnici</i>	$R_{p2} = 209\text{mm}$ $R_{t2} = 119\text{mm}$ $R_{r2} = 114\text{mm}$
<i>debljine lopatica</i>	$\delta_{p1} = 4\text{mm}$ $\delta_{t1} = 3\text{mm}$ $\delta_{r1} = 3\text{mm}$	<i>debljine lopatica</i>	$\delta_{p2} = 2,5\text{mm}$ $\delta_{t2} = 1\text{mm}$ $\delta_{r2} = 2\text{mm}$
<i>uglovi lopatica</i>	$\beta_{p1} = 62,5^\circ$ $\beta_{t1} = 138,5^\circ$ $\beta_{r1} = 40^\circ$	<i>uglovi lopatica</i>	$\beta_{p2} = 60^\circ$ $\beta_{t2} = 35^\circ$ $\beta_{r2} = 147^\circ$
<i>širine kanala u meridijanskoj ravni</i>	$b_{p1} = 40\text{mm}$ $b_{t1} = 22\text{mm}$	<i>širine kanala u meridijanskoj ravni</i>	$b_{p2} = 22\text{mm}$ $b_{t2} = 40\text{mm}$

4.2.3 Formiranje numeričkog modela turbomenjača

Po završenom proračunu turbomenjača (slika 4.6–b), definisanjem geometrijskih parametara i njegovih radnih karakteristika (tabela 4.1), pristupilo se modeliranju i numeričkoj simulaciji rada turbomenjača, koristeći jednačine (4.2.14 ÷ 4.2.17), sa pogonskim motorom M.A.N. D2866, i po metodologiji prikazanoj u poglavlju 4.2.

Radi lakšeg postavljanja blok modela pri numeričkoj simulaciji, jednačine (4.2.4), (4.2.5), (4.2.6) i (4.2.13) prikazane su u matričnom obliku:

$$J \cdot \dot{\Omega} = -G(\Omega) \cdot \Omega - H(\Omega) + M, \quad (4.2.14)$$

gde je:

$$J = \begin{bmatrix} J_p & 0 & 0 & \rho \cdot S_p \\ 0 & J_t & 0 & \rho \cdot S_t \\ 0 & 0 & J_r & \rho \cdot S_r \\ \rho \cdot S_p & \rho \cdot S_t & \rho \cdot S_r & \rho \cdot L_f \end{bmatrix} \text{ – matrica inercije,}$$

- $\Omega = \begin{bmatrix} \omega_p & \omega_t & \omega_r & \dot{V} \end{bmatrix}^T$ – vektor ugaonih brzina i protoka,
- $H(\Omega) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \Delta p_{gub} \end{bmatrix}^T$ – vektor gubitaka,
- $M = \begin{bmatrix} M_p & M_t & M_r & 0 \end{bmatrix}^T$ – vektor obrtnih momenata,
- $G(\Omega) = \begin{bmatrix} 0 & g^T \\ -g & 0 \end{bmatrix}$,
- $g(\Omega) = \begin{bmatrix} g_p & g_t & g_r \end{bmatrix}$.

Članovi prethodne matrice računaju se pomoću sledećih relacija [30]:

$$g_p = \rho \cdot \left[\left(R_{p2} \cdot \omega_p - \frac{\dot{V}}{A_{p2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{p2}} \right) \cdot R_{p2} - \left(R_{r2} \cdot \omega_r - \frac{\dot{V}}{A_{r2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{r2}} \right) \cdot R_{r2} \right], \quad (4.2.15)$$

$$g_t = \rho \cdot \left[\left(R_{t2} \cdot \omega_t - \frac{\dot{V}}{A_{t2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{t2}} \right) \cdot R_{t2} - \left(R_{p2} \cdot \omega_p - \frac{\dot{V}}{A_{p2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{p2}} \right) \cdot R_{p2} \right], \quad (4.2.16)$$

$$g_r = \rho \cdot \left[\left(R_{r2} \cdot \omega_r - \frac{\dot{V}}{A_{r2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{r2}} \right) \cdot R_{r2} - \left(R_{t2} \cdot \omega_t - \frac{\dot{V}}{A_{t2}} \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\beta_{t2}} \right) \cdot R_{t2} \right]. \quad (4.2.17)$$

Korišćenjem izraza (4.2.14), (4.2.15)÷(4.2.17), napisan je programski modul u programskom paketu MatLab/SIMULINK (prilog B) na osnovu čijih rezultata se mogu dobiti uporedne dijagramske zavisnosti sledećih relevantnih veličina:

- koeficijenta transformacije,
- stepena korisnosti,
- momenata na lopatičnim kolima.

Faktor kapacitivnosti obrtnog momenta pumpnog kola (u zapadnoj literaturi) i faktor promene obrtnog momenta turbomenjača (u sovjetskoj literaturi, a u suštini predstavlja analognu veličinu) izračunati su pomoću sledećih izraza [21],[30]:

$$C = \frac{\omega_p}{\sqrt{M_p}} = \frac{1}{\sqrt{\lambda_{Mp} \cdot \rho \cdot D_a^5}}, \quad (4.2.24)$$

$$\lambda_{Mp} = \frac{M_p}{\rho \cdot D_a^5 \cdot \omega_p^2}, \quad (4.2.25)$$

gde su:

- $C \left[\frac{o/s}{\sqrt{Nm}} \right]$ – faktor kapacitivnosti,

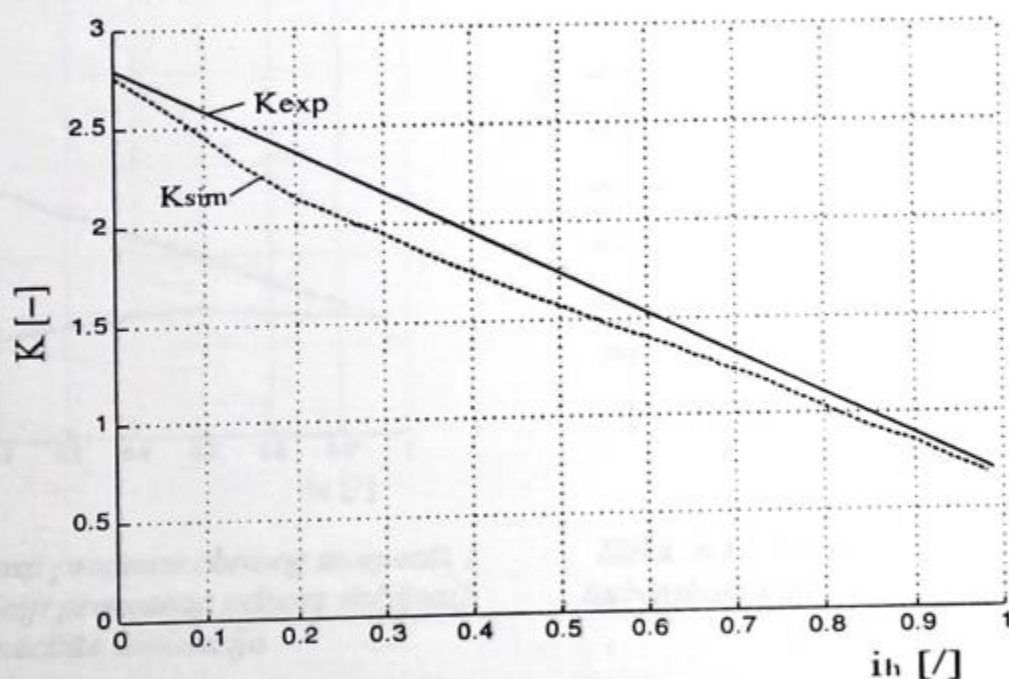
- λ_{Mp} [-] – faktor promene obrtnog momenta,
- ω_p [rad/s] – ugaona brzina pumpnog kola,
- M_p [Nm] – obrtni moment na pumpnom kolu,
- D_a [m] – aktivni prečnik cirkulacije,
- ρ [kg/m³] – gustina radne tečnosti.

4.2.4 Analiza rezultata numeričke simulacije rada turbomenjača i ocena njegovog kvaliteta

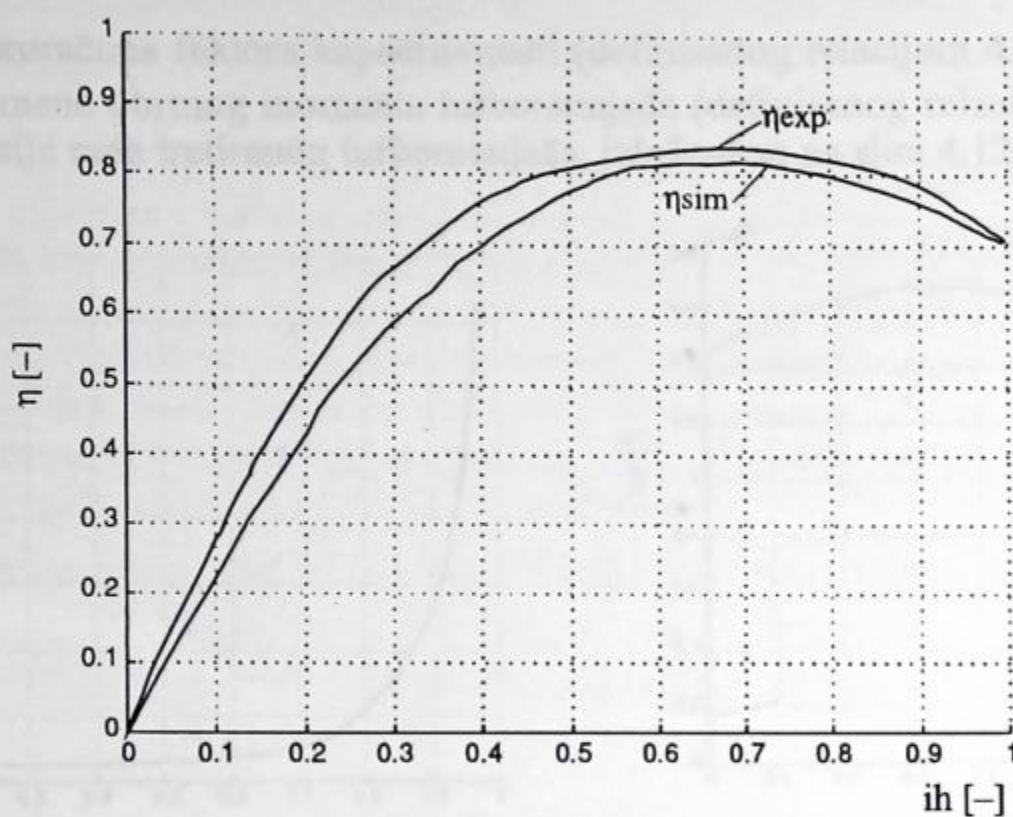
Da bi se proverila tačnost formiranog modela, potrebno je rezultate numeričke analize uporediti sa eksperimentalnim. Kao reprezentativni uzorak, na osnovu koga je proverena validnost formiranog matematičkog modela uzet je turbomenjač istog prečnika $D_a = 440 \text{ mm}$ koji je eksperimentalno ispitan [72], a čiji geometrijski parametri ogovaraju našem turbomenjaču.

Turbomenjač koji je eksperimentalno ispitan [72] bio je ugradjen na traktoru guseničaru, snage 120–130 kW. Prenosni odnos na računskom režimu rada iznosi $i_h = 0,65$, a obrtni moment na računskom režimu $M_p = 736 \text{ Nm}$, pri $n_p = 24,5 \text{ o/s}$.

Na slikama 4.8 i 4.9 prikazani su uporedni rezultati numeričke i eksperimentalne analize za koeficijent transformacije i stepen korisnosti datog turbomenjača [72], kada je prikazani turbomenjač matematički izmodeliran i uradjena njegova simulacija u programskom paketu MATLAB–Simulink. Izvesno odstupanje rezultata nastaje zbog nepoznavanja mase datog menjača koji je eksperimentalno ispitan, odnosno momenata inercije pojedinih lopatičnih kola, kao i nepoznavanja zavisnosti protoka u turbomenjaču u funkciji radnih režima. Uključivanjem u proces simulacije i tih neophodnih i relevantnih parametara, s pravom se može očekivati da ovaj model omogućuje dobijanje kvalitetnih radnih krivih i da može poslužiti kako pri modeliranju i simulaciji rada turbomenjača kao posebne komponente, tako i u sistemu automatskog prenosnika, a na taj način znatno smanjiti cenu eksperimentalnih ispitivanja i proces projektovanja.

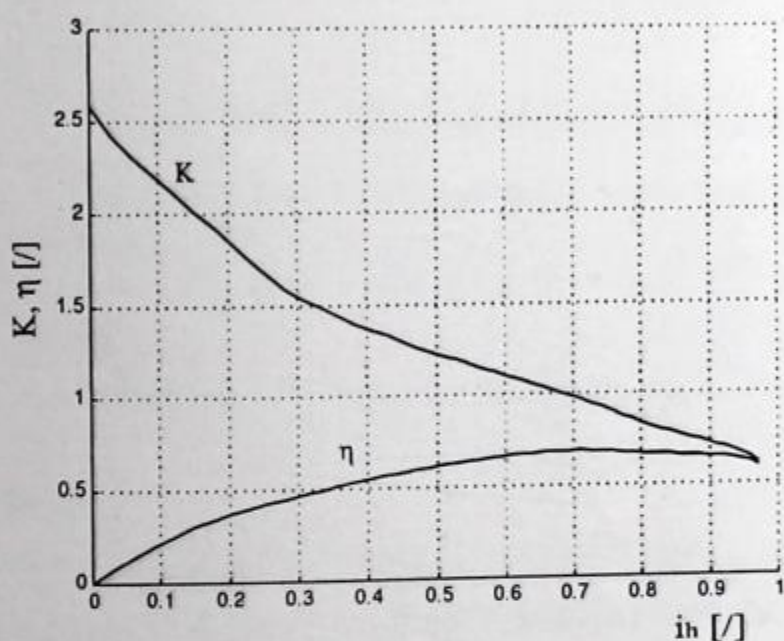


Slika 4.8 Uporedni prikaz zavisnosti koeficijenta transformacije turbomenjača dobijenog matematičkim modelom (K_{sim}) i eksperimentalno (K_{exp}) [72]

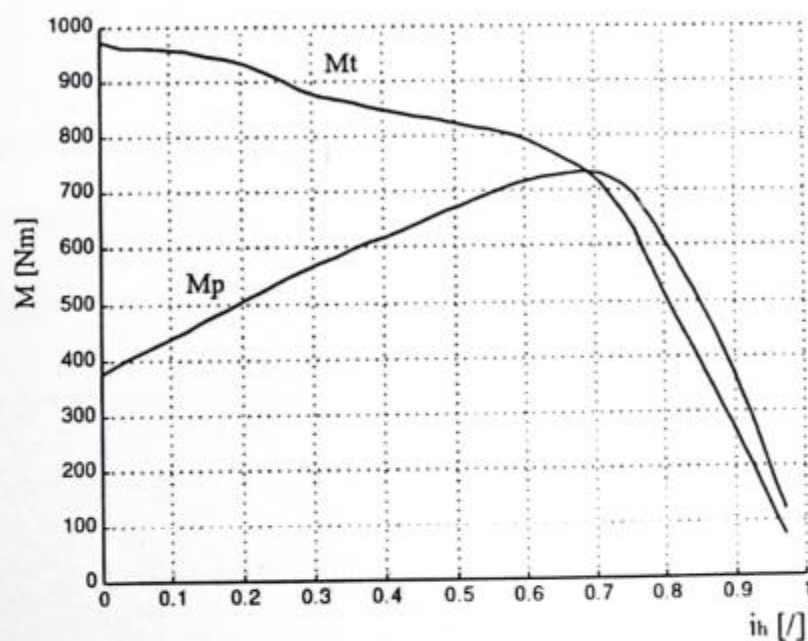


Slika 4.9 Uporedni prikaz zavisnosti stepena korisnosti dobijenog matematičkim modelom i eksperimentalno [72]

Nakon verifikacije matematičkog modela pristupilo se simulaciji rada našeg turbomenjača pri njegovoj sprezi sa motorom M.A.N D 2866, u programskom paketu MATLAB/Simulink, čiji su rezultati predstavljeni u grafičkom obliku. Na slici 4.10 prikazane su bezdimenzione karakteristike menjača, kao što su koeficijent promene obrtnog momenta i stepen korisnosti, a na slici 4.11 dimenzione karakteristike, odnosno obrtni moment na pumpnom i turbinskom kolu. Spega motora i turbomenjača je ostvarena po spoljno-brinskoj karakteristici tj. pri 100% komandi pedale "gasa.

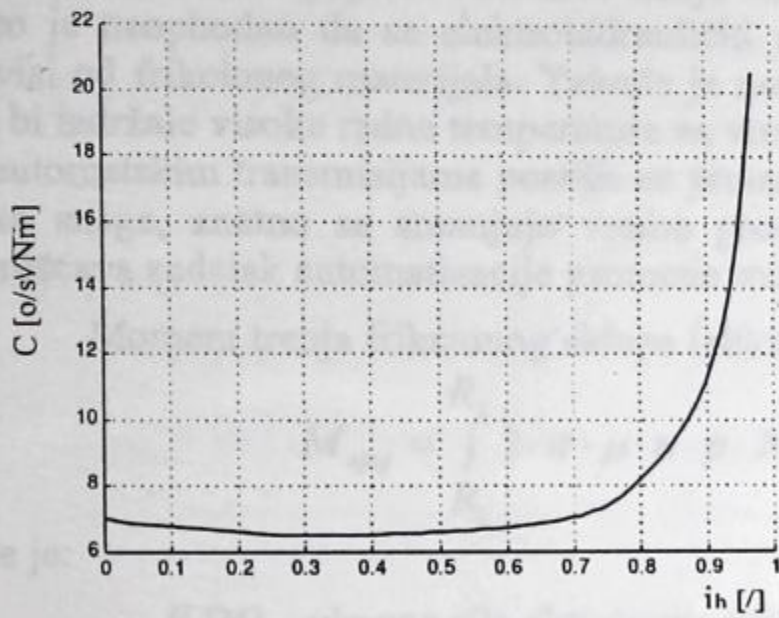


Slika 4.10 Prikaz zavisnosti promene obrtnog momenta i stepena korisnosti u funkciji prenosnog odnosa dobijenih putem numeričke simulacije

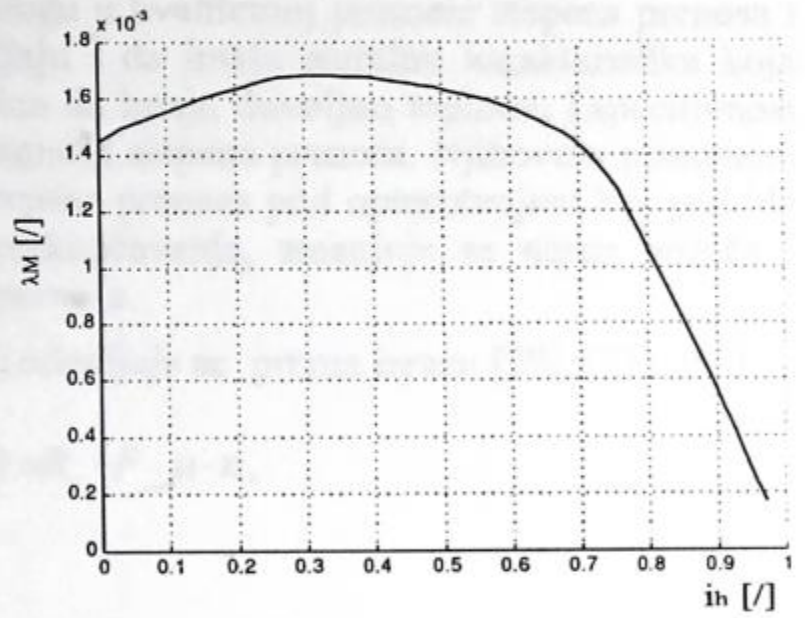


Slika 4.11 Prikaz zavisnosti momenta na pumpnom i turbinskom kolu u funkciji prenosnog odnosa dobijenih putem numeričke simulacije

Rezultati proračuna faktora kapacitivnosti (definisanoj relacijom 4.2.24) [22], [23], [32], [50], i faktora promene obrtnog momenta turbomenjača (definisanoj relacijom 4.2.25), prilikom numeričke simulacije rada tretiranog turbomenjača, izloženi su na slici 4.12 i slici 4.13.



Slika 4.12 Prikaz zavisnosti faktora kapacitivnosti turbomenjača u funkciji prenosnog odnosa



Slika 4.13 Prikaz zavisnosti faktora promene obrtnog momenta turbomenjača u funkciji prenosnog odnosa

Analizom rezultata zaključuje se da se radi o prozračnom turbomenjaču koji zadovoljava potrebe ugradnje u transportno motorno vozilo. (Preporuke za turbomenjač koji se ugradjuje u transportno motorno vozilo su: za koeficijent transformacije obrtnog momenta na startnom režimu $K_0 = 2 \div 3$ i stepen korisnosti $\eta_{max} = 0,85 \div 0,92$) [72].

Ukupna sila stvarajuća trenja u klipu, izračunava se na sledećim izrazima:

$$F = F_1 + F_2 + F_3$$

gde su:

F_1 [N] – sila koja deluje na klip usled stvarajućeg pritiska

F_2 [N] – sila pritiska radne tečnosti na klip usled stvarajućeg pritiska

F_3 [N] – sila koja deluje na klip usled stvarajućeg pritiska

Sila koja deluje na klip usled stvarajućeg pritiska računa se na sledeći način:

$$F_1 = p_a \cdot A_p$$

gde je:

p_a [Pa] – statički pritisak

A_p [m²] – ukupna površina pritiska

Preporučuje se da se statički pritisak radne tečnosti p_a u toku rada ograničava od 3 do 16 bar [72], jer ako je ovaj pritisak veći, može doći do napiranja hidrauličkog sistema.

4.3 Matematički izrazi za određivanje momenta trenja frikcionih spojnika i kočnica

Frikcione spojnice i kočnice imaju važnu ulogu u kvalitetnoj promeni stepena prenosa i zato je neophodno da se elektrohidraulički upravljaju i da imaju stabilnu karakteristiku koja zavisi od frikcionog materijala. Takođe je neophodno da imaju dovoljnu toplotnu kapacitivnost da bi izdržale visoke radne temperature za vreme promene stepena prenosa. Njihovom primenom u automatskim transmisijama postiže se promena stepena prenosa pod opterećenjem bez prekida toka snage, znatno se smanjuje vreme procesa prekopčavanja, smanjuje se napor vozača i uprošćava zadatak automatizacije promene stepena prenosa.

Moment trenja frikcionog sklopa (slika 4.14) određuje se prema izrazu [29], [71], [93]:

$$M_{spoj} = \int_{R_1}^{R_2} 2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot n \cdot p \cdot R^2 \cdot dR = R_c \cdot F \cdot \mu \cdot n, \quad (4.3.1)$$

gde je:

- F [N] – ukupna sila aktiviranja frikcionog sklopa,
- p [Pa] – pritisak na dodirnim površinama frikcionog sklopa,
- μ [-] – koeficijent trenja,
- R [m] – tekući radijus položaja radne tečnosti,
- n [-] – broj dodirnih površina,
- R_c [m] – srednji poluprečnik trenja.

Ukupna sila aktiviranja frikcionog sklopa, izvedenog kao na slici 4.14, definisana je sledećim izrazom:

$$F = F_{st} + F_{cf} - F_{op}, \quad (4.3.2)$$

gde su:

- F_{st} [N] – sila koja deluje na klip usled statičkog pritiska radne tečnosti;
- F_{cf} [N] – sila pritiska radne tečnosti na klip usled dejstva centrifugale sile;
- F_{op} [N] – sila koja deluje na klip od sistema povratnih opruga klipa.

Sila koja deluje na klip usled statičkog pritiska radne tečnosti je:

$$F_{st} = p_{st} \cdot A_{sp}. \quad (4.3.3)$$

gde je:

- p_{st} [Pa] – statički pritisak ulja,
- A_{sp} [m²] – ukupna dodirna površina trenja.

Preporučuje se da se statički pritisak radne tečnosti p_{st} u radnom cilindru kreće u granicama od 5 do 15 bar [29], [72], jer ukoliko bi ovaj pritisak bio veći od 15 bar javile bi se teškoće u zaptivanju hidrauličkog sistema.

Ukupna dodirna površina trenja se računa po:

$$A_{sp} = (R_2^2 - R_1^2) \cdot \pi \cdot n, \quad (4.3.4)$$

gde su:

- R_2 i R_1 [m] – spoljni i unutrašnji poluprečnici dodirnih površina lamela.

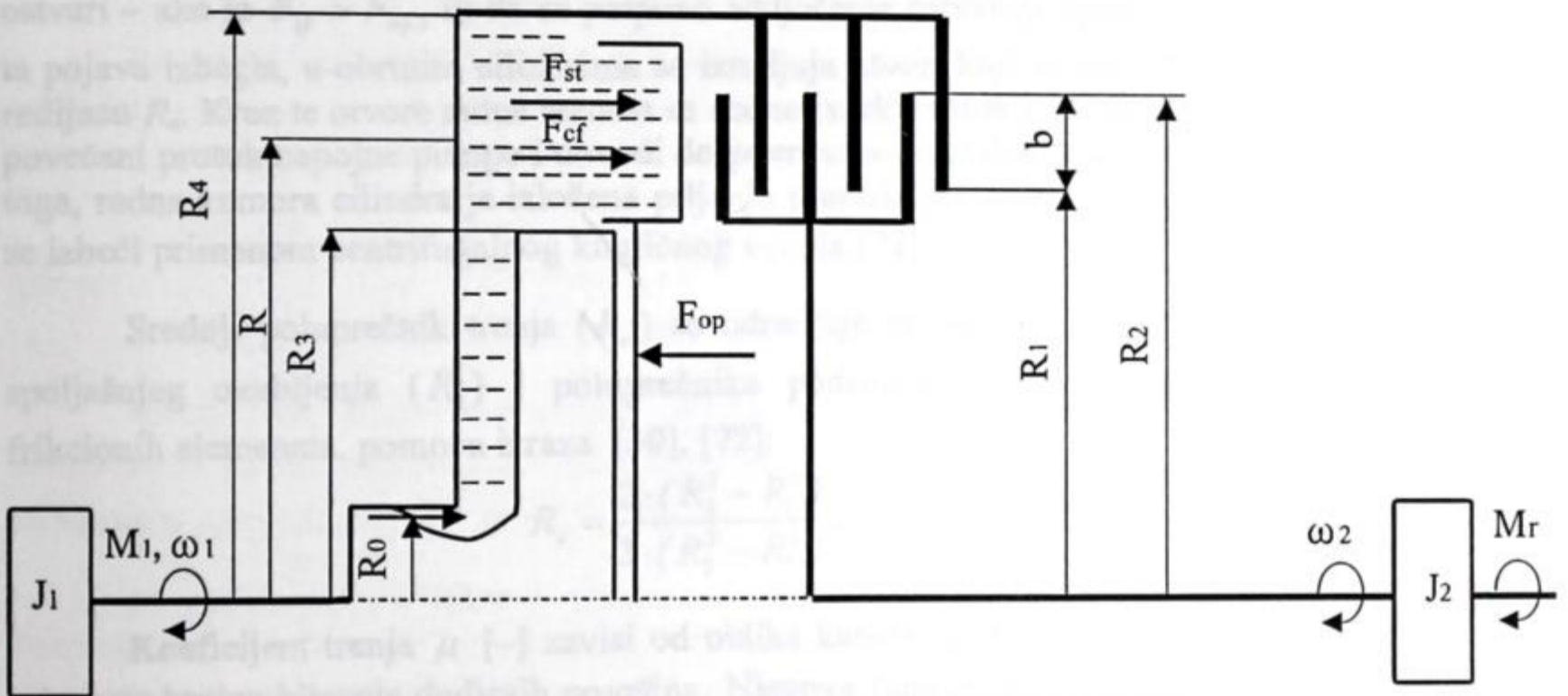
Sila koja deluje na klip od sistema povratnih opruga dobija se kao proizvod krutosti opruge (c_{op}), ugiba (f) i broja opruga (z_{op}):

$$F_{op} = c_{op} \cdot f \cdot z_{op},$$

$$f = f_u + h, \quad (4.3.5)$$

gde je:

- f_o [m] – početni ugib,
- h [m] – radni hod klipa.



Slika 4.14 Matematički model frikcionih spojnica

Promena pritiska pri dejstvu centrifugalnih sila radne tečnosti koja se javlja pri obrtanju radnog cilindra frikcionih spojnica je:

$$dp_c = \rho \cdot \omega^2 \cdot R \cdot dR, \quad (4.3.6)$$

gde je:

- p_c [Pa] – pritisak u hidrocilindru usled dejstva centrifugalne sile na radnu tečnost;
- ρ [kg/m³] – gustina radne tečnosti;
- ω [s⁻¹] – ugaona brzina radnog cilindra;
- R [m] – tekući radijus položaja radne tečnosti.

Integraljenjem jednačine (4.3.6) dobija se vrednost pritiska na tekućem radijusu:

$$p_c = \int_{R_0}^R \rho \cdot \omega^2 \cdot R \cdot dR = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (R^2 - R_0^2), \quad (4.3.7)$$

odnosno vrednost centrifugalne sile radne tečnosti sa unutrašnjim poluprečnikom R_3 i spoljašnjim poluprečnikom R_4 :

$$F_{cf} = \int_{R_3}^{R_4} p_c \cdot 2 \cdot R \cdot \pi \cdot dR = \frac{\pi \cdot \rho \cdot \omega^2}{4} \cdot [R_4^4 - R_3^4 - 2 \cdot R_0^2 \cdot (R_4^2 - R_3^2)] \quad (4.3.8)$$

Kako je najčešće poluprečnik R_0 mnogo manji od R_4 , u izrazu (4.3.8) drugi član se može zanemariti, pa relacija (4.3.8) postaje:

$$F_{cf} = \frac{\pi \cdot \rho \cdot \omega^2}{4} \cdot [R_4^4 - R_3^4] \quad (4.3.9)$$

Sila pritiska usled dejstva centrifugalne sile na radnu tečnost prema relaciji (4.3.9) ima konstantnu vrednost posle rasterećenja radne komore hidrocilindra. Kada se klip hidrocilindra vraća pomoću opruga, sili pritiska usled dejstva centrifugalne sile na radnu tečnost F_{cf} se suprotstavlja sila povratnih opruga F_{op} . Pri tome može da se desi da se potpuno isključenje ne ostvari – ako je $F_{cf} > F_{op}$, ili da se potpuno isključenje ostvaruje sporo, sa kašnjenjem. Da bi se ta pojava izbegla, u obrtnim cilindrima se izradjuju otvori koji se nalaze na radijusu približnom radijusu R_4 . Kroz te otvore radna tečnost se stalno istiskuje dok je spojnica uključena, što zahteva povećani protok napojne pumpe i dovodi do povećanja gubitaka i zagrevanja radne tečnosti. Sem toga, radna komora cilindra je izložena prljanju produktima centrifugiranja. Ovi nedostaci mogu se izbeći primenom centrifugalnog kugličnog ventila [72].

Srednji poluprečnik trenja (R_c) se određuje na osnovu poluprečnika podeonog kruga spoljašnjeg ozubljenja (R_2) i poluprečnika podeonog kruga unutrašnjeg ozubljenja (R_1) frikcionih elemenata, pomoću izraza [30], [72]:

$$R_c = \frac{2 \cdot (R_2^3 - R_1^3)}{3 \cdot (R_2^2 - R_1^2)} \quad (4.3.10)$$

Koeficijent trenja μ [-] zavisi od oblika kanala za podmazivanje, specifičnog pritiska i relativne brzine klizanja dodirnih površina. Njegova funkcionalna zavisnost može biti prikazana grafički (slika 4.15) ili putem analitičkih zavisnosti dobijenih eksperimentalnim putem (4.3.11) i (4.3.12) [6], [29]:

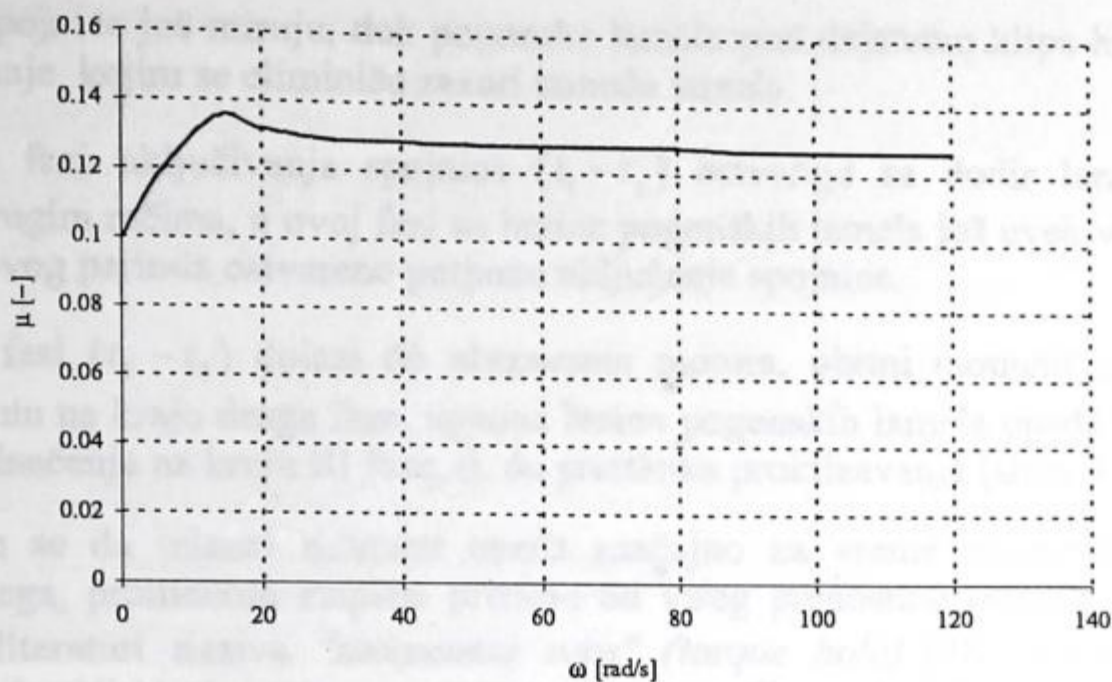
$$\mu = 0.1316 + 0.0001748 \cdot |\Delta\omega_{spoj}|, \quad (4.3.11)$$

$$\Delta\omega_{spoj} = \omega_1 - \omega_2,$$

$$\mu(t) = 0.17 - 0.16 \cdot \bar{v}(t) + 0.16 \cdot \bar{v}(t)^2, \quad (4.3.12)$$

gde su:

- $\Delta\omega_{spoj}$ [rad/s] – razlika ugaonih brzina pogonskih i gonjenih lamela frikcionog sklopa,
- ω_1, ω_2 [rad/s] – ugaone brzine pogonskih i gonjenih lamela frikcionog sklopa, respektivno
- $\bar{v}(t)$ [m/s] – srednja brzina klizanja.



Slika 4.15 Zavisnost koeficijenta trenja od ugaone brzine [19]

Pri projektovanju frikcionog sklopa potrebno je odrediti maksimalni moment trenja koji on treba da prenese. Izmedju maksimalnog momenta trenja frikcionog sklopa i momenta motora, odnosno nominalnog momenta za proračun, postoji zavisnost:

$$M_{spoj} = \beta_r \cdot M_m, \quad (4.3.13)$$

gde je:

- β_r [-] – koeficijent rezerve frikcionog sklopa.

Koeficijent rezerve frikcionog sklopa za frikционе parove koji rade okvašeni radnom tečnošću, za putnička motorna vozila, kreće se u granicama $\beta_r = 1,3 \div 1,7$, a za teretna vozila i autobuse u granicama $\beta_r = 1,6 \div 2,5$ [28].

U zavisnosti od vrste i namene vozila, mesta i uloge frikcionog sklopa, vrednost koeficijenta rezerve može biti manja ili veća od navedene. Ako se frikciono sklopovi koriste samo u procesu promene stepena prenosa, onda se ide na niže vrednosti koeficijenta β_r , a ukoliko se koriste kao glavna spojnica, ili u funkciji radnih kočnica, uzimaju se veće vrednosti.

U poslednjih desetak godina veliki broj autora je prikazao mnoštvo modela za simulaciju promene stepena prenosa u automatskoj transmisiji vozila. Pri promeni stepena prenosa upravlja se lamelastim spojnicama i kočnicama. Pre razvoja odgovarajućeg numeričkog modela neophodno je postaviti diferencijalne jednačine ponašanja spojnica pri njihovom blokiranju i deblokiranju (*stick-slip* efekat). Prilikom analize procesa uključivanja lamelastih spojnica (i kočnica) utvrđene su tri karakteristične faze:

- uklanjanje zazora izmedju lamela frikcione spojnice;
- povećanje pritiska u hidrocilindru kojim se ostvaruje proklizavanje lamela (momentna faza ili faza proklizavanja [33]);
- nastavak povećanja pritiska kojim se postiže spajanje lamela bez proklizavanja (inerciona faza [33]).

U prvoj fazi ($t_0 - t_1$) (slika 4.16) maksimalna vrednost momenta spojnice jednaka je momentu otpora ($M_{s2} \leq M_r$), a ugaona brzina gonjenog elementa je jednaka nuli. U ovoj fazi,

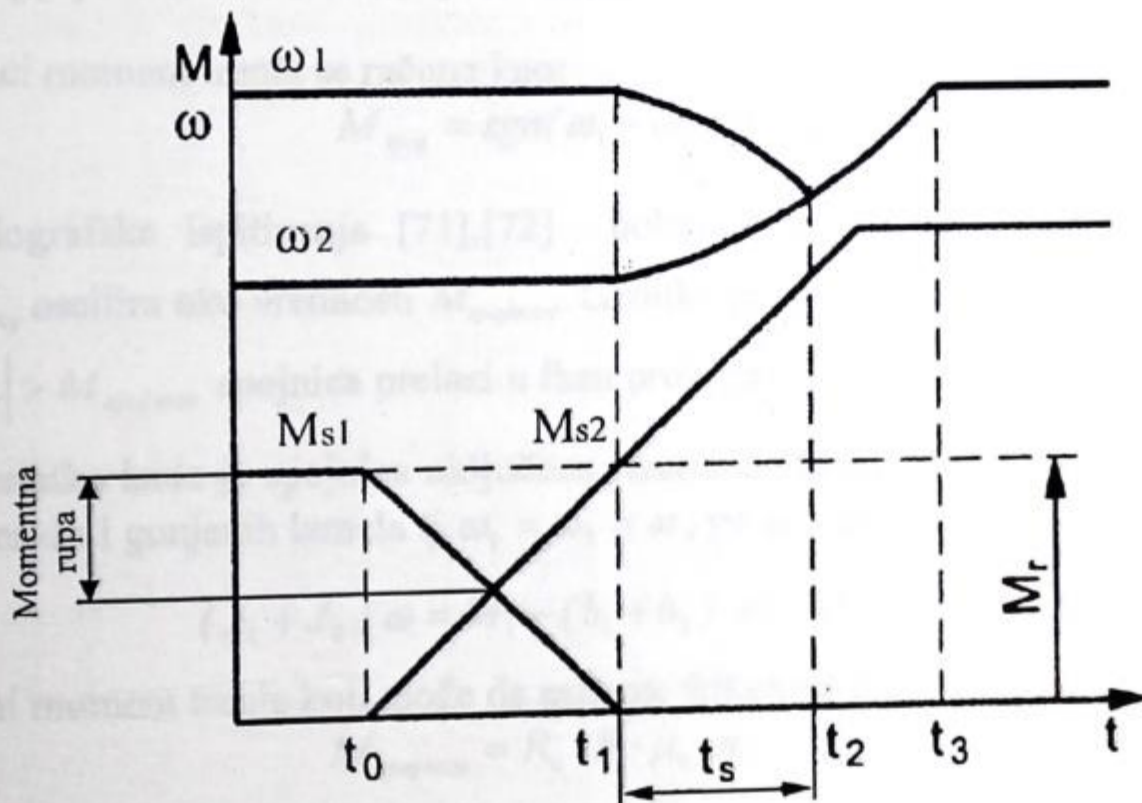
gonjene lamele spojnice još miruju, dok pogonske lamele pod dejstvom klipa hidrocilindra vrše translatorno kretanje kojim se eliminišu zazori između lamela.

U drugoj fazi uključivanja spojnice ($t_1 - t_2$) ostvaruje se dodir lamela uz njihovo proklizavanje. Drugim rečima, u ovoj fazi su brzine pogonskih lamela još uvek veće od gonjenih, iako je na kraju ovog perioda ostvareno potpuno uključenje spojnice.

U trećoj fazi ($t_2 - t_3$) dolazi do ubrzavanja motora, obrtni moment zadržava najveću vrednost dostignutu na kraju druge faze, ugaona brzina pogonskih lamela opada, a gonjenih raste do njihovog izjednačenja na kraju III faze, tj. do prestanka proklizavanja (slika 4.16).

Primećuje se da izlazni moment opada značajno za vreme momentne faze. Ovo je izazvano, pre svega, promenom stepena prenosa od višeg prenosnog odnosa na niži i taj pad momenta se u literaturi naziva "momentna rupa" (*torque hole*) [48]. Primenom frikcionih spojnica teško je dostići idealnu promenu stepena prenosa, ali se, i pored toga, one danas najčešće koriste u većini modernih automatskih transmisija.

Ako se gonjene lamele frikcionih spojnica isključe suviše kasno, lamele spojnice se "bore" jedne protiv drugih i bivaju "vezane" ("*bindup*" ili "*tie-up*" [33], [48]). Ova pojava izaziva uvećanje pada momenta, više nego što je neophodno, dajući vozaču osećaj smanjenja snage. Ako se gonjene lamele spojnica isključe suviše rano, pogonske lamele frikcionih spojnice nisu u mogućnosti da izbalansiraju moment motora. Tada motor ubrzava primetno i nastaje takozvano "rasplamsavanje" ("*flare*" [48]). Obe ove pojave su nepoželjne, pri čemu vozač više primećuje tzv. "rasplamsavanje".



Slika 4.16 Ilustracija procesa promene stepena prenosa

4.3.1 Matematički model procesa uključivanja frikcionog sklopa

U ovom poglavlju prikazane su diferencijalne jednačine koje opisuju proces uključivanja frikcionu spojnicu (slika 4.14) (momentna faza) [70]:

$$\begin{aligned} J_1 \cdot \dot{\omega}_1 &= M_1 - b_1 \cdot \omega_1 - M_{spoj}, \\ J_2 \cdot \dot{\omega}_2 &= M_{spoj} - b_2 \cdot \omega_2 - M_r, \end{aligned} \quad (4.3.14)$$

gde su:

- J_1 [kgm²] – moment inercije obrtnih masa redukovano na ulazno vratilo,
- J_2 [kgm²] – moment inercije obrtnih masa redukovano na izlazno vratilo,
- M_1 [Nm] – obrtni moment na ulaznom vratilu,
- M_r [Nm] – ukupni moment otpora kretanju,
- M_{spoj} [Nm] – moment trenja frikcionu spojnicu,
- b_1 [Nms/rad] – koeficijent viskoznog trenja ulaznog vratila,
- b_2 [Nms/rad] – koeficijent viskoznog trenja izlaznog vratila.

U fazi proklizavanja, maksimalni moment trenja koji prenosi frikciona spojnicu je:

$$M_{spoj\ max} = R_c \cdot F \cdot \mu_d \cdot n, \quad (4.3.15)$$

gde je:

- μ_d [-] – dinamički koeficijent trenja.

Tekući moment trenja se računa kao:

$$M_{spoj} = \text{sgn}(\omega_1 - \omega_2) M_{spoj\ max}. \quad (4.3.16)$$

Oscilografska ispitivanja [71],[72] pokazala su da posle $t = 0,02 - 0,08$ s moment spojnicu M_{spoj} oscilira oko vrednosti $M_{spoj\ max}$. Ukoliko je $|M_{spoj}| \leq M_{spoj\ max}$ spojnicu je uključena, a ako je $|M_{spoj}| > M_{spoj\ max}$ spojnicu prelazi u fazu proklizavanja.

U trenutku kada je spojnicu uključena (inerciona faza), dolazi do izjednačavanja ugaonih brzina pogonskih i gonjenih lamela tj. $\omega_1 = \omega_2 = \omega$, pa se jednačina (4.3.14) transformiše u:

$$(J_1 + J_2) \dot{\omega} = M_1 - (b_1 + b_2) \cdot \omega - M_r, \quad (4.3.17)$$

a maksimalni moment trenja koji može da prenese frikciona spojnicu je:

$$M_{spoj\ max} = R_c \cdot F \cdot \mu_s \cdot n, \quad (4.3.18)$$

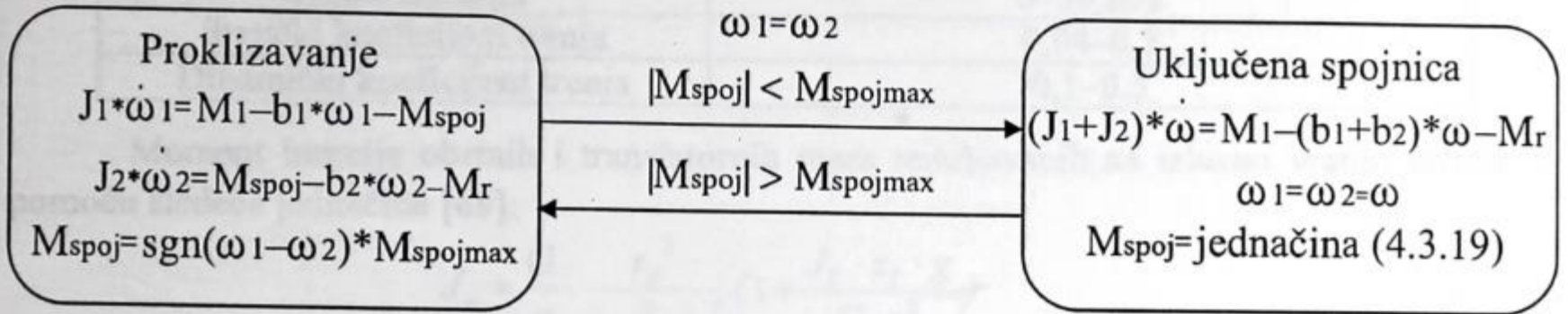
gde je:

- μ_s [-] – statički koeficijent trenja.

Rešavanjem jednačina (4.3.14) i (4.3.17), uz zanemarivanje vrednosti momenta otpora (jer je znatno manji od vrednosti pogonskog momenta i momenta trenja), dobija se izraz za izračunavanje momenta trenja frikcionog sklopa u trenutku kada je spojnicu uključena (III faza):

$$M_{spoj} = \frac{J_2 \cdot M_1 - (J_2 \cdot b_1 - J_1 \cdot b_2) \cdot \omega}{J_1 + J_2} \quad (4.3.19)$$

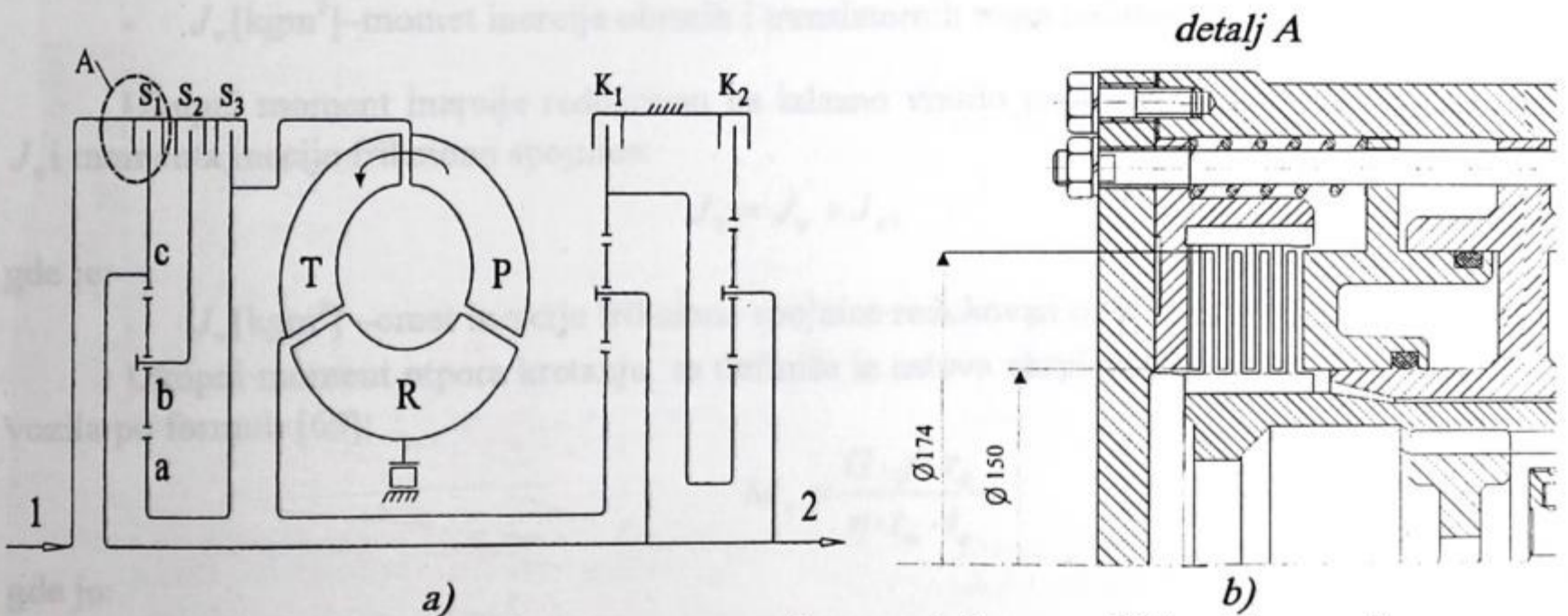
Na slici 4.17 je prikazan uprošćeni algoritam matematičkog modela procesa uključivanja frikcionog sklopa, a na osnovu koga je napravljen modul u programskom paketu MatLab/Simulink (prilog C). Potom je izvršena numerička simulacija uključivanja jedne frikcionice spojnice, a koja je sastavni deo automatskog menjača domaće konstrukcije za gradski autobus.



Slika 4.17 Algoritam uključivanja frikcionice spojnice

4.3.2 Numerička simulacija procesa uključivanja frikcionog sklopa

Prilikom numeričke simulacije rada uključivanja frikcionice spojnice kao podсистema automatskog menjača domaće konstrukcije (slika 4.18 – a), posmatran je slučaj kada se uključuje spojnica S_1 . Za taj slučaj napravljen je programski modul u MatLab/Simulink programskom okruženju (prilog C). Vrednosti geometrijskih parametara su iz konstruktivne dokumentacije [75] (tabela 4.3), a vrednosti koeficijenta trenja preuzeti su iz literature (tabela 4.2).



Slika 4.18 Kinematska šema automatskog menjača za gradski autobus – a) i izgled jedne frikcionice spojnice – b)

Tabela 4.2 Prikaz parametara karakterističnih za frikzione sklopove u automatskim menjačima :

Parametar	Granice karakteristične za automatske transmisije [29]:
Pritisak na površini frikcionog skopa	0–20 bar
Inercija frikcionog slopa	0,0045– 0,012 kgm ²
Vreme promene stepena prenosa	0,2– 0,8 s
Brzina klizanja	0–50 m/s
Statički koeficijent trenja	0,04–0,7
Dinamički koeficijent trenja	0,1–0,5

Moment inercije obrtnih i translatornih masa redukovanih na izlazno vratilo računa se pomoću sledeće jednačine [69]:

$$J_v = \frac{G}{g} \cdot \frac{r_d^2}{\eta \cdot i_m^2 \cdot i_o^2} \left(1 + \frac{J_T \cdot z_T \cdot g}{G \cdot r_d^2} \right) \quad (4.3.20)$$

gde su:

- G [N] – ukupna težina vozila,
- r_d [m] – dinamički poluprečnik točka.
- i_m [–] – prenosni odnos menjača,
- i_d [–] – prenosni odnos glavnog prenosnika,
- η [–] – stepen korisnosti transmisije.
- J_T [kgm²] – momet inercije točka,
- z_T [–] – broj pogonskih točkova vozila,
- J_v [kgm²] – momet inercije obrtnih i translatornih masa redukovanih na izlazno vratilo.

Ukupni moment inercije redukovan na izlazno vratilo predstavlja zbir momenta inercije J_v i momenta inercije frikzione spojnice:

$$J_2 = J_v + J_s,$$

gde je:

- J_s [kgm²] – omet inercije frikzione spojnice redukovan na izlazno vratilo.

Ukupni moment otpora kretanju se definiše iz uslova eksploatacije i poznatih parametara vozila po formuli [69]:

$$M_r = \frac{G \cdot f \cdot r_d}{\eta \cdot i_m \cdot i_o},$$

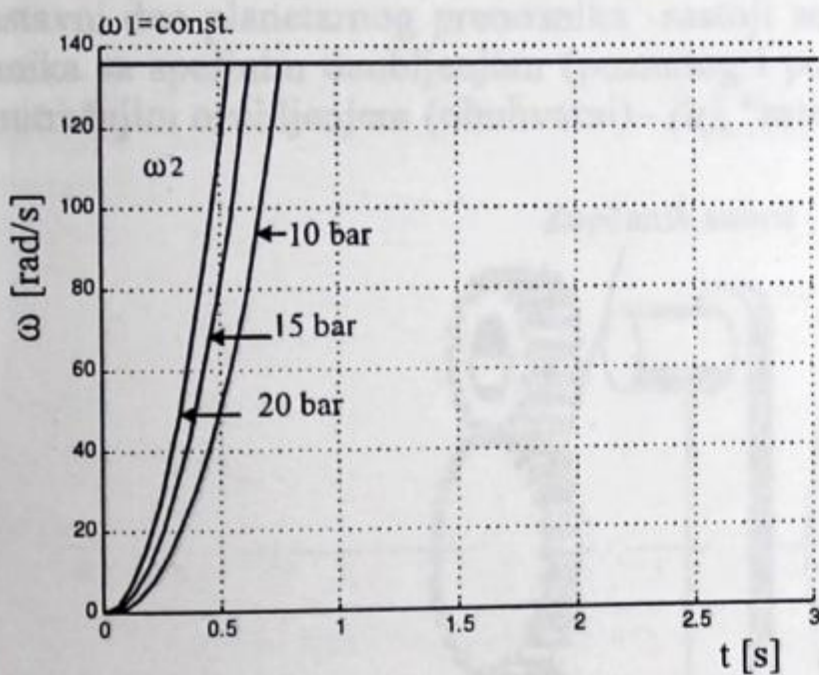
gde je:

- M_r [Nm] – ukupni moment otpora kretanju,
- f [–] – koeficijent otpora kotrljanja, a čija su detaljna objašnjenja i preporuke date u [69].

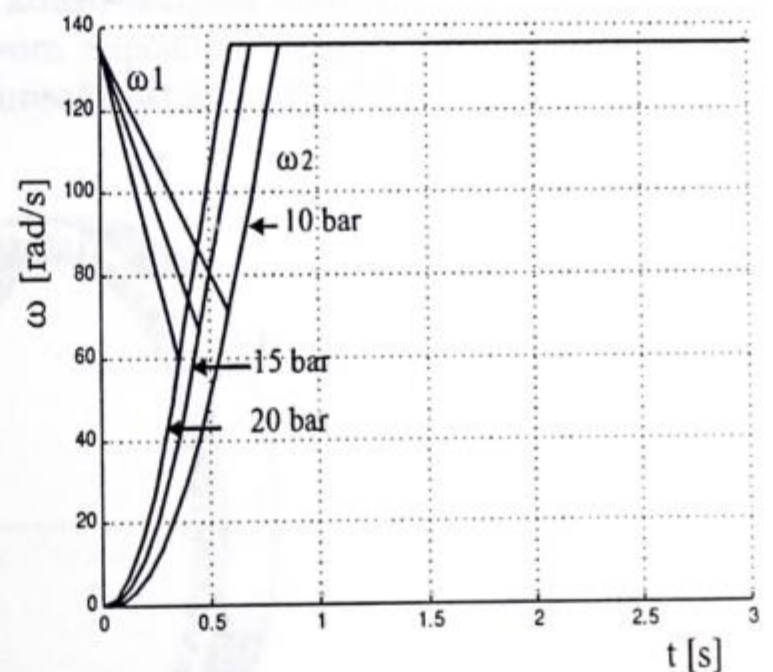
Tabela 4.3 Prikaz podataka korišćenih pri proračunu lamelastih spojnice

Parametri korišćeni pri proračunu			
$R_1 [m]$	0,15	$r_d [m]$	0,519
$R_2 [m]$	0,174	$i_d [-]$	6,56
$\mu_s [-]$	0,173	$G [N]$	160000
$\mu_d [-]$	0,1331	$\eta [-]$	0,89
$n [-]$	4	$f_o [-]$	0,02
$J_1 [kgm^2]$	1,73	$\alpha [%]$	0
$J_2 [kgm^2]$	2,7	$J_T [kgm^2]$	1,5
$b_1 [Nms/rad]$	2	$z_T [kgm^2]$	4
$b_2 [Nms/rad]$	2	$J_s [kgm^2]$	0,012

Prilikom modeliranja uključivanja jedne frikcione spojnice posmatran je slučaj kada se vozilo kreće po horizontalnom putu, u I stepenu prenosa, pri režimu $M_{mmax} = const.$ Zamenom odgovarajućih vrednosti prikazanih u tabeli 4.3, za dato vozilo dobijeno je za moment inercije $J_2 = 2,7 kgm^2$ i moment otpora $M_r = 8,02 Nm$. Primećuje se da je za date uslove moment otpora znatno manji od momenta motora i momenta trenja na frikcionoj spojnici, pa se on može zanemariti.



Slika 4.19 Promena ugaonih brzina pogonskog i gonjenog vratila pri uključivanju frikcione spojnice pri $\omega_1 = const.$



Slika 4.20 Promena ugaonih brzina pogonskog i gonjenog vratila pri uključivanju frikcione spojnice pri $\omega_1 = f(t)$

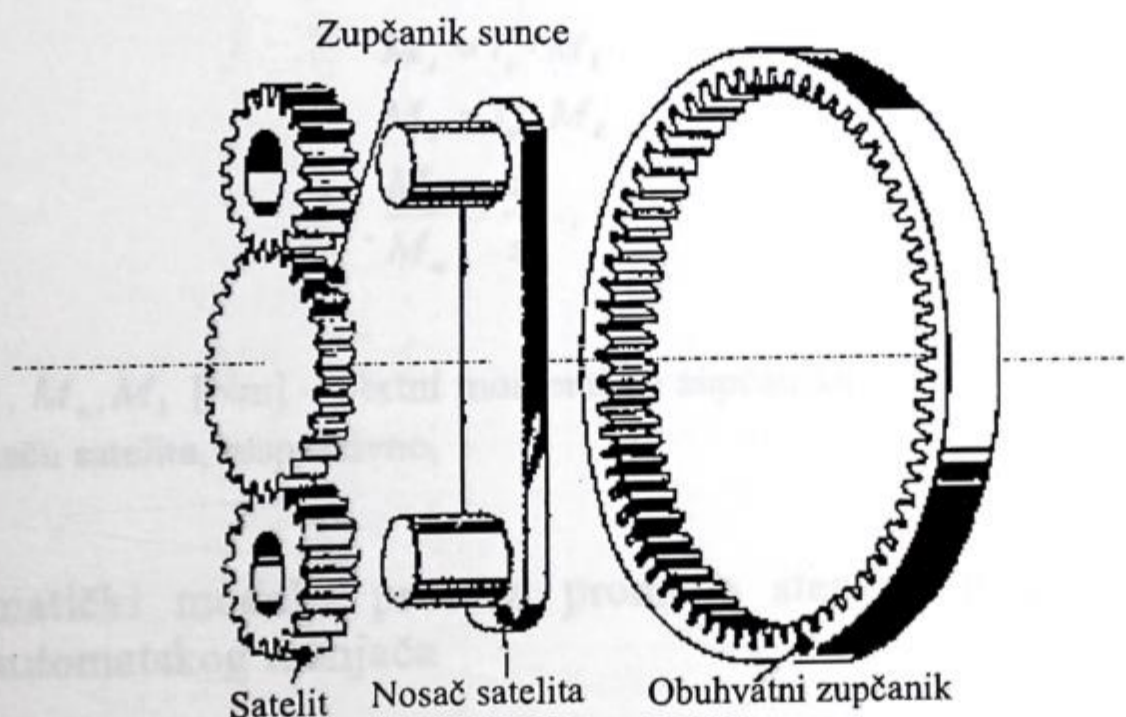
Na slici 4.19 prikazana je zavisnost promene ugaonih brzina pogonskog i gonjenog dela pri uključivanju frikcione spojnice S_1 . Prvo je analiziran slučaj kada se pogonsko vratilo obrće konstantnom ugaonom brzinom $\omega_1 = 136 [rad/s]$. Zatim je posmatran slučaj kada je ugaona brzina pogonskog elementa data kao linearna funkcija vremena (slika 4.20).

Pri datoj analizi posmatrani su slučajevi za tri vrednosti upravljačkog pritiska na frikcionom elementu ($p = 10, 15, 20 \text{ bar}$). Upravljački pritisak je bio zadat kao linearna funkcija vremena. Posmatrajući promenu ugaonih brzina zapaža se da ukoliko je vrednost pritiska veća, opada vreme proklizavanja frikционе spojnice u periodu uključivanja, odnosno dolazi do smanjenja vremena sinhronizacije pogonskog i gonjenog vratila. Međutim, u isto vreme povećava se dinamički udar na elemente transmisije, što bitno utiče na njihovo opterećenje, pa samim tim i na pouzdanost i komfor u eksploataciji. Za pritisak od 20 bar ugaone brzine pogonskog i gonjenog elementa se izjednačavaju posle $0,54 \text{ s}$, za pritisak od 15 bar posle $0,61 \text{ s}$, a za pritisak od 10 bar posle $0,73 \text{ s}$. Slična situacija nastaje i kada je ugaona brzina pogonskog elementa zadata kao linearna funkcija vremena.

Kako su i ostale spojnice istih dimenzija i ima ih po 4 u paru, u ovom delu disertacije nisu analizirani slučajevi uključivanja preostalih frikcionih spojnica i kočnica.

4.4 Matematički izrazi za određivanje ugaonih brzina članova planetarnog prenosnika pri promeni stepena prenosa

Danas se, u gotovo svim transmisijama motornih vozila, koriste planetarni prenosnici. Njihova primena omogućila je, pre svega, podelu ili sabiranje tokova snage i varijaciju njihovih vrednosti, zatim smanjenje buke, opterećenja zupčanika, a samim tim i veći stepen korisnosti i pouzdaniji rad. Pod planetarnim prenosnikom podrazumeva se onaj prenosnik koji poseduje bar jedan zupčanik čija osa rotira oko centralne ose prenosnika. Osnovni planetarni set, koji je sastavni deo planetarnog prenosnika sastoji se od tri konstrukcijska elementa: centralnog zupčanika sa spoljnim ozubljenjem (poznatog i pod nazivom zupčanik "sunce" – (s)), zupčanika sa unutrašnjim ozubljenjem (obuhvatni) – (u) , "satelita" i nosača satelita (k) (slika 4.21).



Slika 4.21 Jednoredni planetarni set

Za određivanje prenosnih odnosa u planetarnom prenosniku i ugaonih brzina njegovih konstrukcijskih elemenata koristi se više metoda, od kojih je najpoznatija i najviše u upotrebi analitička metoda (metoda Willis). Kao i druge metode, zasniva se na pretpostavci da se brzina bilo kog elementa planetarnog prenosnika može izraziti brzinom drugog elementa, odnosno njihovim relativnim brzinama pri zaustavljenom nosaču satelita [93]:

$$(1 - i_{su}^k) \cdot \omega_k = \omega_s - i_{su}^k \cdot \omega_u \quad (4.4.1)$$

Ugaona brzina nosača satelita, prikazanog na slici 4.21 se može odrediti iz Willis-ovog obrasca, na sledeći način [75]:

$$\omega_k = \frac{z_s}{z_s + z_u} \cdot \omega_s + \frac{z_u}{z_s + z_u} \cdot \omega_u \quad (4.4.2)$$

$$\omega_k = i_s \cdot \omega_s + i_u \cdot \omega_u \quad (4.4.2)$$

gde su:

- $\omega_s, \omega_u, \omega_k$ [rad/s] – ugaona brzina centralnog zupčanika sa spoljašnjim ozubljenjem, centralnog zupčanika sa unutrašnjim ozubljenjem i nosača satelita, respektivno,
- z_s, z_u [-] – brojevi zuba centralnog zupčanika sa spoljašnjim i unutrašnjim ozubljenjem,
- i_{su}^k [-] – relativni prenosni odnos,
- i_s, i_u [-] – prenosni odnosi, izraženi jednačinama:

$$i_s = \frac{z_s}{z_s + z_u}, \quad i_u = \frac{z_u}{z_s + z_u} \quad (4.4.3)$$

Iz uslova ravnoteže, da je zbir svih spoljašnjih momenata koji deluju na planetarni prenosnik jednak nuli, određuju se vrednosti momenata koji opterećuju članove planetarnog prenosnika:

$$\begin{aligned} M_s &= i_s \cdot M_k, \\ M_u &= i_u \cdot M_k, \\ \frac{M_s}{M_u} &= \frac{z_s}{z_u} \end{aligned} \quad (4.4.4)$$

gde su:

- M_s, M_u, M_k [Nm] – obrtni momenti na zupčaniku "sunce", obuhvatnom zupčaniku i nosaču satelita, respektivno.

4.4.1 Matematički model procesa promene stepena prenosa u planetarnom prenosniku automatskog menjača

Analiza procesa promene stepena prenosa u planetarnom prenosniku demonstrirana je na slučaju promene stepena prenosa iz I u II u automatskom menjaču domaće konstrukcije (slika 4.18). Na slici 4.22 data je kinematska – a) i konstruktivna šema – b) ulaznog razdelnog planetarnog seta koji je sastavni deo automatskog menjača za gradski autobus [75]. On se sastoji od pogonskog zupčanika (a) i gonjenog centralnog zupčanika (c), nosača satelita (k) i tri frikcione

spojnice. U nižem stepenu prenosa frikciona lamelasta spojnica S_3 uključena je (I stepen prenosa), a spojnice S_2 i S_1 su isključene, dok je u višem stepenu prenosa (II stepen prenosa) uključena spojnica S_2 .

Willis-ov obrazac za ulazni planetarni set automatskog menjača prikazan na slici 4.22 glasi:

$$(1 - i_{ac}^k) \cdot \omega_k = \omega_a - i_{ac}^k \cdot \omega_c, \quad (4.4.5)$$

gde su:

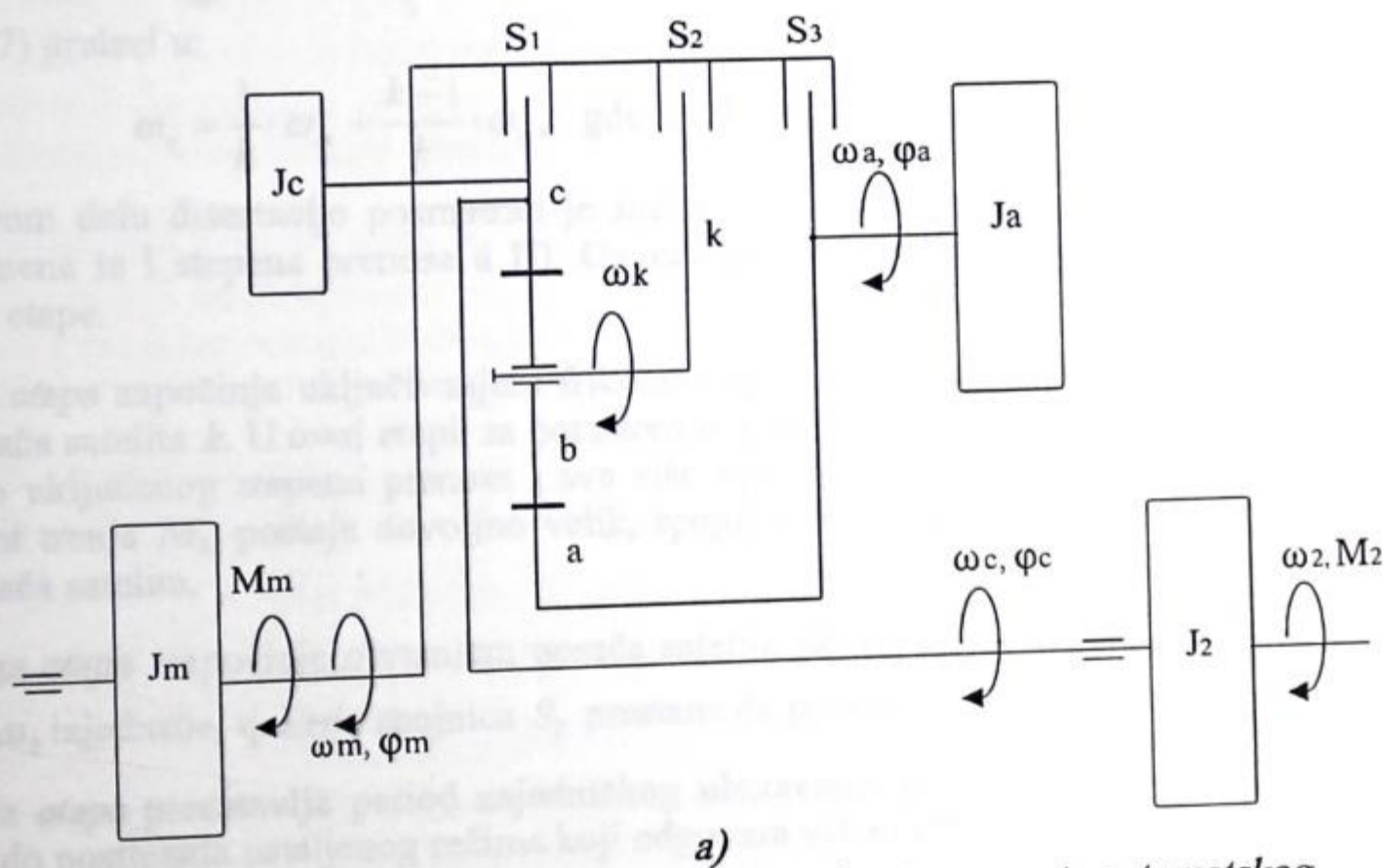
- i_{ac}^k [-] – relativni prenosni odnos,
- $\omega_a, \omega_c, \omega_k$ [rad/s] – ugaona brzina centralnog zupčanika sa spoljašnjim ozubljenjem a , centralnog zupčanika sa unutrašnjim ozubljenjem c i nosača satelita k , respektivno.

Iz relacije (4.4.5) može da se odredi ugaona brzina nosača satelita:

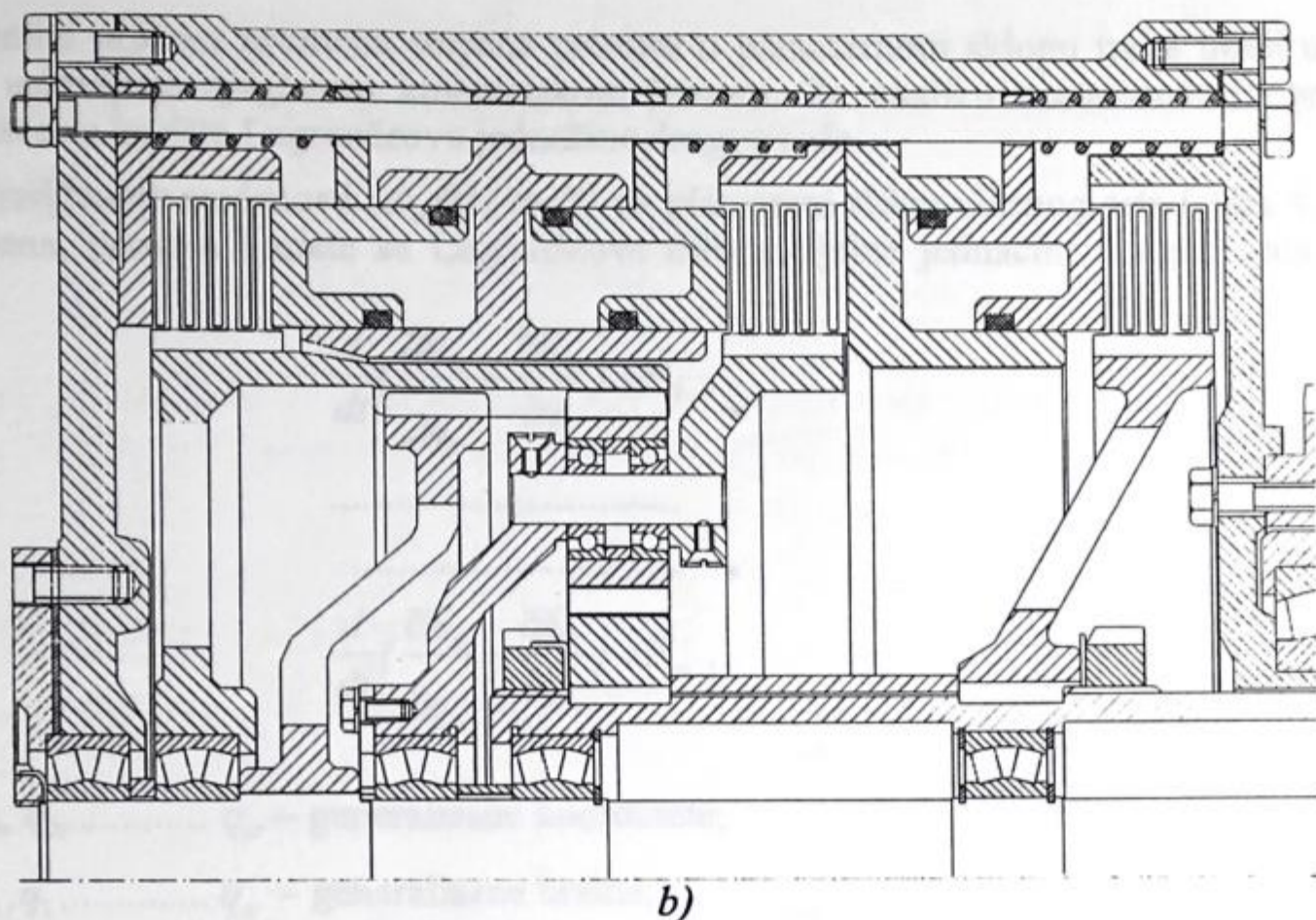
$$\omega_k = \frac{1}{1 - i_{ac}^k} \cdot \omega_a + \frac{i_{ac}^k}{i_{ac}^k - 1} \cdot \omega_c. \quad (4.4.6)$$

Kako je relativni prenosni odnos $i_{ac}^k = -\frac{z_c}{z_a}$, zamenom u relaciji (4.4.6) dobija se:

$$\omega_k = \frac{z_a}{z_a + z_c} \cdot \omega_a + \frac{z_c}{z_a + z_c} \cdot \omega_c. \quad (4.4.7)$$



a)
Slika 4.22-a) Kinematska šema ulaznog planetarnog seta automatskog menjača domaće konstrukcije [75]



Slika 4.22–b) Konstruktivni crtež ulaznog planetarnog seta automatskog menjača domaće konstrukcije [75]

Pri promeni stepena prenosa iz I u II, isključuje se frikciona spojnica S_3 , a uključuje spojnica S_2 . Tada se ugaona brzina nosača satelita i ulaznog vratila izjednačava $\omega_k = \omega_m$, pa relacija (4.4.7) prelazi u:

$$\omega_c = \frac{1}{k} \cdot \omega_m + \frac{k-1}{k} \cdot \omega_a, \text{ gde je } k = \frac{z_c}{z_a + z_c}. \quad (4.4.8)$$

U ovom delu disertacije posmatran je slučaj promene stepena prenosa iz nižeg u viši (primer promene iz I stepena prenosa u II). Ovakav proces promene stepena prenosa se može podeliti u tri etape.

Prva etapa započinje uključivanjem frikcione spojnice S_2 (slika 4.22) i traje do početka obrtanja nosača satelita k . U ovoj etapi, sa porastom momenta trenja M_{S2} , rasterećuje se spojnica S_3 prethodno uključenog stepena prenosa i sve više opterećuje motor. U odredjenom trenutku, kada moment trenja M_{S2} postaje dovoljno velik, spojnica S_3 se potpuno rasterećuje i započinje obrtanje nosača satelita.

Druga etapa započinje obrtanjem nosača satelita (k) i traje do trenutka kada se ugaone brzine ω_m i ω_k izjednače, tj. kada spojnica S_2 prestane da proklizava.

Treća etapa predstavlja period zajedničkog ubrzavanja pogonskih i gonjenih elemenata prenosnika, do postizanja ustaljenog režima koji odgovara višem stepenu prenosa.

Kako je analiza pokazatelja prelaznog procesa pri prelasku iz jednog u drugi stepen prenosa najinteresantnija, biće ukratko prikazana metodologija dobijanja osnovnih diferencijalnih jednačina [93] na osnovu kojih se mogu odrediti sledeći parametri:

- intenzitet ugaonih ubrzanja (usporenja) pogonskih i gonjenih elemenata planetarnog prenosnika;
- veličina dinamičkog momenta na izlaznom vratilu prenosnika.

Pri analizi procesa promene stepena prenosa u planetarnom sklopu treba imati u vidu i specifičnosti uslovljene njegovom kinematskom šemom. Za analizu nestacionarnih prelaznih procesa najčešće se koriste Lagranžeove jednačine drugog reda.

Za određivanje zavisnosti $\omega_m(t)$ i $\omega_c(t)$ za planetarni sklop ulaznog seta (slika 4.22), pri promeni stepena, prenosa koriste se Lagranžeove diferencijalne jednačine drugog reda, čiji je opšti oblik:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_1} - \frac{\partial E_k}{\partial q_1} \right) &= F_1, \\ \dots\dots\dots \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_n} - \frac{\partial E_k}{\partial q_n} \right) &= F_n, \end{aligned} \tag{4.4.9}$$

gde su:

- q_1, q_2, \dots, q_n – generalisane koordinate;
- $\dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_n$ – generalisane brzine;
- $\partial q_1, \partial q_2, \dots, \partial q_n$ – generalisana moguća pomeranja,
- E_k – kinetička energija;
- F_1, F_2, \dots, F_n – generalisane sile sistema.

Generalisanim silama F_i ($i=1, 2 \dots n$) nazivaju se koeficijenti uz odgovarajuća generalisana moguća pomeranja, koja stoje u izrazima sume radova datih sila. Broj generalisanih sila jednak je broju generalisanih koordinata, tj. broju stepeni slobode sistema (pretpostavlja se da su veze kojima je podvrgnut sistem idealne i holonomne).

Usvajajući ugaona pomeranja φ_m i φ_a (slika 4.22–a) kao generalisane koordinate sistema i zamenjujući moment trenja spojnice M_{s2} sa dva obrtna momenta (jedan koji doprinosi obrtanju nosača satelita i drugi koji se suprotstavlja obrtanju pogonskog vratila) mogu se izračunati radovi spoljašnjih sila.

Da bi se izračunala generalisana sila na ulaznom vratilu F_m treba pretpostaviti da je $\delta\varphi_m \neq 0$, $\delta\varphi_a = 0$. Suma radova svih sila na mogućim pomeranjima biće:

$$\delta A = M_m \cdot \delta\varphi_m - M_{s2} - M_c \cdot \delta\varphi_c, \tag{4.4.10}$$

gde je:

- δA – virtualni rad,
- M_m, M_{s2}, M_c – obrtni moment na ulaznom vratilu, moment trenja frikcionog sklopa i obrtni moment na obuhvatnom zupčaniku, respektivno,
- $\delta\varphi_m, \delta\varphi_c, \delta\varphi_a$ – ugaono pomeranje ulaznog vratila, vratila vezanog za obuhvatni zupčanik i zupčanik "sunce", respektivno.

Iz jednačine veze (4.4.8) dobija se:

$$\delta\varphi_c = \frac{\delta\varphi_m}{k}, \text{ za } \delta\varphi_a = 0. \tag{4.4.11}$$

Zamenom relacije (4.4.11) u jednačinu (4.4.10) dobija se virtualni rad:

$$\delta A = (M_m - M_{s2} - \frac{M_c}{k}) \cdot \delta \varphi_m, \quad (4.4.11)$$

i generalisana sila:

$$F_m = \frac{\delta A}{\delta \varphi_m} = M_m - M_{s2} - \frac{M_c}{k}. \quad (4.4.12)$$

Po analogiji, može se odrediti generalisana sila na izlaznom vratilu F_c postavljajući nove uslove: $\delta \varphi_m = 0$; $\delta \varphi_a \neq 0$. Suma radova na mogućem pomeranju $\delta \varphi_c$ može se napisati kao:

$$\delta A = M_{s2} \cdot \delta \varphi_a - M_c \cdot \delta \varphi_c. \quad (4.4.13)$$

Iz jednačine veze (4.4.8) dobija se:

$$\delta \varphi_c = \frac{k-1}{k} \cdot \delta \varphi_a; \quad \text{za } \delta \varphi_m = 0. \quad (4.4.14)$$

Zamenom relacije (4.4.14) u jednačinu (4.4.13) dobija se izraz za virtualni rad:

$$\delta A = (M_{s2} - M_c \cdot \frac{k-1}{k}) \cdot \delta \varphi_a,$$

i za generalisanu silu:

$$F_a = \frac{\delta A}{\delta \varphi_a} = M_{s2} - \frac{k-1}{k} \cdot M_c. \quad (4.4.15)$$

Kinetička energija sistema za prikazani planetarni prenosnik može se izraziti kao zbir kinetičkih energija [93]:

$$E_k = \frac{1}{2} \cdot J_m \cdot \dot{\varphi}_m^2 + \frac{1}{2} \cdot J_c \cdot \dot{\varphi}_c^2 + \frac{1}{2} \cdot J_a \cdot \dot{\varphi}_a^2, \quad (4.4.16)$$

gde je:

- E_k – kinetička energija,
- J_m, J_c, J_a – momenti inercije motora, centralnih zupčanika a i c , respektivno,
- $\dot{\varphi}_m, \dot{\varphi}_c, \dot{\varphi}_a$ – generalisane brzine motora, centralnih zupčanika a i c , respektivno.

Uzimajući u obzir jednačine veze (4.4.8) i (4.4.14), i posle određenih algebarskih transformacija, kinetička energija može se opisati izrazim:

$$E_k = (J_m + \frac{J_c}{k^2}) \cdot \frac{\dot{\varphi}_m^2}{2} + (J_a + \frac{(k-1)^2}{k^2} \cdot J_c) \cdot \frac{\dot{\varphi}_a^2}{2} + J_c \cdot \frac{k-1}{k^2} \cdot \dot{\varphi}_m \cdot \dot{\varphi}_a.$$

Odredjivanjem parcijalnih izvoda kinetičke energije po vremenu i uzimajući u obzir sistem jednačina (4.4.9) i relacije (4.4.12) i (4.4.15):

$$\frac{\partial E_k}{\partial \varphi_m} = (J_m + \frac{J_c}{k^2}) \cdot \dot{\varphi}_m + \frac{(k-1)}{k^2} \cdot J_c \cdot \dot{\varphi}_a, \quad \frac{\partial E_k}{\partial \varphi_m} = 0, \quad (4.4.17)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}_m} \right) = \left(J_m + \frac{J_c}{k^2} \right) \cdot \ddot{\varphi}_m + \frac{(k-1)}{k^2} \cdot J_c \cdot \ddot{\varphi}_a, \quad (4.4.18)$$

$$\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}_a} = \left(J_a + \frac{(k-1)^2}{k^2} \cdot J_c \right) \cdot \dot{\varphi}_a + \frac{(k-1)}{k^2} \cdot J_c \cdot \dot{\varphi}_m, \quad \frac{\partial E_k}{\partial \varphi_a} = 0, \quad (4.4.19)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}_a} \right) = \left(J_a + \frac{(k-1)^2}{k^2} \cdot J_c \right) \cdot \ddot{\varphi}_a + \frac{(k-1)}{k^2} \cdot J_c \cdot \ddot{\varphi}_m, \quad (4.4.20)$$

dobija se sistem Langranžeovih jednačina:

$$\left(J_m + \frac{J_c}{k^2} \right) \cdot \ddot{\varphi}_m + J_c \cdot \frac{(k-1)}{k^2} \cdot \ddot{\varphi}_a = M_m - M_{s2} - \frac{M_c}{k}, \quad (4.4.21)$$

$$\left(J_a + \frac{J_c \cdot (k-1)^2}{k^2} \right) \cdot \ddot{\varphi}_a + \left(J_c \cdot \frac{(k-1)}{k^2} \right) \cdot \ddot{\varphi}_m = M_{s2} - \frac{M_c \cdot (k-1)}{k}. \quad (4.4.22)$$

Rešavanjem sistema (4.4.21) i (4.4.22), mogu se dobiti nepoznate $\omega_m(t)$ i $\omega_a(t)$, a preko jednačina veze (4.4.14) i nepoznata $\omega_c(t)$.

Da bi se za prelazni proces pri promeni iz nižeg u viši stepen prenosa odredili traženi parametri neophodno je pomoću Lagranžeovih diferencijalnih jednačina odrediti generalisane brzine $\dot{\varphi}_m(t)$ i $\dot{\varphi}_a(t)$, a onda koristeći jednačinu veze (4.4.11) i $\dot{\varphi}_c(t)$. Nakon toga se pomoću početnih uslova može odrediti i ugaono ubrzanje $\ddot{\varphi}_c(t)$ u trenutku sinhronizacije elemenata frikcionog sklopa S_2 .

Ujedno, da bi se odredilo vreme trajanja procesa sinhronizacije neophodno je uvesti pretpostavku da je moment trenja frikcionog sklopa linearna funkcija vremena:

$$M_{s2} = E \cdot t$$

gde je:

- E [Nm/s] – koeficijent priraštaja momenta trenja.

Uvodjenjem sledećih smena u relacije (4.4.21) i (4.4.22):

$$\begin{aligned} a &= J_m + \frac{J_c}{k^2}, & d &= M_m - \frac{M_c}{k}, \\ b &= \frac{(k-1)}{k^2} \cdot J_c, & e &= -\frac{(k-1)}{k} \cdot M_c, \\ c &= J_a + \frac{(k-1)^2}{k^2} \cdot J_c, & M_{s2} &= E \cdot t, \end{aligned}$$

i njihovim rešavanjem dobiće se:

$$\ddot{\varphi}_m = \frac{d - E \cdot t}{a} - \frac{b}{a} \cdot \ddot{\varphi}_a, \quad (4.4.23)$$

$$\ddot{\varphi}_a = \frac{e \cdot a - d \cdot b + (E \cdot a - E \cdot b) \cdot t}{a \cdot c - b^2}. \quad (4.4.24)$$

Radi lakšeg rešavanja sistema jednačina (4.4.23) i (4.4.24) uvode se nove smene:

$$\begin{aligned} x &= \frac{d}{a}, & z' &= \frac{E \cdot a - E \cdot b}{z''}, \\ y &= \frac{b}{a}, & z'' &= a \cdot c - b^2, \\ z &= \frac{e \cdot a - d \cdot b}{a \cdot c - b^2}, & z_1 &= \frac{E}{a}, \end{aligned}$$

pa relacije (4.4.23) i (4.4.24) postaju:

$$\ddot{\varphi}_m = (x - y \cdot z) - (z_1 + y \cdot z') \cdot t, \quad (4.4.25)$$

$$\ddot{\varphi}_a = z + z' \cdot t. \quad (4.4.26)$$

Prethodne jednačine se mogu napisati u obliku:

$$d\omega_m = ((x - y \cdot z) - (z_1 + y \cdot z') \cdot t) \cdot dt, \quad (4.4.27)$$

$$d\omega_a = (z + z' \cdot t) \cdot dt. \quad (4.4.28)$$

Ako se leve strane jednačina (4.4.27) i (4.4.28) integrale u granicama: prva – od ω_{mo} do ω_{ms} , druga – od ω_{ao} do ω_{as} , a desne strane u granicama od 0 do t_s , dobiće se:

$$\omega_{ms} = \omega_{mo} + (x - y \cdot z) \cdot t_s - \frac{(z_1 + y \cdot z')}{2} \cdot t_s^2, \quad (4.4.29)$$

$$\omega_{as} = \omega_{ao} + z \cdot t_s + \frac{z'}{2} \cdot t_s^2, \quad (4.4.30)$$

gde su:

- ω_{mo} [rad/s] – ugaona brzina pogonskih elemenata u nižem stepenu prenosa,
- ω_{ms} [rad/s] – početna ugaona brzina pogonskih elemenata u trenutku sinhronizacije,
- ω_{as} [rad/s] – ugaona brzina elemenata frikcionog skopa u trenutku sinhronizacije,
- ω_{ao} [rad/s] – početna ugaona brzina elemenata frikcionog sklopa u nižem stepenu prenosa,
- t_s [s] – vreme sinhronizacije elemenata frikcionog skopa.

Vreme sinhronizacije t_s i ugaona brzina izlaznog vratila menjača ω_{cs} nalazi se iz uslova:

$$\omega_{as} = 0, \text{ odnosno } \omega_{cs} = \frac{\omega_{ms}}{k},$$

pa se iz jednačine (4.4.30) dobija:

$$\frac{z'}{2} \cdot t_s^2 + z \cdot t_s + \omega_{ao} = 0. \quad (4.4.31)$$

Pozitivna rešenja ove kvadratne jednačine daju vreme sinhronizacije, a iz jednačine (4.4.29) može se iztačunati ugaona brzina na kraju sinhronizacije:

$$\omega_{cs} = \frac{1}{k} \cdot \left(\omega_{mo} + (x - y \cdot z) \cdot t_s - \frac{(z_1 + y \cdot z')}{2} \cdot t_s^2 \right). \quad (4.4.32)$$

Dinamička opterećenja koja se mogu javiti u procesu promene stepena prenosa u izvesnoj meri određena su veličinom ugaonih ubrzanja $d\omega_m/dt$ i $d\omega_c/dt$. Moment na izlaznom vratilu (2) (slika 4.20) može se odrediti iz diferencijalne jednačine obrtanja izlaznog vratila:

$$M_2 = J_c \cdot \frac{d\omega_c}{dt} + M_c. \quad (4.4.33)$$

Pri rešavanju diferencijalnih jednačina (4.4.21) i (4.4.22), radi uprošćenja, vrednosti obrtnih momenata uzimamo konstantnim, a za moment trenja spojnice M_{s2} uzimamo maksimalnu vrednost. To praktično znači da se spojnica S_2 uključuje trenutno i da, do okončanja klizanja prenosi maksimalni obrtni moment. Na proces promene stepena prenosa kod planetarnih prenosnika (4.4.33), najveći uticaj ima moment inercije J_c i promena broja obrtaja zupčanika c ulaznog planetarnog seta [93]. U suštini, pri promeni iz nižeg u viši stepen prenosa, rad klizanja frikcionog sklopa može biti i nekoliko puta veći nego kod drugih prenosnika pri ostalim identičnim uslovima. Ta pojava nastaje kao posledica dopunskog gubitka snage, koja se troši na promenu kinetičke energije zaustavnog elementa.

4.4.2 Matematička simulacija procesa promene stepena prenosa u planetarnom prenosniku

Po definisanju geometrijskih parametara za usvojeni automatski menjač i proračuna njegove usaglašenosti sa motorom M.A.N. D2688 [75] dobijeni su neophodni geometrijski parametri planetarnog menjača. Pošto je u ovom delu analiziran ulazni set, podaci koji su korišteni pri proračunu vremena sinhronizacije i određivanju ugaonih brzina dati su u tabeli 4.3. Brojevi zuba zupčanika posmatranog planetarnog seta su: $z_a=50$, $z_b=17$, $z_c=84$, a prenosni odnos je $z_c/z_a=1,68$.

Tabela 4.3 Podaci pri proračunu vremena sinhronizacije pri promeni stepena prenosa iz nižeg u viši

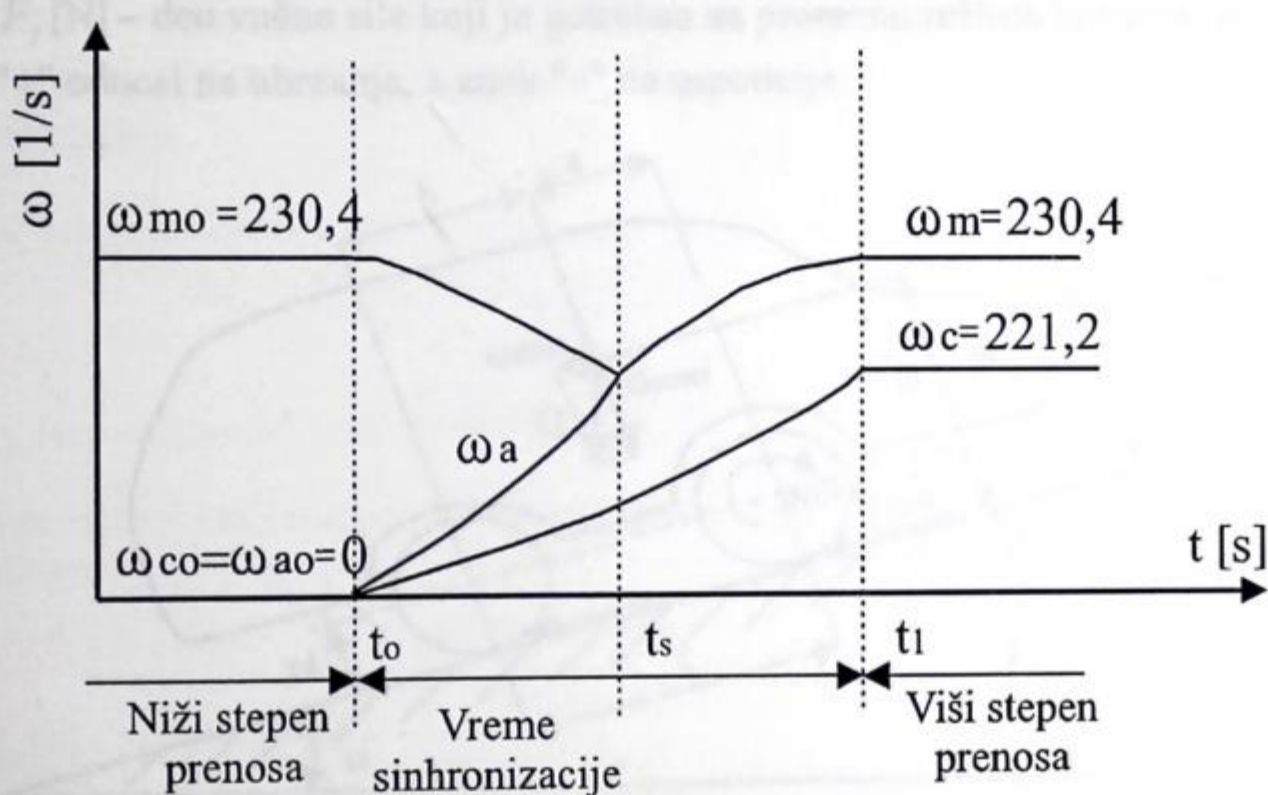
J_m [kgm ²]	1,73	M_m [Nm]	865
J_c [kgm ²]	1,32	E [Nm/s]	200
J_a [kgm ²]	0,7	M_c [Nm]	560

Koristeći izraze (4.4.5), (4.4.7) i (4.4.8) mogu se za navedeni planetarni sklop i usvojenu ugaonu brzinu ω_m odrediti ugaone brzine svih elemenata ulaznog planetarnog seta pri promeni stepena prenosa (tabela 4.4). Takodje, na osnovu jednačine (4.4.31) može se odrediti vreme sinhronizacije pri promeni iz nižeg u viši stepen prenosa i koji iznosi $t_s = 0,55$ s. Imajući u vidu režim rada elemenata planetarnog prenosnika u nižem i višem stepenu prenosa ceo proces se može ilustrovati kao na slici 4.23.

Tabela 4.4 Prikaz broja obrtaja i ugaonih brzina pojedinih članova planetarnog prenosnika

Broj obrtaja i ugaone brzine	n_m [1/min]	ω_m [1/s]	n_c [1/min]	ω_c [1/s]	n_a [1/min]	ω_a [1/s]
niži stepen prenosa	2200	230,4	0	0	0	0
viši stepen prenosa	2200	230,4	2112,5	221,2	2200	230,4

Do trenutka t_0 u planetarnom sklopu je bio uključen niži stepen prenosa ($\omega_c = 0$). U tom trenutku izvršena je promena stepena prenosa. Sinhronizacija elemenata frikcionog skopa S_2 završena je u trenutku t_s , čime je uključen viši stepen prenosa. Za vreme sinhronizacije u skladu sa priraštajem momenta trenja u frikcionom sklopu, motor se ravnomerno opterećuje, pa ugaona brzina pogonskih masa ω_m opada. Posle uspostavljene sinhronizacije u trenutku t_1 dostiže se stacionarni režim rada prenosnika. Prikazani rezultati dobijeni su za određene maksimalne vrednosti momenta M_c i momenta trenja na frikcionom sklopu M_{s2} .



Slika 4.23 Prikaz ugaonih brzina elemenata ulaznog seta automatskog menjača pri prelasku iz nižeg u viši stepen prenosa

4.5 Matematički izrazi za određivanje otpora puta

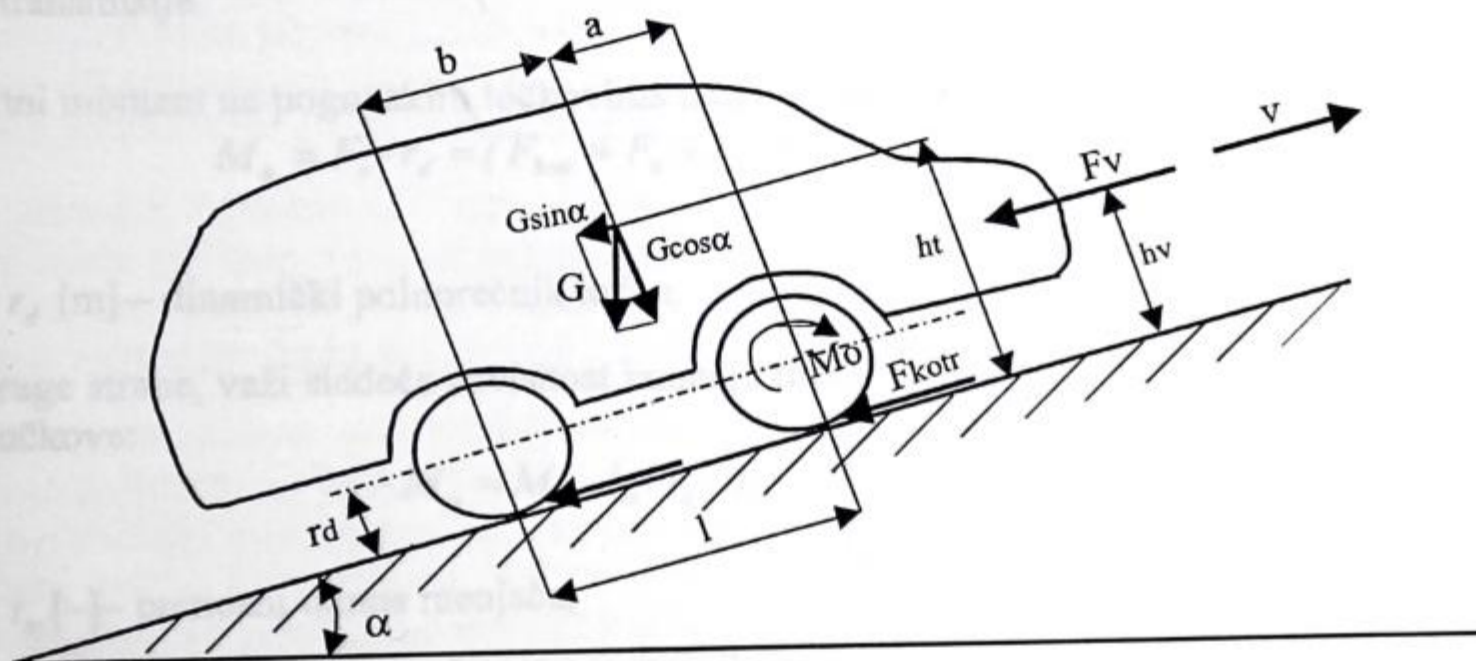
U narednom delu date su opšte jednačine za izračunavanje sila za savladavanje otpora puta pri kretanju vozila. One su uzete u obzir radi celovitijeg sagledavanja automatske transmisije u vozilu, kao i radi dobijanja što relevantnijih podataka u realnim uslovima vožnje.

U najopštijem slučaju kretanju automobila suprotstavljaju se sledeće sile otpora (slika 4.24):

$$F_o = F_{kotr} + F_v \pm F_\alpha \pm F_j, \quad (4.5.1)$$

gde su:

- F [N] – vučna sila,
- F_{kotr} [N] – deo vučne sile koji se troši na savladavanje otpora kotrljanja,
- F_v [N] – deo vučne sile koji odlazi na savladavanje otpora vazduha,
- F_α [N] – deo vučne sile koji odlazi na savladavanje otpora uspona, gde se znak "+" odnosi na uspon, a znak "-" na pad,
- F_j [N] – deo vučne sile koji je potreban za promenu režima kretanja, pri čemu se znak "+" odnosi na ubrzanje, a znak "-" na usporenje.



Slika 4.24 Šema sila koje dejstvuju na vozilo pri kretanju na usponu

Deo vučne sile koji se troši na savladavanje otpora kotrljanja je data izrazom:

$$F_{kotr} = G \cdot f_o \cdot (1 + a \cdot v^2) \cdot \cos \alpha, \quad (4.5.2)$$

gde je:

- G [N] – ukupna težina vozila,
- f_o, a [-] – koeficijenti u proširenom obrascu za otpor kotrljanja, a čija su detaljna objašnjenja i preporuke date u [69],
- v [km/h] – brzina kretanja vozila,
- α [%] – ugao uspona puta.

Deo vučne sile koji odlazi na savladavanje otpora vazduha je dat relacijom:

$$F_v = c_x \cdot \frac{\rho_v}{2} \cdot A \cdot v^2 = k \cdot \frac{A \cdot v^2}{13}, \quad (4.5.3)$$

gde su:

- c_x [-] – bezdimenzijski koeficijent otpora vazduha, a koji zavisi od oblika vozila,
- A [m²] – čeona površina vozila,
- ρ_v [kg/m³] – gustina vazduha.

Deo vučne sile koji se troši na savladavanje otpora uspona je dat relacijom:

$$F_\alpha = G \cdot \sin \alpha, \quad (4.5.4)$$

a deo vučne sile koji je potreban za promenu režima kretanja:

$$F_j = \frac{G}{g} \cdot \delta \cdot j, \quad (4.5.5)$$

gde je:

- g [m/s²] – ubrzanje zemljine teže,
- j [m/s²] – ubrzanje vozila,
- δ [-] – koeficijent učešća obrtnih masa, tj. uticaj momenta inercije obrtnih delova transmisije.

Obrtni moment na pogonskim točkovima može se opisati sledećim izrazom [21],[69]:

$$M_o = F_o \cdot r_d = (F_{kotr} + F_v + F_\alpha + F_j) \cdot r_d, \quad (4.5.6)$$

gde je:

- r_d [m] – dinamički poluprečnik točka.

S druge strane, važi sledeća zavisnost izmedju momenta motora i dovedenog momenta na pogonske točkove:

$$M_o = M_m \cdot i_m \cdot i_d \cdot \eta, \quad (4.5.7)$$

gde su:

- i_m [-] – prenosni odnos menjača,
- i_d [-] – prenosni odnos glavnog prenosnika,
- η [-] – stepen korisnosti transmisije.

4.5.1 Matematički model sila otpora puta

U tabeli 4.5 dati su ulazni podaci za numeričku simulaciju sila, odnosno momenta otpora puta gradskog autobusa u koji je ugradjen automatski menjač [75]. Uz korišćenje jednačina (4.5.6) i (4.5.7) napisan je modul u programskom paketu MatLab/Simulink (prilog D), koji je kasnije implementiran u programski modul za celokupnu automatsku transmisiju (prilog F).

Tabela 4.5 Ulazni podaci za numeričku simulaciju momenta otpora puta

Parametri pri proračunu [75]			
r_d [m]	0,519	α [%]	0
i_d [-]	6,56	f_o [-]	0,02
c_x [-]	0,45	η [-]	0,89
ρ_v [kg/m ³]	1,25	A [m ²]	6
G [N]	160000	a [-]	$4 \cdot 10^{-5}$

4.6 Model elektronske upravljačke jedinice

Elektronska upravljačka jedinica sastavljena je od senzora, elektromagnetnih ventila i hidrauličke upravljačke jedinice (TCU – Transmission Control Unit). Njen zadatak je da automatski upravlja promenom stepena prenosa tj. lamelastim spojnicama i kočnicama.

Hidraulička upravljačka jedinica ima zadatak da računa vrednosti parametara na osnovu podataka koje daju senzori i pretvara ih u signale za upravljanje elektromagnetnim ventilima. Logika promene stepena prenosa (*shift logic*) u elektronskoj upravljačkoj jedinici ima zadatak da "odluči" koji stepen prenosa da izabere i kada da ga promeni. Ona u stvari predstavlja vezu između želje vozača i onoga što je neophodno da se uradi.

U principu, automatsko upravljanje promenom stepena prenosa (tj. zakonitost upravljanja) može biti zasnovano na jednom, dva, tri ili više parametara. Uobičajeno je da se, u zavisnosti od broja tih parametara, ovi sistemi nazivaju *jednoimpulsnim*, *dvoimpulsnim*, *troimpulsnim* i *višeimpulsnim automatskim sistemima*.

Kod *jednoimpulsnih automatskih sistema* kao parametar, koji isključivo utiče na izbor stepena prenosa, koristi se brzina kretanja vozila. Kod dizel motora za pogon vozila, položaj maksimalnog obrtnog momenta, u odnosu na ugaonu brzinu kolenastog vratila pri parcijalnim opterećenjima, ostaje nepromenjen, dok se kod pogona oto motorom položaj maksimalnog obrtnog momenta pri parcijalnim opterećenjima pomera u oblast nižih ugaonih brzina, pa jednoimpulzni sistemi u tom slučaju ne dolaze u obzir.

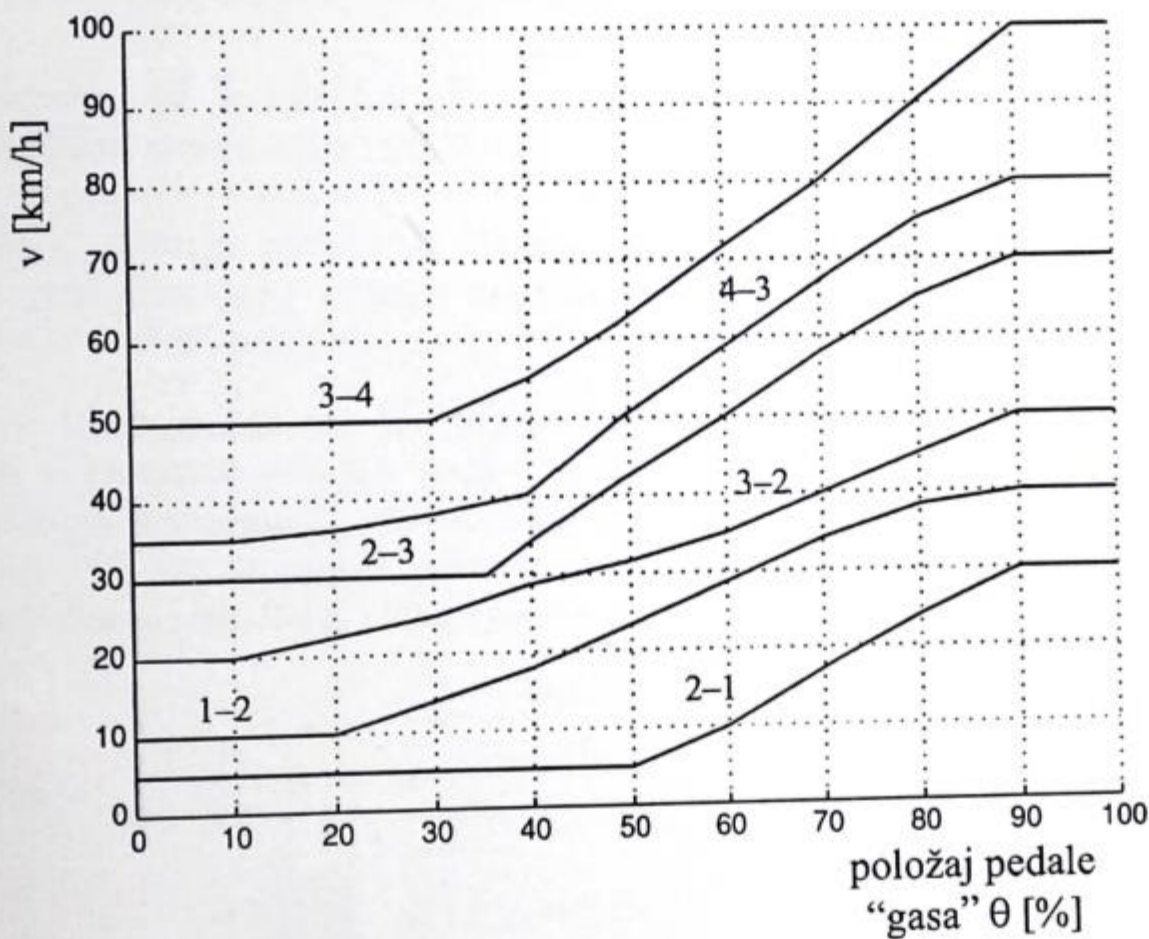
Kod *dvoimpulsnih sistema* za automatsku promenu stepena prenosa, pored brzine kretanja vozila, kao regulišuća veličina koristi se još i režim rada motora u odnosu na razvijeni obrtni moment. Za to se, obično, koristi signal položaja organa za napajanje motora gorivom, odnosno smešom vazduha i goriva. Ovako definisana promena obezbeđuje promenu stepena prenosa bez gubitaka sile vuče pri parcijalnim opterećenjima i bez skokova, odnosno udarnih opterećenja u transmisiji (slika 4.26). Danas se ovakvi sistemi najviše koriste.

Kod *troimpulsnog sistema*, pored brzine vozila i signala o režimu rada motora, kao treći parametar uvodi se ubrzanje vozila. Ovakav sistem je složeniji i do danas razvijeni mehanički, hidraulički, pneumatski i elektronski sistemi i njihove kombinacije nisu uspeli da zadovolje zahteve troimpulsnih sistema.

Medjutim javljaju se i problemi. Pre svega, prilikom upravljanja, teži se ka što većoj ekonomičnosti, tj. minimalnoj potrošnji goriva, pri čemu se ide na izbor višeg stepena prenosa što je pre moguće. Ali, s druge strane, da bi izabrali najbolje performanse, izbor višeg stepena prenosa se vrši kasnije. Kod mehaničkog menjača, upravljačka strategija zavisi od uslova saobraćaja, dok kod automatske transmisije to nije tako. Zato se danas sve više pribegava fazi logičkom upravljanju. Već 1991. god. Nissan je proizveo sa fazi logikom petostepeni automatski menjač. Zatim je sledila Honda 1992. god. a već 1993. god. i General Motors/Saturn. Zadatak fazi logike se sastoji u sledećem:

- izbegavanju naglih promena stepena prenosa iz višeg i niži stepen prenosa i obrnuto, u krivudavim ili na brdovitim putevima,
- izboru ekonomičnog ili sportskog režima vožnje,
- izbegavanju nepotrebnih velikih brzina, pri prelasku na niži stepen prenosa ako nije ostvareno dovoljno ubrzanje.

Korišćenje fazi upravljanja ima smisla i sa marketinškog aspekta. Neke kompanije (Honda i dr.) koriste fazi upravljanje u svojim proizvodima i u slučajevima kada to nije neophodno, samo da bi pokazale njihovu tehnološku kompetenciju u toj oblasti.



Slika 4.25 Dijagram promene stepena prenosa za automatski menjač gradskog autobusa [75]

Kako su krive koje predstavljaju zakonitost upravljanja automatskom promenom stepena prenosa najčešće složenog oblika (izlomljene) [57], za njihovo definisanje zakonitosti uvode se određena uprošćenja kao što su:

- vučna karakteristika se formira pri stacionarnim režimima;
- pri promeni stepena prenosa brzina vozila se ne menja;
- ubrzanje i usporenje vozila, kao i promena stepena prenosa odvijaju se pri konstatnom položaju pedale "gasa".

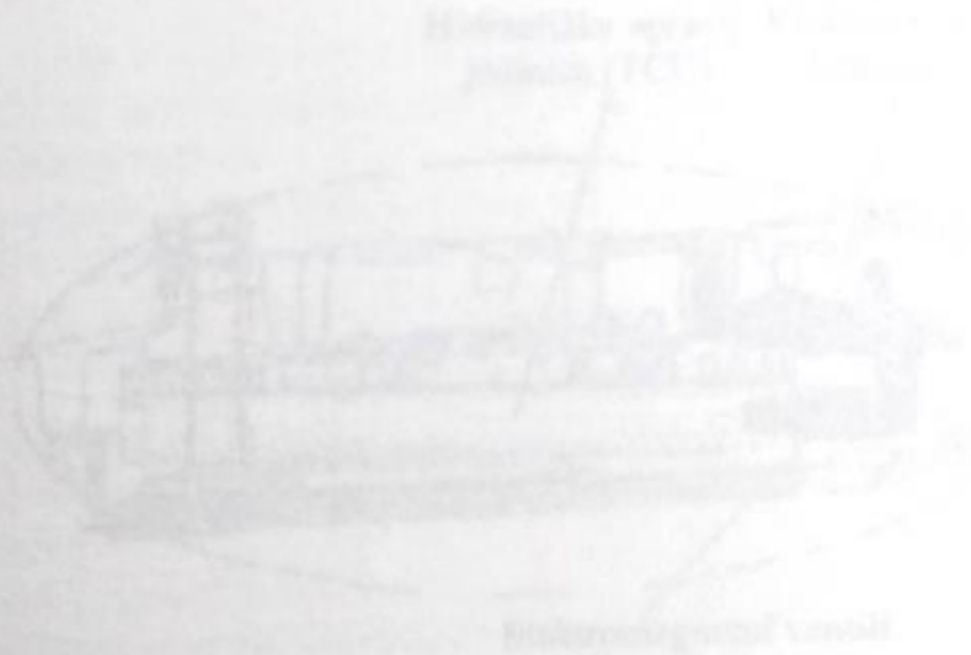
Na slici 4.25 je prikazan dijagram promene stepena prenosa, dobijen na osnovu dva ulazna parametra: brzine vozila i komande položaja pedale "gasa", jer je izabran takozvani dvoimpulsni sistem upravljanja. Obe ove veličine su merljive i lako se transformišu u sistemu automatskog upravljanja, bez obzira na koji je način sistem izveden.

Pri formiranju programa za simulaciju rada automatskog prenosnika podaci sa slike 4.25 su digitalizovani i predstavljaju takozvanu simulacijsku upravljačku jedinicu.

HYDRAULIČKI SISTEMI UPRAVLJANJA AUTOMATSKIM MENJANICIMA DOMAĆE KONSTRUKCIJE

U zavisnosti od konstruktivnog rešenja transmisije i njenih karakteristika hidraulički sistemi za automatsko upravljanje mogu biti različitih vrsta i namena. Oni su namenjeni za upravljanje radom automatskih menjanika, koji su u stanju da izvrše pojedinačna rešenja, kao što su: izbor stepena prenosa, kompozicija brzina i nepobudna za funkcionisanje sistema (videti poglavlje 4.2).

Sve ove komponente su instalirane u kućištu jedne od komponenti i kontrola prihvata radu odmah po formiranju matematičkog modela kao osnovni parametar i vrši kontrolu broj komponenti, njihova uslojna povezanost i sl. Svi ovi podaci zajedno su postavljaju jedinstven i opširno rešen sistem upravljanja.

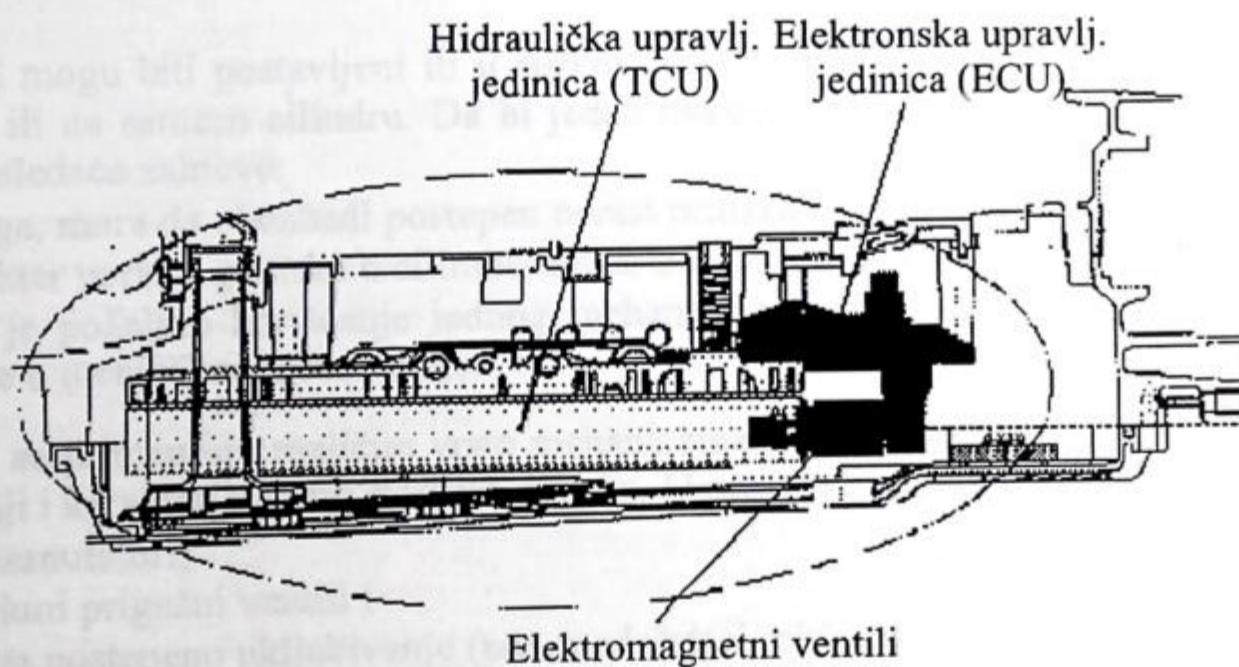


Slika 4.1. Simulacijska upravljačka jedinica za automatski prenosnik
konstrukcije sa pedala gasa

HIDRAULIČKI SISTEMI UPRAVLJANJA AUTOMATSKIM MENJAČEM DOMAĆE KONSTRUKCIJE

U zavisnosti od konstrukcijskog rešenja transmisije kao i vrste i namene vozila, hidraulički sistemi za automatsko upravljanje sadrže različite komponente, najčešće standardnog ili specijalnog izvodjenja. Kada je reč o automatskim transmisijama, bez obzira na specifičnosti pojedinih rešenja, postoje određene tipske komponente koje su im zajedničke i koje su neophodne za funkcionisanje svakog sistema (videti poglavlje 3.1), kao i jedan mali broj specifičnih rešenja (videti poglavlje 5.2).

Sve ove komponente su instalisane u kućištu (slika 5.1). Upravljanje mehaničkim komponentama i kontrola pritiska radne tečnosti vrši se na osnovu signala od ECU. Pri formiranju matematičkog modela kao osnovni parametar koristi se upravljački pritisak, jer veliki broj komponenti, njihova uzajamna povezanost i složenost hidrauličkih šema mogu da izazovu zabunu pri postavljanju jednačina i opisivanju rada hidrauličkog sistema upravljanja.



Slika 5.1 Detalj rasporeda upravljačkih jedinica u automatskom menjaču domaće konstrukcije za gradski autobus

Upravljački pritisak u sistemu se meri pomoću senzora i ta vrednost se upoređuje sa zahtevanom. Povratna informacija se obradjuje u elektronskoj upravljačkoj jedinici (*electronic control unit – ECU*) koja daje podatke kao što su: položaj pedale "gasa", brzina kolenastog vratila motora, brzina turbinskog vratila, itd. Zavisno od izbora stepena prenosa, komande položaja pedale "gasa" i brzine motora, elektronska upravljačka jedinica determiniše optimalni radni pritisak.

Jedan od mnogobrojnih zahteva koje treba rešavati pri projektovanju transmisije za motorna vozila je pravilan izbor komponenti za promenu stepena prenosa i ostvarivanje njihovog upravljanja. Savremeni razvoj transmisija karakteriše sve šira primena, pored hidrauličnog sistema upravljanja i sve veća primena elektronike u sistemima automatskog upravljanja prenosnicima snage.

Hidraulični sistemi upravljanja danas imaju veliku primenu, pre svega zbog relativno malih masa koje prenose velike iznose snaga i sila (momenata), velike krutosti i jednostavnosti. Ovakvi sistemi su naročito konkurentni ako se u njih integrišu i elektronske komponente sa zadatkom da generišu, prenose i obraduju informacije. Za uspostavljanje veze između hidrauličnog i električnog dela sistema koriste se elektrohidraulički ventili. Oni se najčešće izvode kao elektrohidraulički razvodni ventili, i to sa utvrđenim (fiksni) položajima uključivanja (on-off razvodnici) ili bez utvrđenih (fiksni) položaja uključivanja (koji mogu biti servo ili proporcionalni).

U hidrauličkim sistemima komponente za promenu stepena prenosa predstavljaju najznačajnije delove od čije funkcije zavisi kvalitet promene stepena prenosa. Ove komponente mogu biti izvedene kao posebni razvodnici radne tečnosti čiji je zadatak da spoje odgovarajuće frikcionne sklopove sa izvorom napajanja. Njihova konstrukcija i tip zavise prvenstveno od konstrukcije menjačkog prenosnika i od broja stepeni prenosa. Najprostija rešenja ovi komponenti za promenu stepena prenosa sadrže samo pomenute razvodnike.

Savremena rešenja ventila za promenu stepena prenosa, pored razvodnika za izbor stepena prenosa, sadrže i dopunske komponente predviđene za poboljšanje procesa promene stepena prenosa (tzv. modulatori pritiska). Najefikasnijim od svih smatraju se komponente koje omogućavaju značajno smanjenje ili potpuno eliminisanje prekida toka snage pri promeni stepena prenosa.

Ovi ventili mogu biti postavljeni ili u sistemu cevovoda od napojne pumpe do cilindra frikcionog sklopa, ili na samom cilindru. Da bi jedan ovakav ventil ostvario svoju funkciju on mora da zadovolji sledeće zahteve:

- pre svega, mora da obezbedi postepen porast pritiska u cilindru spojnice;
- da karakter porasta pritiska u cilindru zavisi od režima menjačkog prenosnika i
- ujedno je poželjno korišćenje jednog mehanizma za regulaciju uključivanja za sve spojnice u menjačkom prenosniku.

U tu svrhu se primenjuju različite vrste mehanizama koji se razlikuju po mestu i načinu dejstva, konstrukciji i karakteristikama porasta pritiska. U praksi se sreću najčešće tri tipa i to:

- hidroakumulatori;
- regulacioni prigušni ventili i
- ventili za postepeno uključivanje (tzv. modulatori pritiska).

Primena jednog hidroakumulatora za upravljanje svim frikcionim sklopovima ne daje zadovoljavajući efekat, jer se pri uključivanju frikcionog sklopa akumulator nedovoljno prazni, što

je posledica malog pada pritiska u glavnom vodu usled velikog hidrauličnog otpora u kanalima od akumulatora do cilindra. Akumulator može ispravno da obavlja svoju funkciju ako se postavi neposredno uz cilindar, što znači da svaki cilindar treba da ima svoj akumulator. To je skopčano sa nizom problema, jer su akumulatori velikih dimenzija i nije ih uvek moguće ugraditi uz cilindar.

Regulacioni prigušni ventili bitno utiču na povećanje vremena popunjavanja hidrauličkog izvršnog cilindra što izaziva veliki prekid toka snage pri promeni stepena prenosa. Postepeno uključivanje frikcionih sklopova obezbeđuje se malim protočnim presecima, ali ujedno, protok kroz takve preseke je u tesnoj vezi sa zaptivenošću spojeva do izvršnog cilindra i sa zaptivenošću klipa. Primena ovakvih ventila može dovesti do pada pritiska u izvršnim cilindrima pri radu, a samim tim, i do proklizavanja frikcionog sklopa i deformacija frikcionih elemenata.

Iz napred navedenih razloga hidroakumulatori i regulacioni prigušni ventili nisu našli širu primenu kod sistema upravljanja na menjačkom prenosniku sa promenom stepena prenosa bez prekida toka snage, jer ne obezbeđuju potreban kvalitet procesa uključivanja frikcionih sklopova.

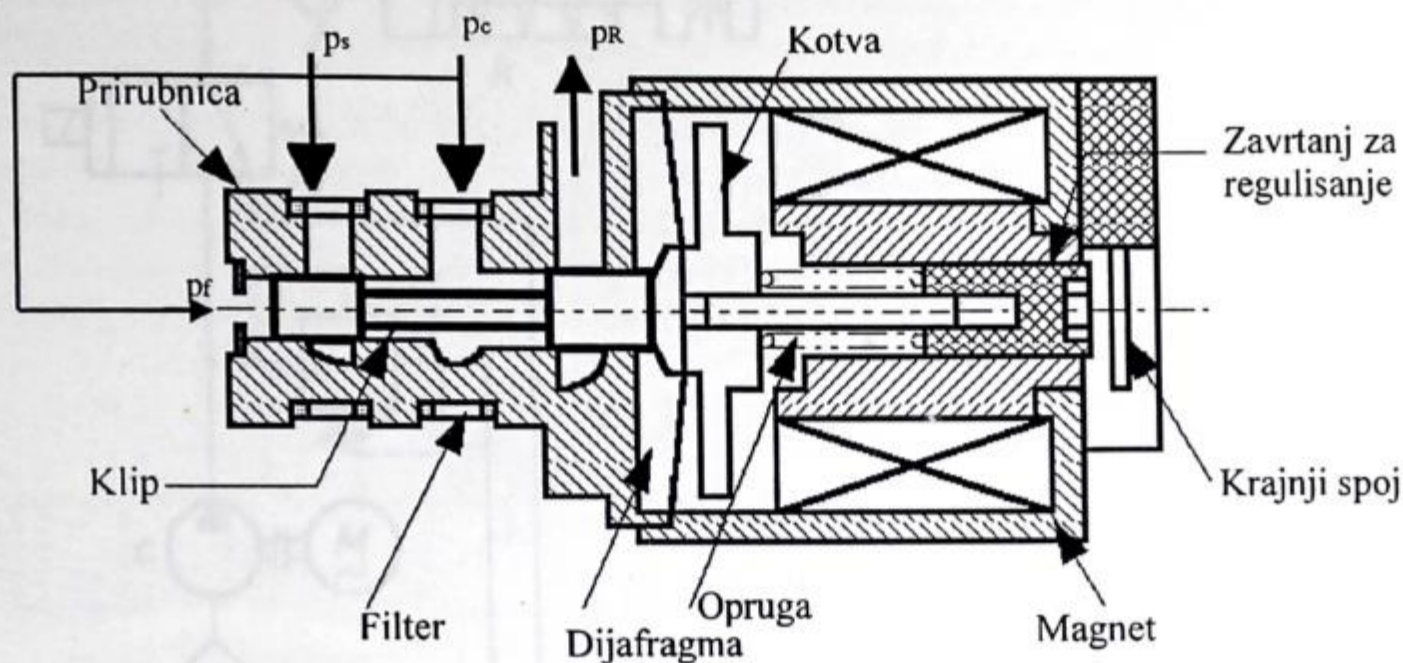
Treća grupa ventila za regulaciju uključivanja su ventili za postepeno uključivanje (tzv. ventili za modulaciju pritiska) koji su zbog svojih dobrih karakteristika najviše primenjivani. Ovi ventili regulaciju uključivanja vrše ograničenjem protoka tečnosti ka cilindru posle poništenja zazora između diskova frikcionih sklopova i smanjenjem krutosti hidrauličkog sistema. To se može postići na dva načina: smanjenjem preseka cevovoda ka cilindru (ventili prigušnog tipa) ili otvaranjem prelivnog otvora u sistemu (ventili prelivnog tipa). Krutost hidrauličkog sistema može se smanjiti primenom manjih hidroakumulatora objedinjenih sa ovim ventilima (videti poglavlje 5.2).

Većina današnjih automatskih transmisija koristi elektrohidraulički upravljački sistem, gde uloga elektronski upravljanih proporcionalno-magnetnog ventila zauzima značajno mesto (proporcionalni magneti sa regulisanom silom ili hodom). Proporcionalni ventili, ili elektromagnetni ventili, predstavljaju izvršne komponente elektrohidrauličkog sistema za upravljanje automatskim transmisijama koji omogućavaju regulaciju pritiska u frikcionim sklopovima u funkciji spoljašnjih opterećenja, kao što je na primer opterećenje motora. Danas, je veliku primenu ovih ventila uslovlila tendencija da se u toku procesa uključivanja frikcionih sklopova ostvari neprekidnost toka snage pri promeni stepena prenosa, kako bi se dobio kvalitetniji prelazni proces i smanjilo habanje frikcionih elemenata (videti poglavlje 5.3).

Karakteristike proporcionalnog elektromagnetnog ventila su: da je pokretačka sila na razvodnom klipu mala (iznosi od 50–100 N), da ima relativno veliku snagu (5–40 W), malo prigušenje, da se veoma lako održava i da mu je cena umerena [16]. Na slici 3.8 – a, (videti poglavlje 3.1.1) i slici 5.2 prikazana su dva rešenja koja se danas koriste u automatskim transmisijama. Prvo rešenje (slika 3.8) je primer elektromagnetnog ventila koji koristi firma Voith [6] u sistemima za upravljanje automatskom transmisijom autobusa, a na slici 5.2 prikazano je rešenje koje se koristi u vozilima firme Hyundai [6], [19].

Princip rada oba ventila je isti. Kada je ventil u neutralnom položaju dovod radne tečnosti pod pritiskom je blokiran (videti sliku 5.2), a frikcioni sklop kojim ovaj ventil upravlja je isključen. U toku regulacije pritiska, snaga koja se indukuje u elektromagnetu upravlja radom ventila – frikcionog sklopa, tako što se pomeranjem klipa razvodnika otvara prolaz radnoj tečnosti ka potrošaču. Pritisak radne tečnosti, koji pri tome generiše ventil, određen je veličinom sile kojom elektromagnet deluje na klip ventila i površinom koja predstavlja efektivnu površinu

klipa, odnosno, pritisak je srazmeran sili elektromagneta koja se reguliše preko elektronskog uređaja.



Slika 5.2 Proporcionalni elektromagnetni ventil firme Hyundai
 p_s – pritisak napajanja, p_c – upravljački pritisak, p_R – pritisak u rezervoaru,
 p_f – pritisak koji deluje na čelo razvodnog klipa

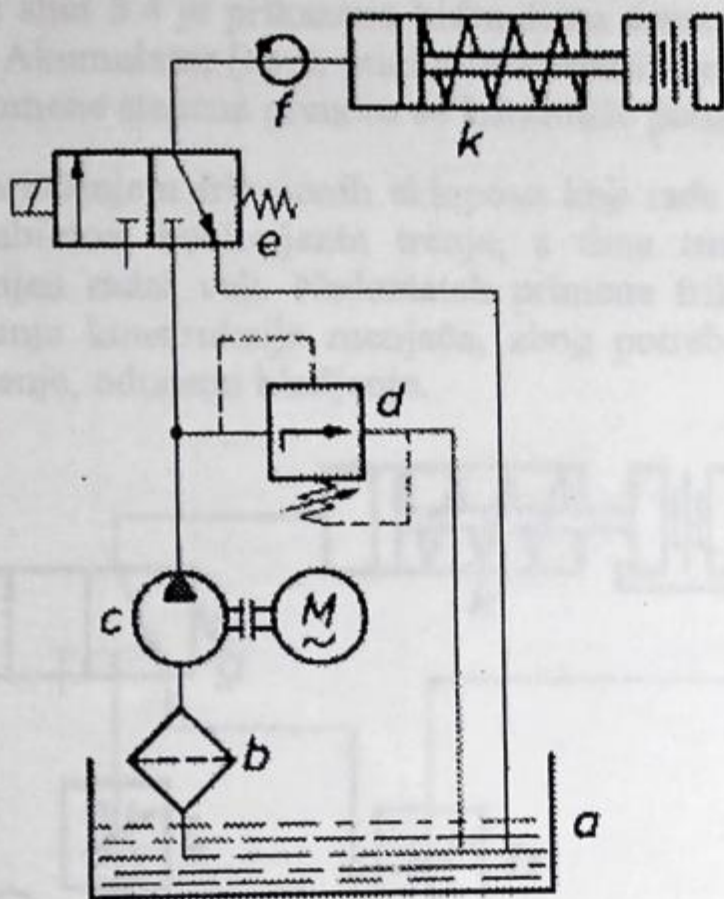
5.1 Primeri primene on–off elektromagnetnih ventila u upravljanju frikcionim spojnicama

Višelamelaste frikционе spojnice sa hidrauličnim upravljanjem imaju najširu primenu u transmisijama motornih vozila. To je uslovljeno, pre svega, primenom hidrodinamičko–mehaničkih transmisija, koje zahtevaju postojanje napojnih pumpi, prečistača, hladnjaka i drugih hidrauličkih komponenata za snabdevanje radnom tečnošću i njegovo hladjenje, a koje mogu biti ujedno iskorišćene i za upravljanje frikcionim sklopovima.

Osim toga, važan razlog primene hidrauličkog upravljanja frikcionim sklopovima su i mnogobrojni nedostaci koje poseduju mehanički i drugi sistemi upravljanja.

U ovom odeljku opisano je nekoliko primera primene elektromagnetnog ventila za upravljanje frikcionim spojnicama i kočnicama u automatskoj transmisiji, kao komponente koja se danas najčešće sreće u elektrohidrauličkim sistemima upravljanja. Zatim je na osnovu sagledavanja uloge i zadatka elektromagnetnog ventila izabrano rešenje koje je primenjeno u upravljanju menjačem za gradski autobus [62].

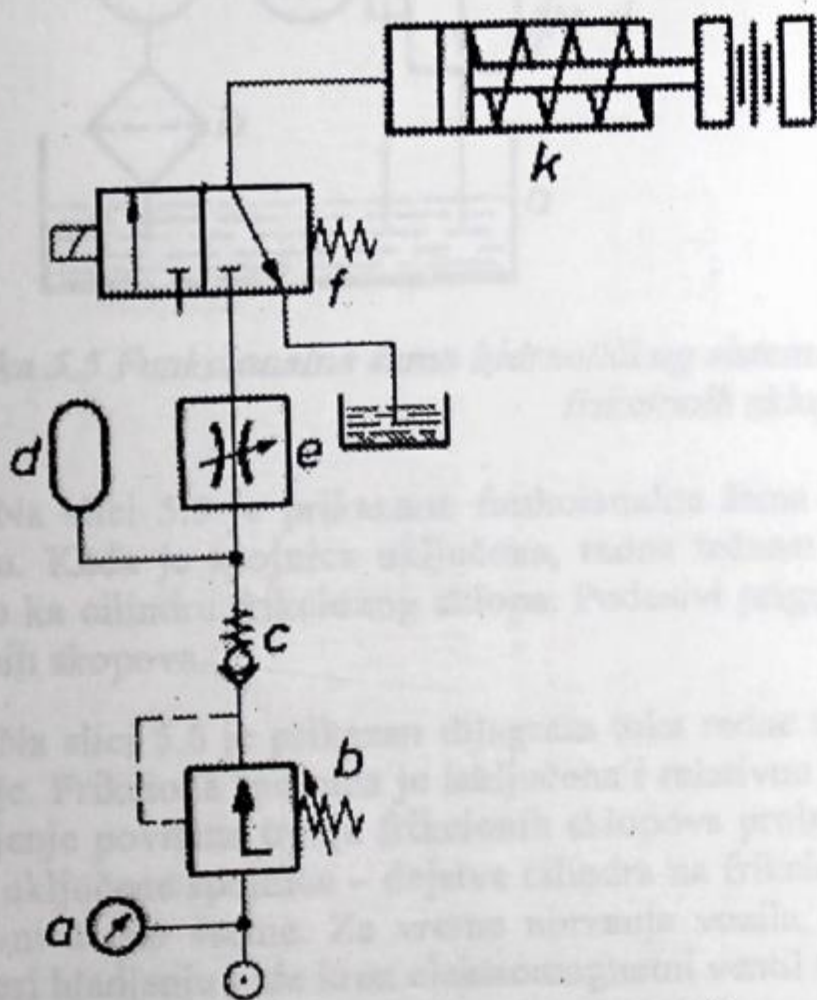
U transmisijama motornih vozila koriste se frikcioni sklopovi koji rade okvašeni radnom tečnošću ili u uslovima suvog trenja. Rad frikcionih sklopova pri suvom trenju obično karakteriše nestabilnost koeficijenta trenja, visoka dinamička i toplotna opterećenost, povećano habanje radnih površina i česta eksploataciona podešavanja. Zbog toga su u transmisijama sa planetarnim menjačima prednost dobili frikcioni sklopovi čiji elementi rade okvašeni radnom tečnošću.



- a. rezervoar
- b. filter
- c. pumpa
- d. ventil za ograničenje pritiska na izlazu iz pumpe
- e. 3/2 elektromagnetni ventil
- f. obrtni priključak
- k. hidrocilindar sa frikcionim sklopom

Slika 5.3 Funkcionalna šema osnovnog hidrauličkog kola za upravljanje frikcionim sklopovima

Na slici 5.3 je prikazana funkcionalna šema upravljanja frikcionim spojnicama u uslovima suvog trenja. Pumpa (c) crpi radnu tečnost kroz filter (b) iz rezervoara i potiskuje ga ka elektromagnetnom ventilu. Zahtevani radni pritisak je regulisan pomoću ventila za ograničenje pritiska (d) odakle se suvišna količina radne tečnosti vraća nazad u rezervoar. Hidraulički cilindar uključuje spojnicu (k) kada je selektovana pozicija "ON" na elektromagnetnom ventilu.

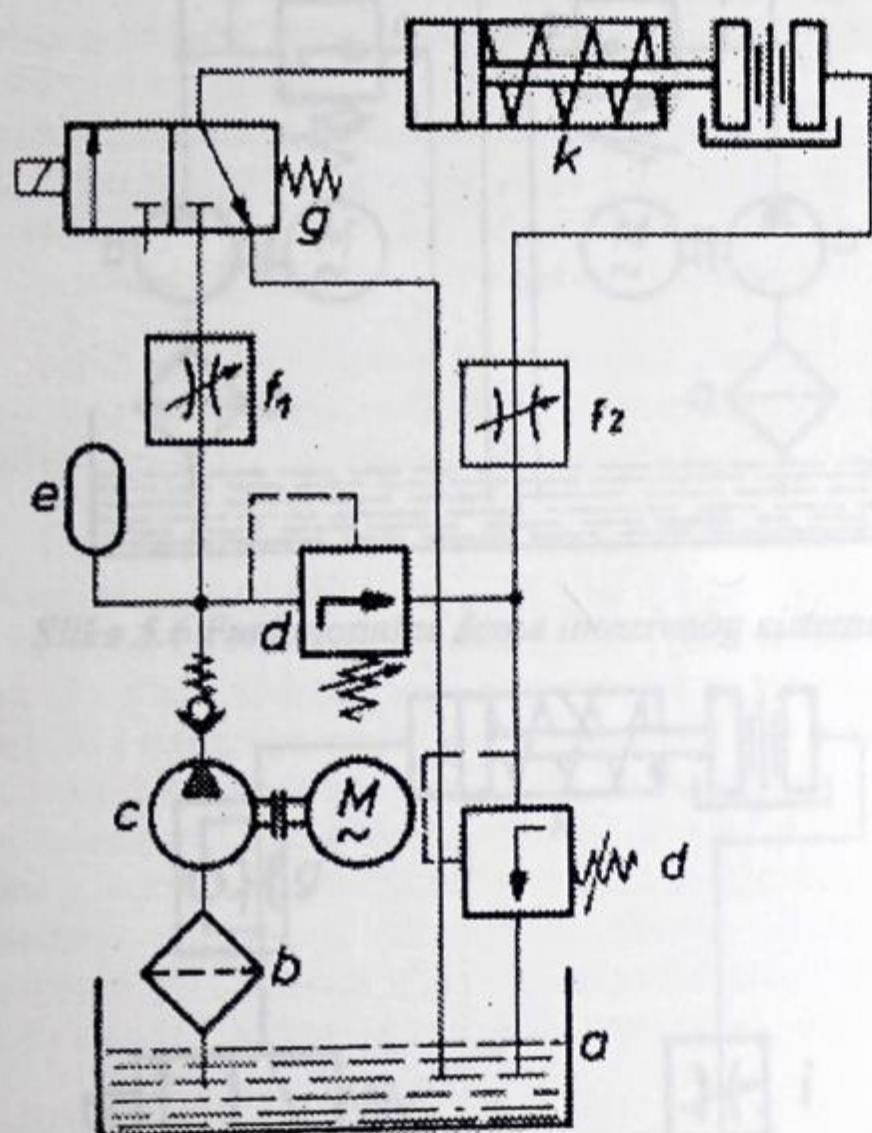


- a. merač pritiska
- b. regulator izlaznog pritiska
- c. nepovratni ventil
- d. akumulator
- e. podesivi prigušnik
- f. 3/2 elektromagnetni ventil
- k. hidrocilindar sa frikcionim sklopom

Slika 5.4 Funkcionalna šema regulacije vremena uključivanja frikcionih spojnica

Na slici 5.4 je prikazana hidraulična šema za regulaciju vremena uključivanja frikcionih sklopova. Akumulator (d) se puni u intervalu između dva ciklusa uključivanja frikcionog sklopa. Vreme promene stepena prenosa se kontroliše pomoću podesivog prigušnika (e).

Korišćenjem frikcionih sklopova koji rade okvašeni radnom tečnošću moguće je postići visoku stabilnost koeficijenta trenja, a time smanjiti dinamička opterećenja u transmisiji i povećati njen radni vek. Nedostatak primene frikcionih sklopova koji su okvašeni je izvesno usložnjavanje konstrukcije menjača, zbog potrebe dovodjenja radne tečnosti za upravljanje i podmazivanje, odnosno hladjenje.

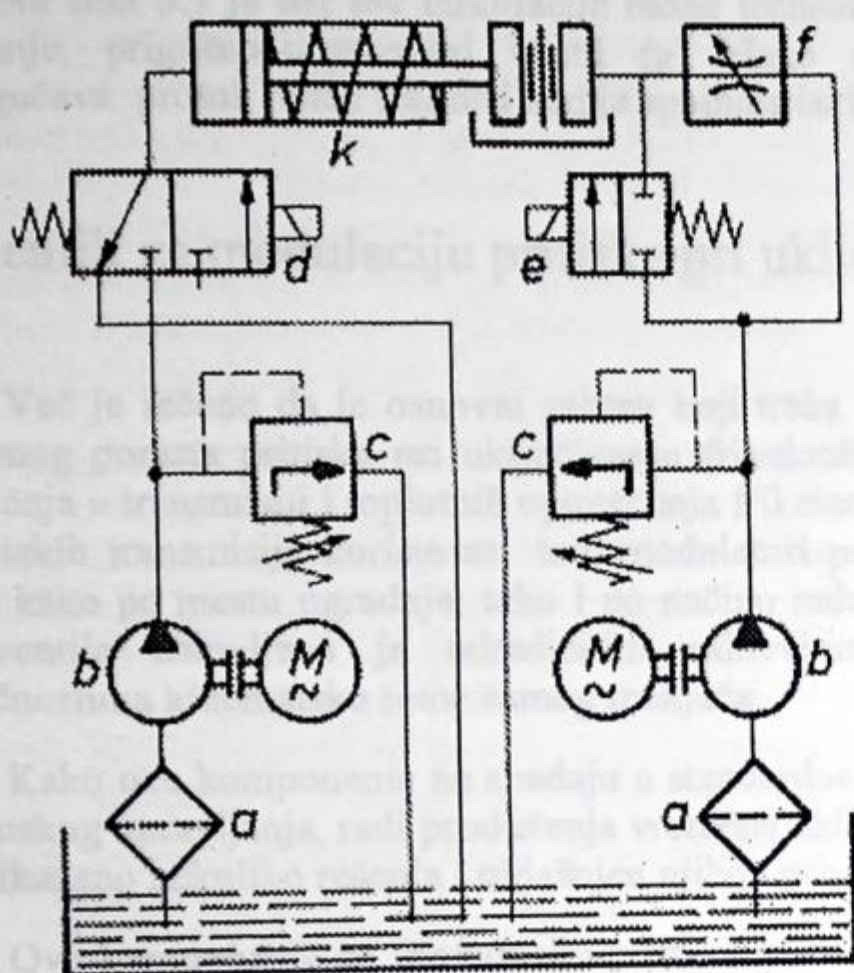


- a. rezervoar
- b. filter
- c. pumpa
- d. ventil za ograničenje ulaznog pritiska
- e. akumulator
- f1 i f2. podesivi prigušnici
- g. 3/2 elektromagnetni ventil
- k. hidrocilindar sa frikcionim sklopom

Slika 5.5 Funkcionalna šema hidrauličkog sistema upravljanja i hladjenja površina trenja frikcionih sklopova

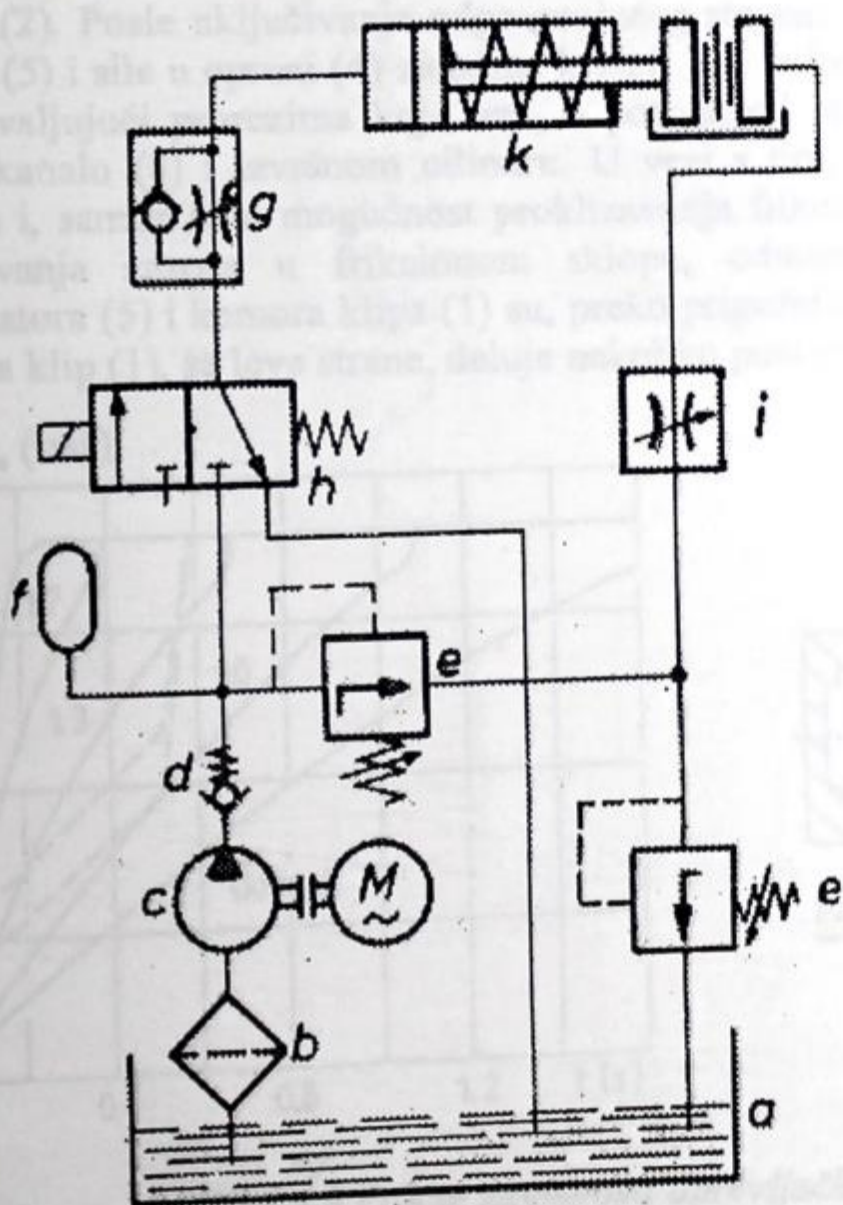
Na slici 5.5 je prikazana funkcionalna šema rada spojnice koje rade okvašene radnom tečnošću. Kada je spojnica uključena, radna tečnost prolazi kroz podesivi prigušnik (f1) i ide direktno ka cilindru frikcionog sklopa. Podesivi prigušnik (f2) reguliše hladjenje površina trenja frikcionih sklopova.

Na slici 5.6 je prikazan dijagram toka radne tečnosti za upravljanje odvojeno od dela za hladjenje. Frikciona spojnica je isključena i relativno mala količina radne tečnosti koja se koristi za hladjenje površina trenja frikcionih sklopova prolazi kroz podesivi prigušnik (f) do lamela. U slučaju uključene spojnice – dejstva cilindra na frikcioni sklop (k), elektromagnetni ventili (d i e) su aktivni u isto vreme. Za vreme ubrzanja vozila, relativno velika količina radne tečnosti se koristi pri hladjenju i ide kroz elektromagnetni ventil (e) direktno do lamela frikcionog sklopa.



- a. filter
- b. pumpa
- c. ventil za ograničenje ulaznog pritiska
- d. 3/2 elektromagnetni ventil
- e. 2/2 elektromagnetni ventil
- f. podesivi prigušnik
- k. hidrocilindar sa frikcionim sklopom

Slika 5.6 Funkcionalna šema intezivnog sistema hladjenja lamela frikcionih sklopova



- a. rezervoar
- b. filter
- c. pumpa
- d. nepovratni ventil
- e. ventil za ograničenje ulaznog pritiska
- f. akumulator
- g. prigušno-nepovratni ventil
- h. 3/2 elektromagnetni ventil
- i. podesivi prigušnik
- k. hidrocilindar sa frikcionim sklopom

Slika 5.7 Funkcionalna šema upravljanja lamelastim spojnicama pri početnom usporavanju

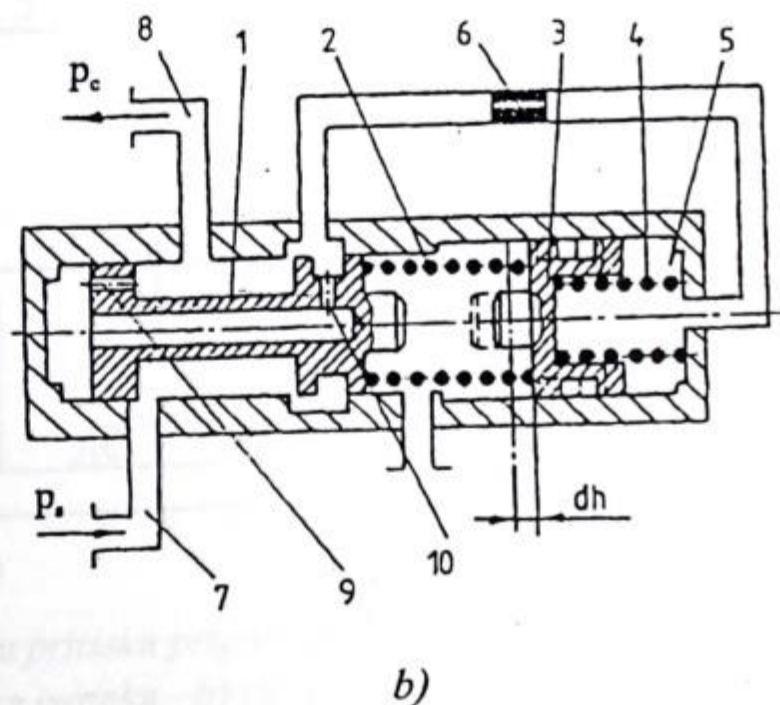
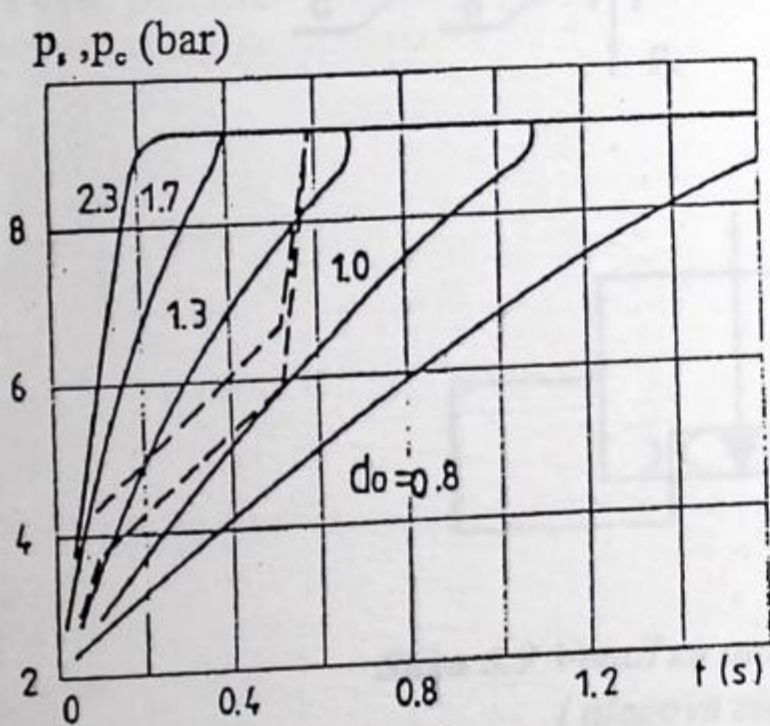
Na slici 5.7 je dat tok cirkulacije radne tečnosti pri početnom usporavanju. Pogodan za regulisanje, prigušno-nepovratni ventil (g) blago ubrzava proces. Nepovratni ventil (d) onemogućava protok radne tečnosti kad je spojnica isključena.

5.2 Ventili za modulaciju pritiska pri uključivanju frikcionih sklopova

Već je rečeno da je osnovni zahtev koji treba da ispuni sistem upravljanja ostvarivanje postepenog porasta pritiska pri uključivanju frikcionih sklopova u cilju smanjenja dinamičkih opterećenja u transmisiji i toplotnih opterećenja frikcionih elemenata. U tu svrhu, u velikom broju automatskih transmisija koriste se tzv. modulatori pritiska koji mogu biti realizovani na više načina, kako po mestu ugradnje, tako i po načinu rada. U svakom konkretnom slučaju primena ovih ventila uslovljena je odredjenim zahtevima za kvalitetom prelaznog procesa i specifičnostima kinematske šeme samog menjača.

Kako ove komponente ne spadaju u standardne, a primenjene su u velikom broju sistema automatskog upravljanja, radi produženja vremena uključivanja frikcionih sklopova, u ovom delu biće prikazano nekoliko rešenja i objašnjen njihov princip rada.

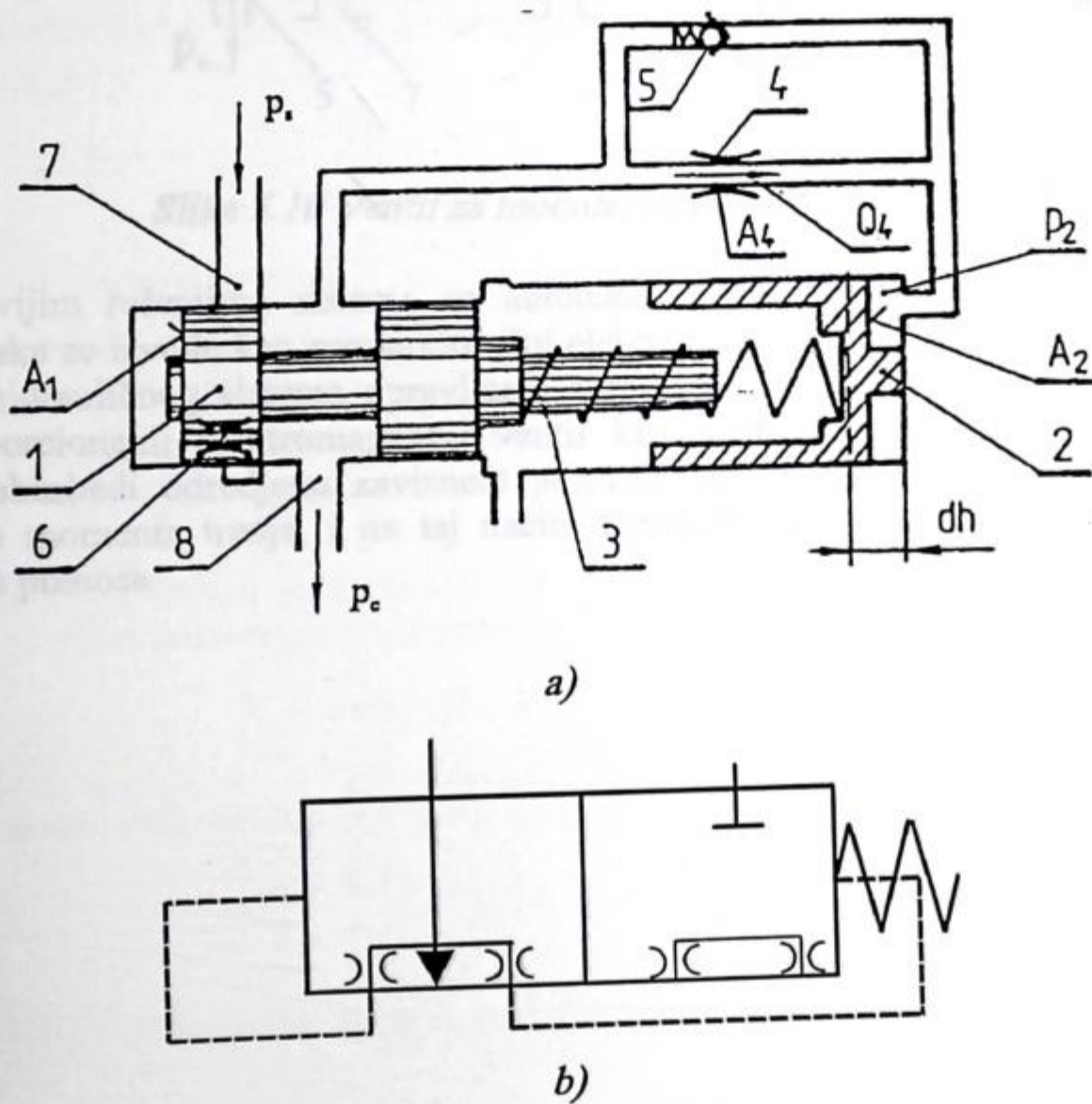
Ove komponente za modulaciju pritiska najčešće su prigušnog, ili prelivnog tipa. Jedno od rešenja prigušnog tipa dato je na slici 5.8 [93] koje se primenjuje u automatskoj transmisiji ZF 2HP-45. Ona sadrži klip regulatora (1) i klip akumulatora pritiska (3) izmedju kojih se nalazi opruga (2). Posle uključivanja odgovarajućeg stepena prenosa, klip (3) pod dejstvom pritiska u komori (5) i sile u opruzi (4) zauzima krajnji levi položaj, naslanjajući se na ispust kućišta. Klip (1) zahvaljujući prorezima koje ima, u potpunosti otvara prolaz radnoj tečnosti iz kanala (7) prema kanalu (8) i izvršnom cilindru. U vezi s tim, isključena je mogućnost pada pritiska u cilindru i, samim tim, mogućnost proklizavanja frikcionog sklopa pod opterećenjem. Za vreme poništavanja zazora u frikcionom sklopu, odnosno punjenja izvršnog cilindra, komora akumulatora (5) i komora klipa (1) su, preko prigušnih otvora (9) i (10), spojene sa prelivom, pri čemu na klip (1), sa leve strane, deluje nekoliko puta manji pritisak nego što je u kanalu (8).



a)
Slika 5.8 Prikaz zavisnosti upravljačkog i pritiska napajanja – a)
i ventila za modulaciju pritiska prigušnog tipa – b)

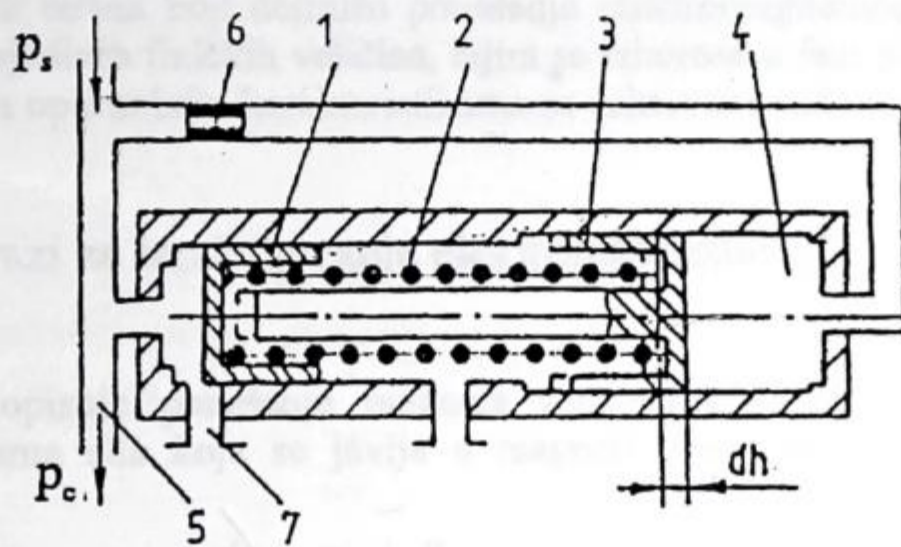
Na slici 5.9 prikazan je ventil za modulaciju pritiska prigušnog tipa za koji su izvedeni matematički izrazi za određivanje upravljačkog pritiska i koji je eksperimentalno potvrđen [93], a čiji je princip dejstva sličan prethodnom. Ovaj ventil se sastoji od klipa regulatora (1), klipa akumulatora (2), opruge (3), prigušnika (4) i (6) i nepovratnog ventila (5). Kanal (7) je spojen sa razvodnikom za izbor stepeni prenosa, a kanal (8) sa odgovarajućim frikcionim sklopom. Na slici 5.9 prikazan je položaj elemenata ventila u trenutku započinjanja procesa modulacije pritiska. Od tog trenutka modulacija pritiska p_c u kanalu (8), a samim tim i cilindru frikcionog skopa, odvija se u skladu s kretanjem klipa (2) i krutošću opruge (3). Proces modulacije pritiska biće završen kada se klip (2) osloni na ispušni klip (1), nakon čega se u cilindru uspostavlja nominalni pritisak.

Prigušnik (6) određuje brzinu kretanja klipa (1), a prigušnik (4) zakonitost promene pritiska u procesu modulacije. Nepovratni ventil (5) predviđen je da u procesu isključivanja frikcionog sklopa potpomogne brže pražnjenje zapremine akumulatora (2) i pripremi ovu komponentu za ponovno aktiviranje. Ovaj tip ventila treba postaviti neposredno uz izvršni cilindar, a svaki frikcioni sklop treba da poseduje po jednu ovakvu komponentu. Ispitivanja su pokazala da u slučaju povećanih gubitaka radne tečnosti u izvršnom cilindru menjača i spojevima, koji bi bili veći od protoka kroz prigušnik (6), može doći do nepotpunog uključivanja frikcionog skopa, što bi moglo prouzrokovati termičko preopterećenje i krivljenje frikcionih elemenata. Detaljan proračun i eksperimentalna verifikacija ovog uređaja data je u literaturi [93].



Slika 5.9 Ventil za modulaciju pritiska prigušnog tipa -a) i njegova simbolička oznaka -b) [93]

Na slici 5.10 prikazan je uređaj za modulaciju pritiska prelivnog tipa. Klip modulatora (1) pri ispunjavanju izvršnog cilindra zatvara prelivni otvor (7) i na taj način nema uticaj na vreme poništavanja zazora među frikcionim diskovima. Sa porastom pritiska u kanalu (5), klip (1) otvara prelivni otvor (7), pa porast pritiska u kanalu (5) protiče u skladu sa deformacijom opruge (2) i pomeranjem klipa akumulatora (3), na račun punjenja komore (4) kroz prigušnik (6). Na kraju hoda, klip (3) prinudno pomera klip (1) zatvarajući na taj način prelivni otvor (7). Prednost ovakvih ventila u odnosu na ventile prigušnog tipa je što oni pri povećanim curenjima radne tečnosti iz izvršnog cilindra ne može da dovede do nepotpunog uključivanja, usled čega bi došlo do eventualnih oštećenja frikcionog skopa.



Slika 5.10 Ventil za modulaciju pritiska prelivnog tipa

U najnovijim rešenjima sistema za automatsku promenu stepena prenosa ventili za modulaciju pritiska se izvode kao proporcionalni elektromagnetni ventili. Zbog svojih prednosti, pri formiranju hidrauličnog sistema upravljanja automatskim menjačem domeće konstrukcije, izabran je proporcionalni elektromagnetni ventil kao izvršna komponenta. Njegov osnovni zadatak je da obezbedi određenu zavisnost promene pritiska u radnom cilindru frikcionog sklopa, odnosno momenta trenja, i na taj način doprinese ostvarivanju kontinualnog procesa promene stepena prenosa.

5.3 Numerički model proporcionalnog elektromagnetnog ventila

U okviru ovog odeljka teorijski će se razmatrati proporcionalni elektromagnetni ventil koji omogućava regulaciju pritiska u frikcionim sklopovima. Pri tome su posebno obradjene tri funkcionalne celine ovog ventila i postavljene nelinearne diferencijalne jednačine ponašanja za:

- magnetni deo (solenoid);
- hidraulični deo i
- mehanički deo.

Sem matematičkih izraza koji definišu ponašanje elektromagnetnog ventila, biće date i preporučene vrednosti pojedinih fizičkih veličina, čijim se izborom u fazi projektovanja dobijaju elektromagnetni ventili sa optimalnim karakteristikama za zahtevane radne režime.

5.3.1 Matematički izrazi za izračunavanje elektromagnetne sile

Jednačina koja opisuje ponašanje magneta zasnovana je na Faradejevom zakonu. Indukovana elektromotorna sila koja se javlja u magnetu funkcija je elektrootporne sile u otporniku i napona [61]:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{u - i \cdot R}{N}, \quad (5.1)$$

gde je:

- φ [Wb] – magnetni fluks,
- i [A] – struja,
- R [Ω] – otpor koji se javlja u magnetu,
- N [-] – broj namotaja,
- u [V] – upravljački napon.

Iz relacije (5.1) dobija se zavisnost upravljačkog napona koji se dovodi do namotaja elektromagneta i izaziva pomeranje klipa razvodnika:

$$u = i(t) \cdot R + N \cdot \frac{d\varphi}{dt}. \quad (5.2)$$

S druge strane, važi relacija [7], [32], [37], [61]:

$$N \cdot \varphi = L(x) \cdot i, \quad (5.3)$$

gde je:

- $L(x)$ [H] – induktansa, koja je funkcija dužine vazdušnog procepa, i koja se računa [32]:

$$L(x) \approx \frac{N^2 \cdot \mu_0 \cdot A_v}{x}, \quad (5.4)$$

i gde su:

- μ_o [H/m] – magnetna permeabilnost vazduha, koja je uz zanemarivanje relativne permeabilnosti vazduha ($\mu = 1,000008 H/m$), jednaka magnetnoj permeabilnosti vakuuma: $\mu_o = 1,257 \cdot 10^{-6} H/m = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7} H/m$,
- x [m] – dužina vazdušnog procepa,
- A_v [m²] – površina poprečnog preseka vazdušnog procepa upravna na linije magnetne indukcije.

Zamenom relacije (5.3) u izraz (5.1) i diferenciranjem dobija se:

$$N \cdot \frac{d\varphi}{dt} = L(x) \cdot \frac{di}{dt} + i(t) \cdot \frac{\partial L}{\partial x} \cdot \frac{dx}{dt} \approx L(x) \cdot \frac{di}{dt}, \quad (5.5)$$

pri čemu se drugi član izraza (5.5) može zanemariti, jer je dužina vazdušnog procepa relativno mala, pa je $dx/dt \approx 0$ [6].

Magnetopobudna sila, koju izaziva fluks, s druge strane, predstavlja zbir magnetopobudne sile koja se javlja u vazdušnom procepu F_{mpvp} [A] (medjugvoždju) i magnetopobudne sile koja se javlja u trajnom magnetu F_{mptm} [A]:

$$F_{mp} = F_{mpvp} + F_{mptm} = N \cdot i, \quad (5.6)$$

gde se magnetopobudne sile mogu izračunati na sledeći način [16], [61]:

$$F_{mpvp} = H \cdot x = R_{vp} \cdot \varphi, \quad F_{mptm} = H_{tm} \cdot l_{tm} = R_{tm} \cdot \varphi. \quad (5.7)$$

Da bi odredili magnetni fluks računamo reluktansu vazdušnog procepa R_{vp} [H⁻¹] po izrazu [16]:

$$R_{vp} = \frac{x}{\mu_o \cdot A_v}, \quad (5.8)$$

a reluktansu trajnog magneta:

$$R_{tm} = \frac{l_{tm}}{A_{tm} \cdot \mu_{tm}}, \quad (5.9)$$

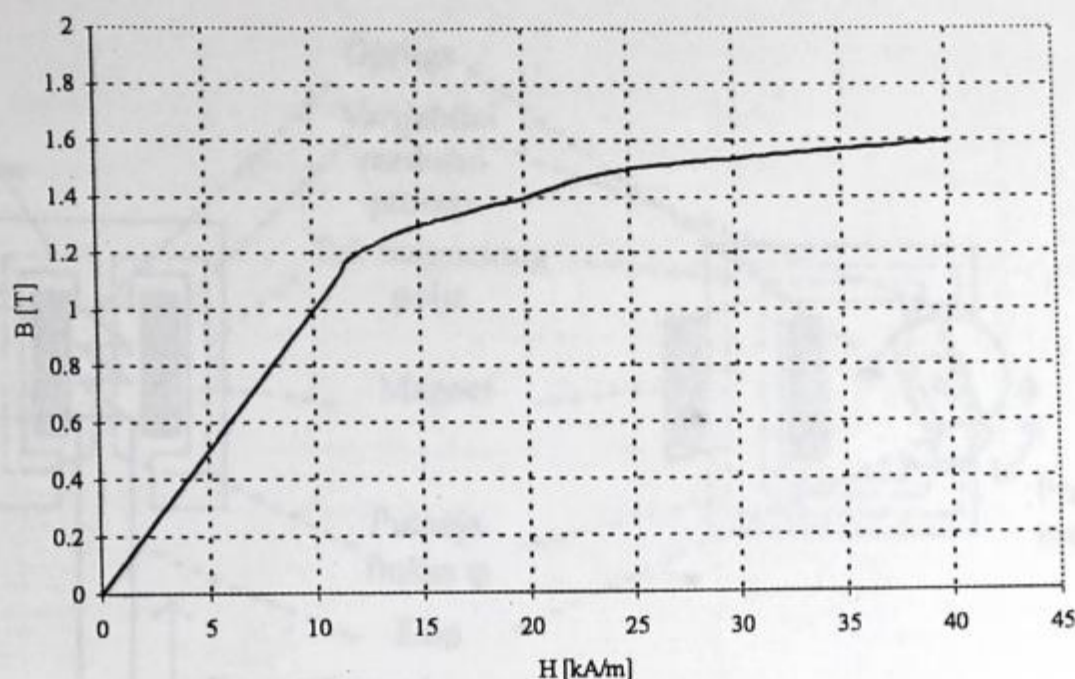
gde je:

- A_{tm} [m²] – površina poprečnog preseka trajnog magneta,
- μ_{tm} [H/m] – magnetna permeabilnost trajnog magneta,
- l_{tm} [m] – dužina magnetnog polja u trajnom magnetu.

Magnetna indukcija B [T] funkcija je magnetne permeabilnosti i jačine magnetnog polja H [Wb/Hm] i može se odrediti uz pomoć izraza [37]:

$$B = \frac{\varphi}{A_v} = \mu_o \cdot H, \quad B_{tm} = f(H_{tm}), \quad (5.10)$$

ili eksperimentalno, kao što je prikazano za magnet R90991121 (Bosch-Rechroth) (slika 5.11).



Slika 5.11 Zavisnost magnetne indukcije magneta u funkciji jačine magnetnog polja [37]

Zamenom relacija (5.8) i (5.9) u jednačinama (5.7) dobijamo izraze za izračunavanje magnetopobudnih sila u medjugvoždju i trajnom magnetu:

$$F_{mpvp} = \frac{x \cdot B}{\mu_o}, \quad F_{mptm} = \frac{l_{tm} \cdot B}{\mu_{tm}}, \quad (5.11)$$

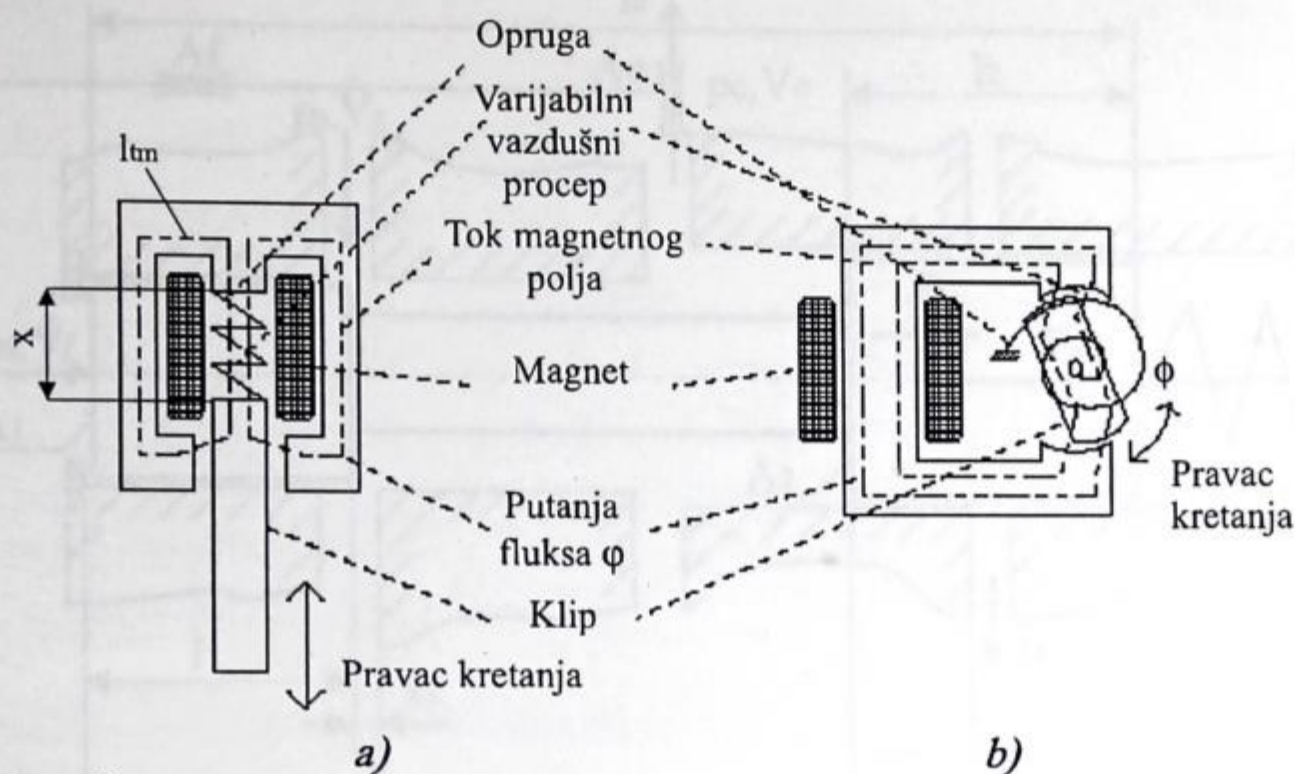
i, dalje, zamenom relacija (5.11) u izraz (5.6) dobija se izraz za fluks:

$$\varphi = \frac{N \cdot i}{\frac{l_{tm}}{\mu_{tm} \cdot A_{tm}} + \frac{x}{\mu_o \cdot A_v}}. \quad (5.12)$$

Zanemarivanjem reluktanse trajnog magneta, koja je mnogo manja u odnosu na reluktansu u vazдушnom procepu u relaciji (5.12), [3] i zamenom u jednačini za elektromagnetnu silu F_{sol} [N] kojom magnetno polje deluje na klip razvodnika dobija se izraz [6]:

$$F_{sol} = \frac{B^2 \cdot A_v}{2 \cdot \mu_o} = \frac{\varphi^2}{2 \cdot \mu_o \cdot A_v} \approx \frac{1}{2} \cdot \frac{N^2 \cdot \mu_o \cdot A_v \cdot i^2}{x^2}. \quad (5.13)$$

Proporcionalni elektromagneti sa regulisanim hodom koriste se za direktno aktiviranje klipova proporcionalnih razvodnih ventila (slika 5.12-a), pri čemu je hod magneta proporcionalan jačini struje koja protiče kroz namotaje magneta. Radni hod se kreće od 2–4 mm, u zavisnosti od veličine magneta. Na slici 5.12 su prikazana dva tipa izvodjenja proporcionalnih magneta u elektromagnetnom razvodniku koji izazivaju linearno ili obrtno kretanje klipa razvodnog ventila.



Slika 5.12 Šematski prikaz proporcionalnog linearnog magneta –a) i obrtnog magneta– b)

5.3.2 Matematički izrazi za izračunavanje zapreminskih protoka kroz prigušne otvore

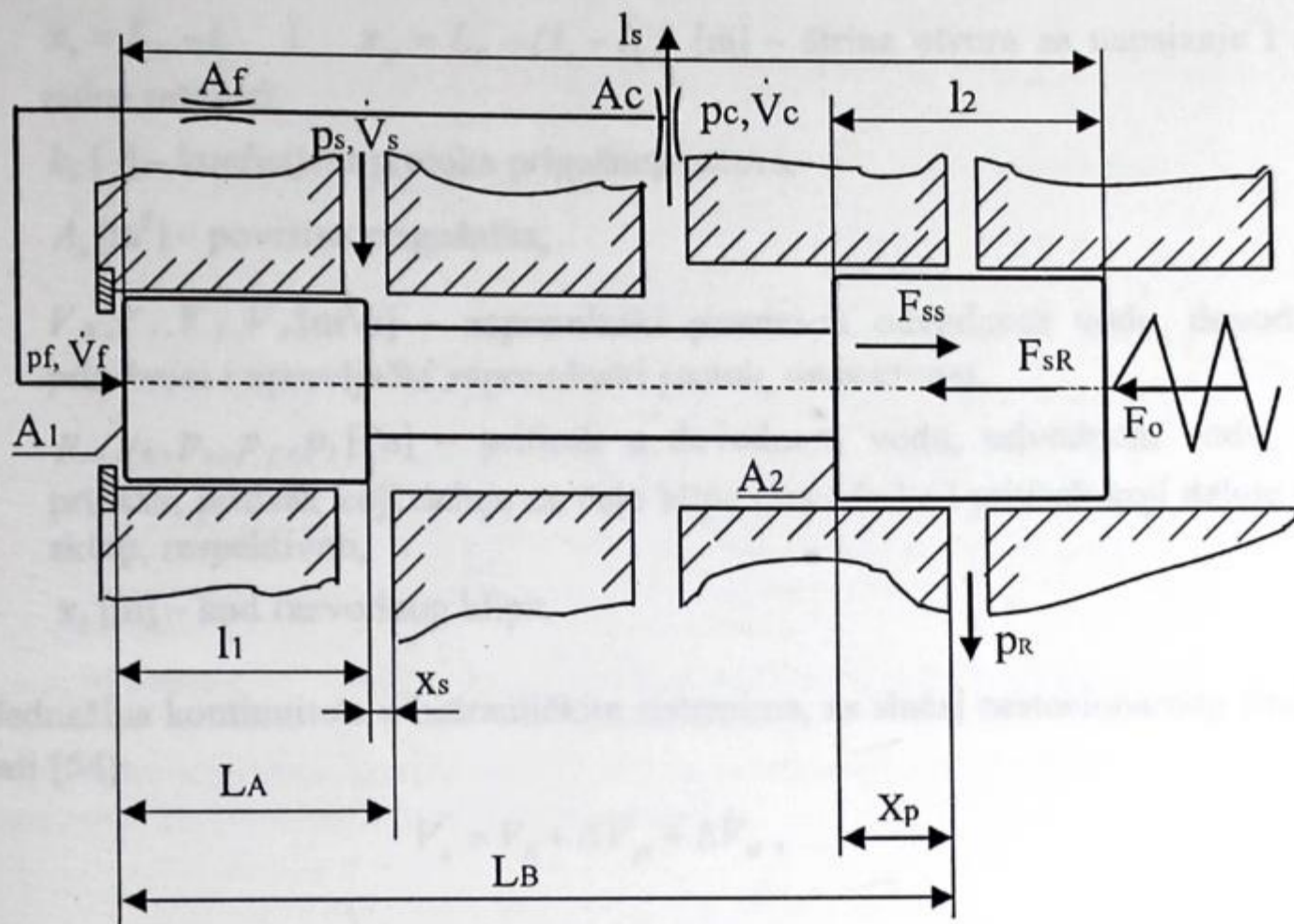
Polazni izraz za analizu bilo kog tipa hidrauličkih upravljačkih komponenti predstavlja zavisnost između zapreminskog protoka i pada pritiska radne tečnosti na prigušnom otvoru [51]:

$$\dot{V} = k_o \cdot A_{pr} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p}, \quad (5.14)$$

gde su:

- \dot{V} [m³/s] – zapreminski protok kroz prigušni otvor,
- k_o [-] – koeficijent protoka (karakteristika blende) koja zavisi od vrste (oblika) prigušnog otvora i režima strujanja, definisanog Reynoldsovim brojem,
- A_{pr} [m²] – protočna površina prigušnika,
- ρ [kg/m³] – gustina radne tečnosti,
- Δp [Pa] – pad pritiska na prigušniku.

U ovom delu rada postavljene su jednačine za izračunavanje zapreminskih protoka u razvodniku elektromagnetnog ventila, čija je konstrukcija uzeta po uzoru na rešenje koje daje firma Hyundai (slika 5.2).



Slika 5.13 Prikaz osnovnih geometrijskih parametara elektromagnetnog ventila

Ako se posmatraju oznake na slici 5.13 i slici 5.14 i iskoristi izraz (5.14), mogu se napisati izrazi za zapreminske protoke kroz prigušnike:

$$a) \quad \dot{V}_s = k_0 \cdot A_s(x_k) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_s - p_c}; \quad (5.15)$$

$$A_s(x_k) = \begin{cases} \pi \cdot D_1 \cdot (x_s - x_k) & 0 \leq x_k \leq x_s \\ 0 & x_s \leq x_k \leq x_{k \max} \end{cases};$$

$$b) \quad \dot{V}_R = k_0 \cdot A_R(x_k) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_c - p_R}; \quad (5.16)$$

$$A_R(x_k) = \begin{cases} 0 & 0 \leq x_k \leq x_p \\ \pi \cdot D_2 \cdot (x_k - x_p) & x_p \leq x_k \leq x_{k \max} \end{cases};$$

$$c) \quad \dot{V}_f = k_0 \cdot A_f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_c - p_f}; \quad (5.17)$$

$$d) \quad \dot{V}_c = k_0 \cdot A_c \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_c - p_l}. \quad (5.18)$$

gde su:

- A_s, A_R [m²] – otvorena površina poprečnog preseka kanala za napajanje i za odvodjenje radne tečnosti,

- $x_s = L_A - l_1$ i $x_p = L_B - (l_s - l_2)$ [m] – širine otvora za napajanje i odvodjenje radne tečnosti,
- k_o [-] – koeficijent protoka prigušnog otvora,
- A_o [m²] – površina prigušnika,
- $\dot{V}_R, \dot{V}_s, \dot{V}_f, \dot{V}_c$ [m³/s] – zapreminski protoci u odvodnom vodu, dovodnom vodu, prirubnici i upravljački zapreminski protok, respektivno,
- p_s, p_R, p_c, p_f, p_l [Pa] – pritisak u dovodnom vodu, odvodnom vodu, upravljački pritisak, pritisak koji deluje na čelo klipa razvodnika i pritisak koji deluje na frikcionni sklop, respektivno,
- x_k [m] – hod razvodnog klipa.

Jednačina kontinuiteta u hidrauličkim sistemima, za slučaj nestacionarnog strujanja, može se napisati [54]:

$$\dot{V}_s = \dot{V}_R + \Delta\dot{V}_{pr} + \Delta\dot{V}_{st}, \quad (5.19)$$

gde su:

- \dot{V}_s [m³/s] – zapreminski protok koji ulazi u sistem,
- \dot{V}_R [m³/s] – zapreminski protok koji izlazi iz sistema,
- $\Delta\dot{V}_{pr}$ [m³/s] – promena zapreminskog protoka usled isticanja ili doticanja radne tečnosti,
- $\Delta\dot{V}_{st}$ [m³/s] – promena zapreminskog protoka u sistemu usled promene pritiska tj . usled stišljivosti radne tečnosti.

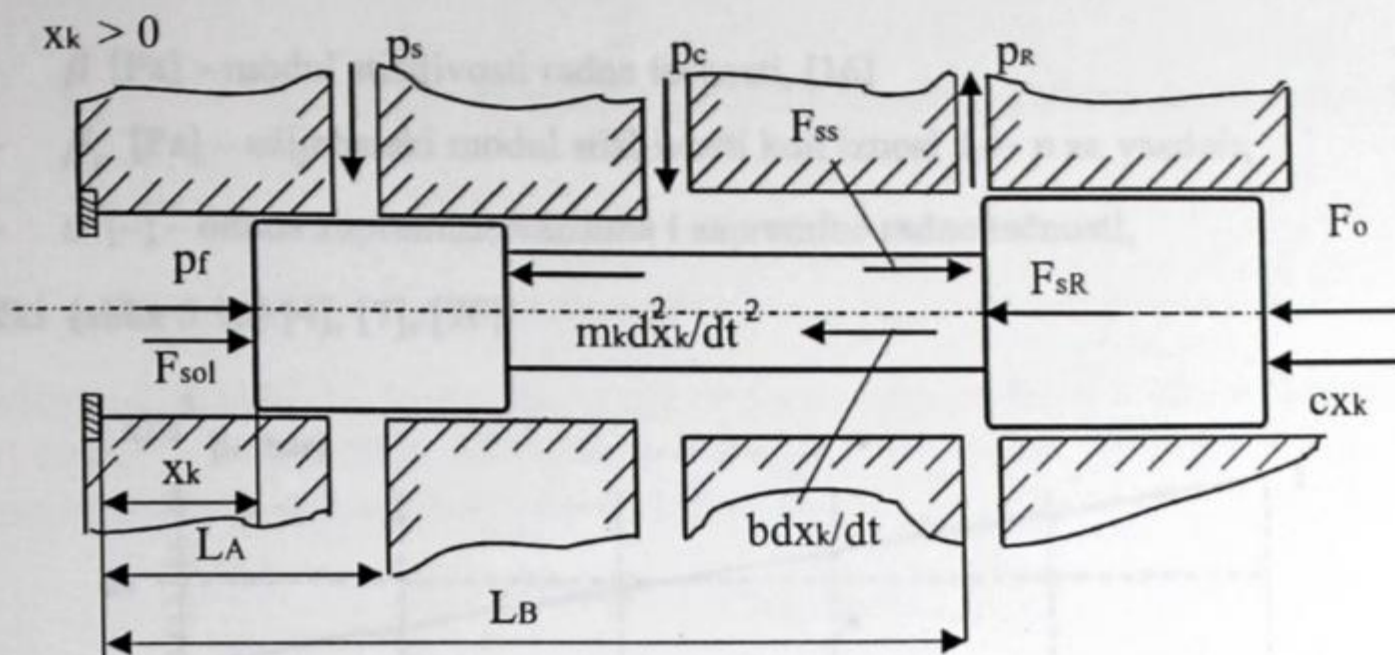
Promena zapreminskog protoka u sistemu određuje se uz pomoć izraza [54]:

$$\Delta\dot{V}_{st} = \frac{V}{\beta_e} \cdot \frac{dp}{dt}, \quad (5.20)$$

gde su:

- V [m³] – zapremina radne tečnosti u hidrauličkom sistemu,
- β_e [Pa] – efektivni modul stišljivosti radne tečnosti,
- $\frac{dp}{dt}$ [Pa/s] – prvi izvod po vremenu pritiska radne tečnosti u hidrauličkom sistemu.

Volumetrijski gubitak radne tečnosti $\Delta\dot{V}_{pr}$ teško se kvantifikuje i zanemarljiv je u odnosu na ostale zapreminske protoke [7], [61], pa ovde nije uzet u razmatranje.



Slika 5.14 Šema elektromagnetnog ventila za analizu dinamike kretanja razvodnog klipa

Primenom jednačine kontinuiteta (5.19) na sistem prikazan na slici 5.14, dobija se relacija za izračunavanje zapreminskih protoka u razvodniku:

$$\dot{V}_s - \dot{V}_c - \dot{V}_f - \dot{V}_R = \frac{V_c}{\beta_e} \cdot \frac{dp_c}{dt}, \quad (5.21)$$

$$V_c = V_{c0} = \text{const.},$$

pri čemu se zapremina komore menja sa pomeranjem klipa:

$$V_f = V_{f0} + A_1 \cdot x_k, \quad V_{f0} = \text{const.}, \quad (5.22)$$

pa nastaje promena zapreminskog protoka. Primenom relacije (5.20) može se odrediti zapreminski protok u povratnom vodu:

$$\dot{V}_f = A_1 \cdot \frac{dx_k}{dt} + \frac{V_{f0} + A_1 \cdot x_k}{\beta_e} \cdot \frac{dp_f}{dt},$$

gde je:

- x_k [m] – hod razvodnog klipa,
- $\frac{dx_k}{dt}$ [m/s] – brzina razvodnog klipa elektromagnetnog ventila,
- V_{c0} [m³] – radna zapremina,
- V_{f0} [m³] – početna zapremina leve komore,
- A_1, A_2 [m²] – površna čela levog i desnog klipa razvodnika.

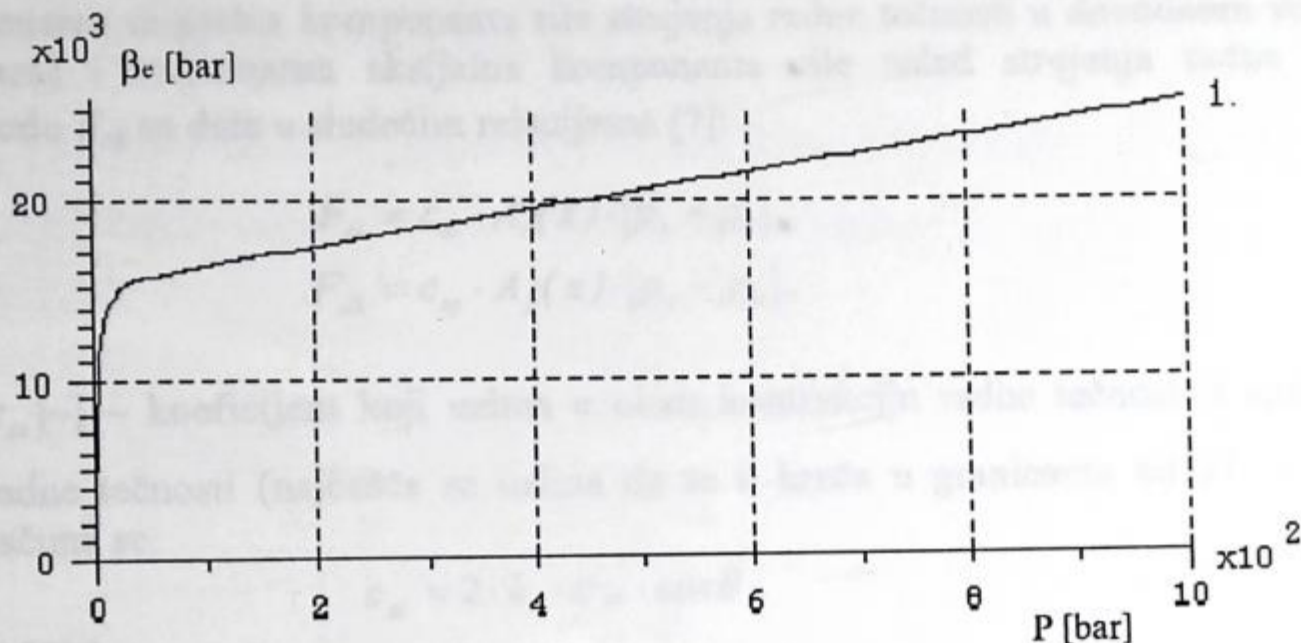
Kako sistem u stvarnosti radi na niskim pritiscima (maksimalni pritisak u sistemu, u automatskoj transmisiji, je manji od 10 bar), a pri visokim temperaturama (oko 130° C) i sa velikom količinom vazduha u instalaciji, to uslovljava niske vrednosti modula stišljivosti, koji može da se odredi pomoću izraza:

$$\frac{1}{\beta_e} = \frac{1}{\beta} + \nu \cdot \frac{1}{\beta_g} \quad (5.23)$$

gde je:

- β [Pa] – modul stišljivosti radne tečnosti, [16]
- β_g [Pa] – adijabatski modul stišljivosti koji iznosi $1,4 \cdot p$ za vazduh,
- ν [-] – odnos zapremine vazduha i zapremine radne tečnosti,

ili grafički (slika 5.15) [4], [7], [90]:



Slika 5.15 Zavisnost efektivnog modula stišljivosti (ATF kao radne tečnosti) u funkciji pritiska u sistemu [4]

Ukoliko je odnos količine vazduha i radne tečnosti u instalaciji veći, to je efektivni modul stišljivosti manji (i do 10 puta, a naročito opada pri niskim vrednostima pritiska) (slika 5.15).

5.3.3. Matematički izrazi za izračunavanje vrednosti upravljačkog pritiska i hoda klipa elektromagnetnog ventila

Diferencijalne jednačine kretanja razvodnog klipa (slika 5.14) mogu se napisati u obliku [7]:

$$\begin{cases} m_k \cdot \frac{d^2 x_k}{dt^2} + b \cdot \frac{dx_k}{dt} + c \cdot x_k - F_{ss} + F_{sR} + F_o = F_{sol} + p_f \cdot A_1 & x_k \leq x_{k \max} \\ 0 & x_k > x_{k \max} \end{cases} \quad (5.24)$$

gde su:

- m_k [kg] – ukupna masa svih pokretnih delova,
- x_k [m] – hod razvodnog klipa,
- c [N/m] – krutost opruge,
- b [Ns/m] – koeficijent viskoznog trenja klipa,
- F_{ss} [N] – stacionarna aksijalna komponenta sile usled strujanja radne tečnosti u dovodnom vodu,

- F_{sR} [N] – stacionarna aksijalna komponenta sile usled strujanja radne tečnosti u odvodnom vodu,
- F_o [N] – reakcija opruge povratne sprege
- p_f [Pa] – pritisak u povratnom vodu.

Stacionarna aksijalna komponenta sile strujanja radne tečnosti u dovodnom vodu F_{ss} (sila reakcije mlaza) i stacionarna aksijalna komponenta sile usled strujanja radne tečnosti u odvodnom vodu F_{sR} su date u sledećim relacijama [7]:

$$F_{ss} = c_{ss} \cdot A_s(x) \cdot |p_s - p_c|, \quad (5.25)$$

$$F_{sR} = c_{ss} \cdot A_p(x) \cdot |p_c - p_R|. \quad (5.26)$$

gde je:

- c_{ss} [-] – koeficijent koji uzima u obzir kontrakciju radne tečnosti i ugao skretanja radne tečnosti (najčešće se uzima da se θ kreće u granicama od $21^\circ - 69^\circ$ [56]), i računa se:

$$c_{ss} = 2 \cdot k_o \cdot c'_{ss} \cdot \cos \theta, \quad (5.27)$$

a u izrazu (5.27) je:

- c'_{ss} [-] – koeficijent brzine.

Za kružne otvore i vodu ovaj koeficijent ima vrednosti $c'_{ss} = 0,96 - 0,99$. Najčešće se pri proračunima koristi srednja vrednost ovog koeficijenta $c'_{ss} = 0,97$ [56].

Diferencijalne jednačine kretanja klipa frikcionog sklopa (slika 5.16) su:

$$\begin{cases} m_l \cdot \frac{d^2 x_l}{dt^2} + b_l \cdot \frac{dx_l}{dt} + c_l \cdot x_l + F_{ol} = p_l \cdot A_l; & x_l \leq x_{lmax} \\ 0 & x_l > x_{lmax} \end{cases} \quad (5.28)$$

gde su:

- m_l [kg] – ukupna masa svih delova frikcionog sklopa,
- x_l [m] – hod klipa frikcionog sklopa,
- c_l [N/m] – krutost opruge,
- b_l [Ns/m] – koeficijent viskoznog trenja frikcionog sklopa,
- F_{ol} [N] – reakcija opruge povratne sprege (prednaprezanje opruge),
- A_l [m²] – površina čela klipa frikcionog sklopa,
- p_l [Pa] – pritisak u frikcionom sklopu.

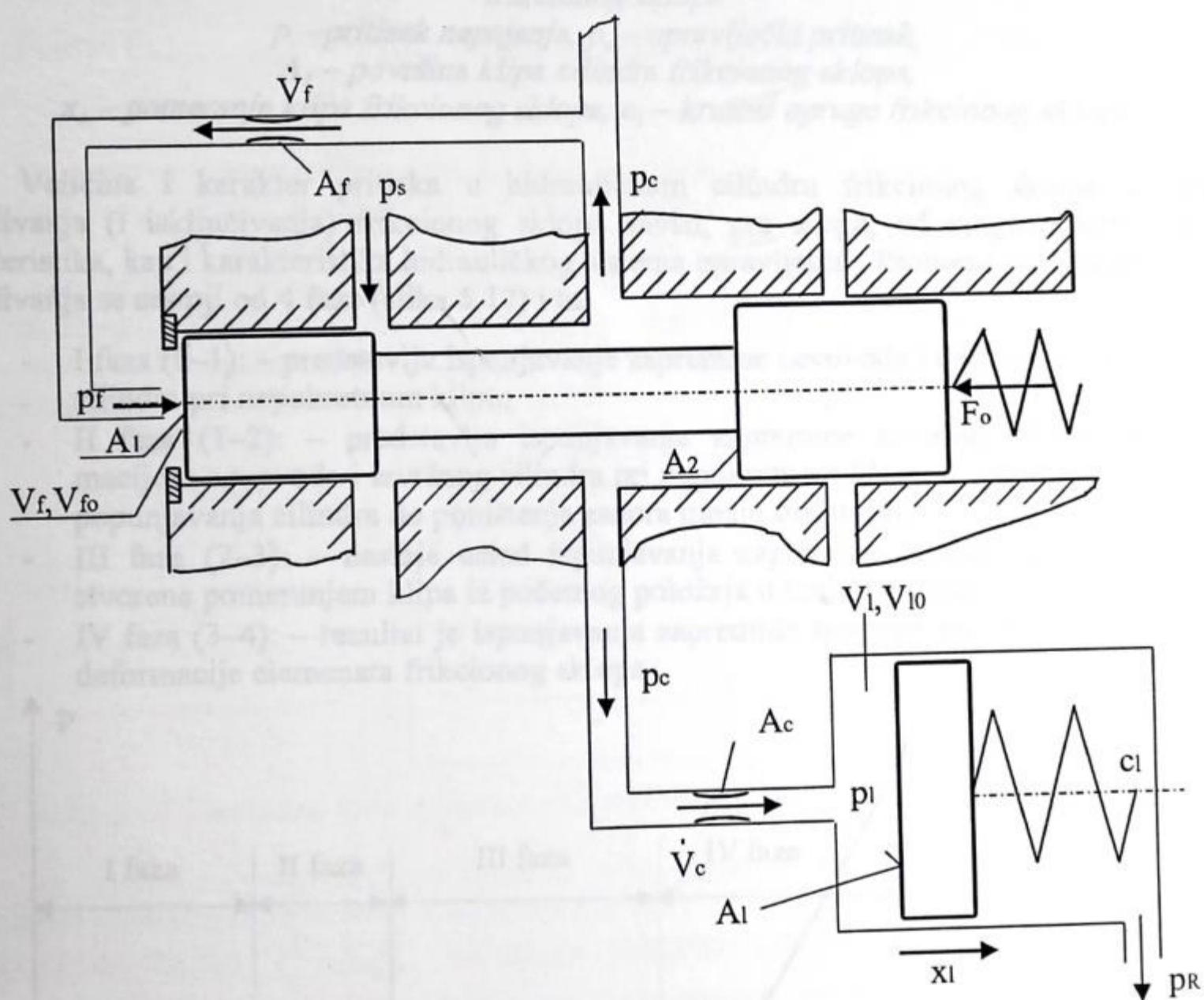
Primenom jednačine kontinuiteta (5.19) za frikcioni sklop (slika 5.16) dobijaju se relacije za izračunavanje zapreminskih protoka u frikcionom sklopu i razvodniku:

$$\dot{V}_c = A_l \cdot \frac{dx_l}{dt} + \frac{V_{l0} + A_l \cdot x_l}{\beta_e} \cdot \frac{dp_l}{dt}, \quad (5.29)$$

$$V_l = V_{l0} + A_l \cdot x_l, \quad V_{l0} = \text{const.}$$

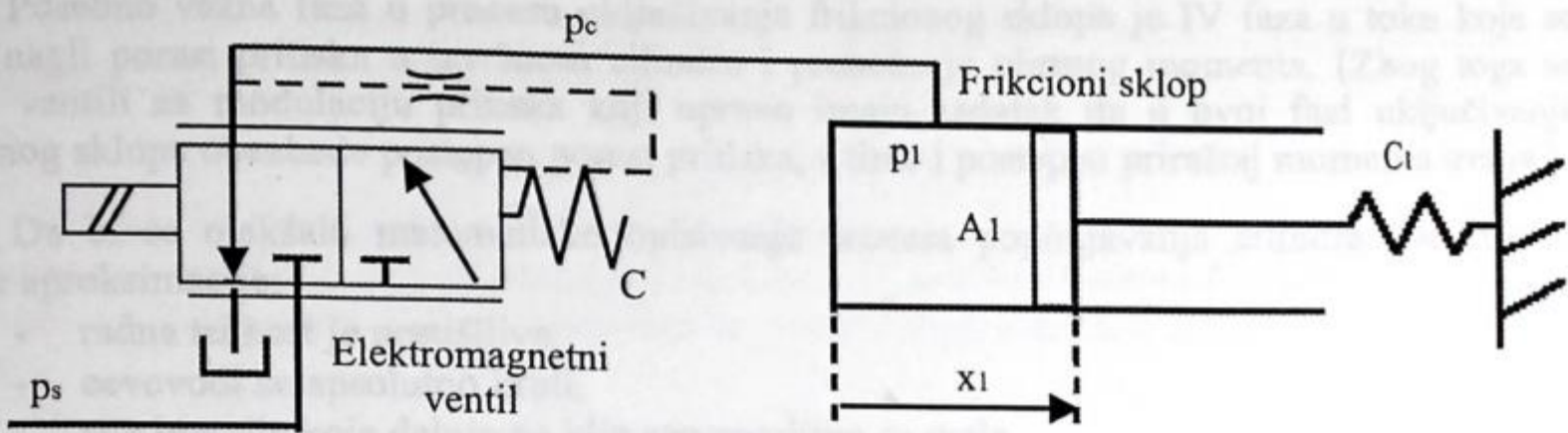
gde su:

- x_l [m] – hod klipa frikcionog sklopa,
- $\frac{dx_l}{dt}$ [m/s] – brzina klipa frikcionog sklopa,
- V_{l0} [m³] – početna radna zapremina cilindra frikcionog sklopa,
- V_l [m³] – radna zapremina cilindra frikcionog sklopa.



a)

Slika 5.16-a) Šema elektromagnetnog ventila sa radnim cilindrom frikcionog sklopa



b)

Slika 5.16–b) Simbolički prikaz elektromagnetnog ventila sa radnim cilindrom frikcionog sklopa

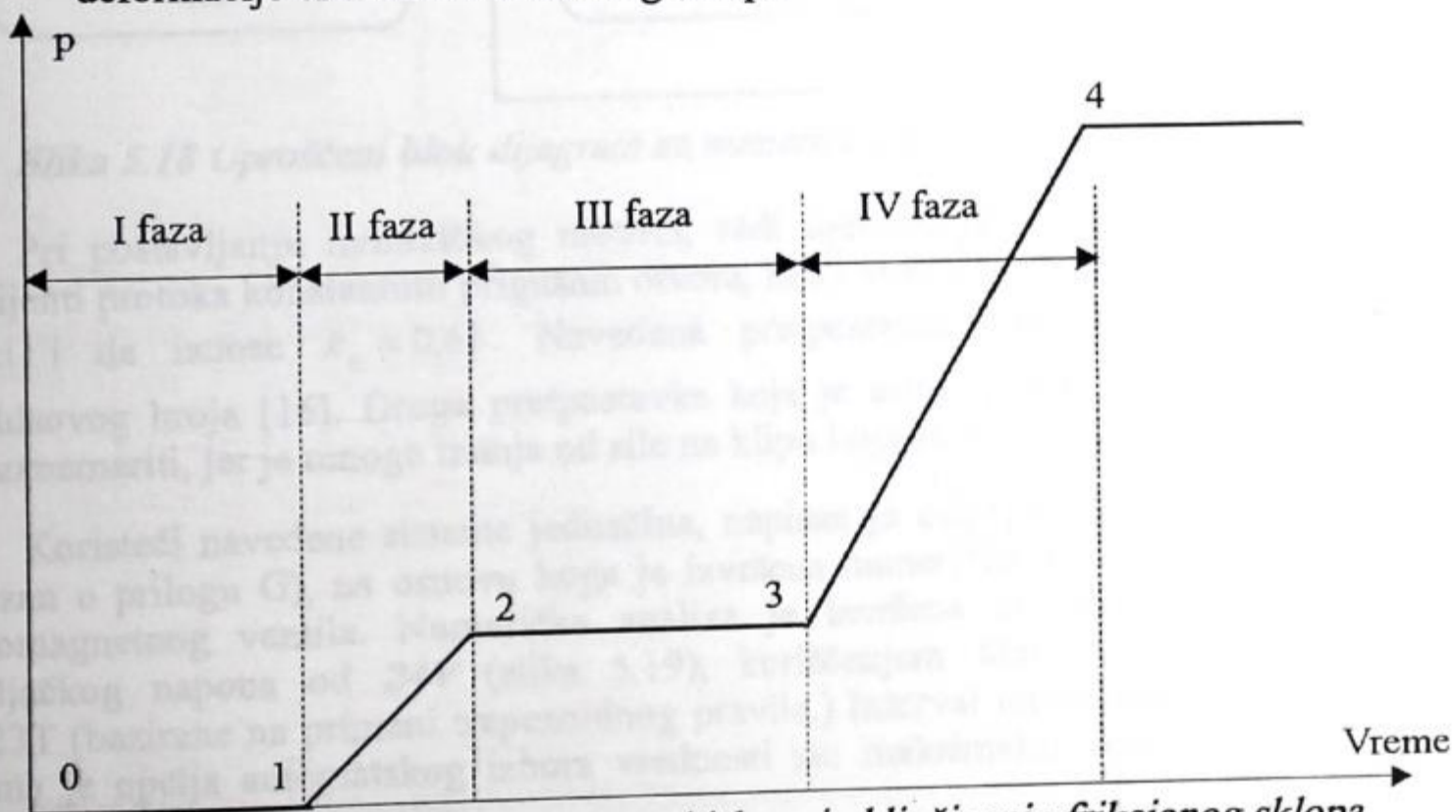
p_s – pritisak napajanja, p_c – upravljački pritisak,

A_1 – površina klipa cilindra frikcionog sklopa,

x_1 – pomeranje klipa frikcionog sklopa, c_1 – krutost opruge frikcionog sklopa

Veličina i karakter pritiska u hidrauličnom cilindru frikcionog sklopa u procesu uključivanja (i isključivanja) frikcionog sklopa zavisi, pre svega, od njegove konstrukcije i karakteristika, kao i karakteristika hidrauličkog sistema upravljanja. Promena pritiska pri procesu uključivanja se sastoji od 4 faze (slika 5.17) i to:

- I faza (0–1): – predstavlja ispunjavanje zapremine cevovoda i dela zapremine izvršnog cilindra pri nepokretnom klipu;
- II faza (1–2): – predstavlja ispunjavanje zapremine stvorene elastičnom deformacijom cevovoda i izvršnog cilindra pri nepokretnom klipu, tj. porast pritiska u toku popunjavanja cilindra do poništenja zazora medju diskovima;
- III faza (2–3): – nastaje usled ispunjavanja zapremine cilindra frikcionog sklopa stvorene pomeranjem klipa iz početnog položaja u krajnji položaj i
- IV faza (3–4): – rezultat je ispunjavanja zapremine stvorene pomeranjem klipa usled deformacije elemenata frikcionog sklopa.



Slika 5.17 Zavisnost promene pritiska pri uključivanju frikcionog sklopa

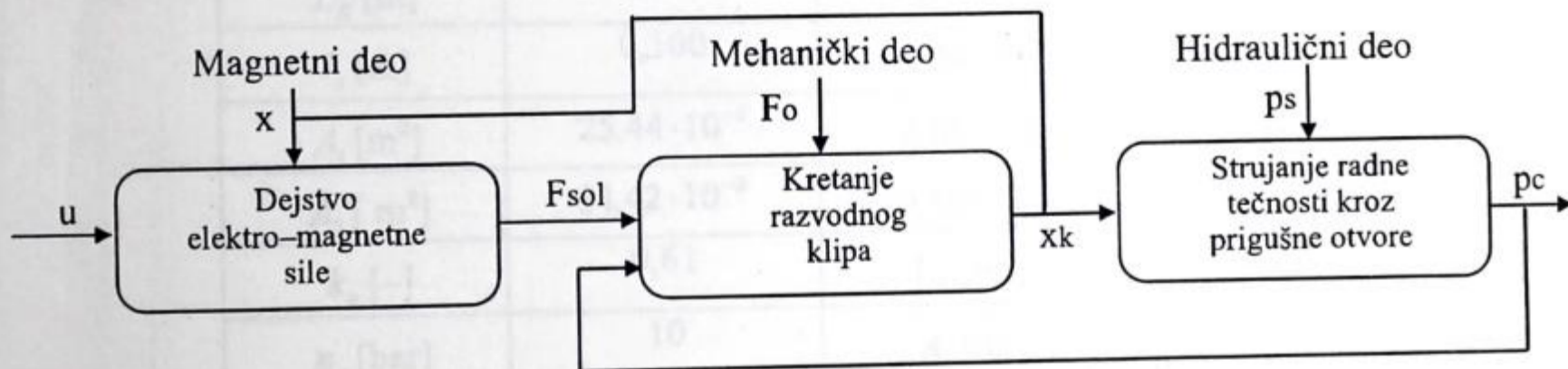
Posebno važna faza u procesu uključivanja frikcionog sklopa je IV faza u toku koje se odvija nagli porast pritiska u izvršnom cilindru i prenošenje obrtnog momenta. (Zbog toga se koriste ventili za modulaciju pritiska koji upravo imaju zadatak da u ovoj fazi uključivanja frikcionog sklopa obezbede postepen porast pritiska, a time i postepen priraštaj momenta trenja.)

Da bi se olakšalo matematičko opisivanje procesa popunjavanja cilindra uvedene su sledeće aproksimacije:

- radna tečnost je nestišljiva,
- cevovodi su apsolutno kruti,
- sile inercije koje deluju na klip zanemarljivo su male,
- curenje tečnosti iz cilindra je zanemarljivo,
- proces popunjavanja cilindra se odvija pri $p_s = const.$.

5.3.4 Postavljanje numeričkog modela rada proporcionalnog elektromagnetnog ventila

Na osnovu matematičkih izraza, datih u poglavlju 5.3, i teorijske analize ponašanja elektromagnetnog ventila, formiran je numerički model čiji je strukturni blok dijagram prikazan na slici 5.18. Svaka funkcionalna celina je opisana sistemom diferencijalnih jednačina koje opisuju ponašanje prikazanog elektromagnetnog ventila pri uključivanju frikcionog spojnice. Magnetni modul je opisan jednačinama (5.1), (5.4) i (5.13). Kretanje klipa razvodnika je opisano sistemom jednačina (5.24 ÷ 5.28), dok su relacije za izračunavanje upravljačkog pritiska date izrazima (5.15 ÷ 5.18), (5.21 ÷ 5.22) i (5.29).



Slika 5.18 Uprošćeni blok dijagram za numeričku simulaciju elektromagnetnog ventila

Pri postavljanju numeričkog modela, radi uprošćenja, uvedena je pretpostavka da su koeficijenti protoka konstantnih prigušnih otvora, kao i koeficijenti promenljivih prigušnih otvora jednaki i da iznose $k_o = 0,61$. Navedena pretpostavka važi za slučaj malih promena Reynoldsovog broja [16]. Druga pretpostavka koja je uzeta u obzir, je da se sila suvog trenja može zanemariti, jer je mnogo manja od sile na klipu koja se stvara od upravljačkog pritiska.

Koristeći navedene sisteme jednačina, napisan je odgovarajući MatLab/Simulink model (prikazan u prilogu G), na osnovu koga je izvršena numerička analiza ponašanja posmatranog elektromagnetnog ventila. Numerička analiza je izvršena za pravougaoni odskočni signal upravljačkog napona od 24V (slika 5.19), korišćenjem MatLab-ove integracione metode ODE23T (bazirane na primeni trapezoidnog pravila.) Interval integraljenja je bio od $0 \div 0,2$ s, a izabrana je opcija automatskog izbora vrednosti za: maksimalni inicijalni korak integracije, i relativnu i apsolutnu toleranciju.

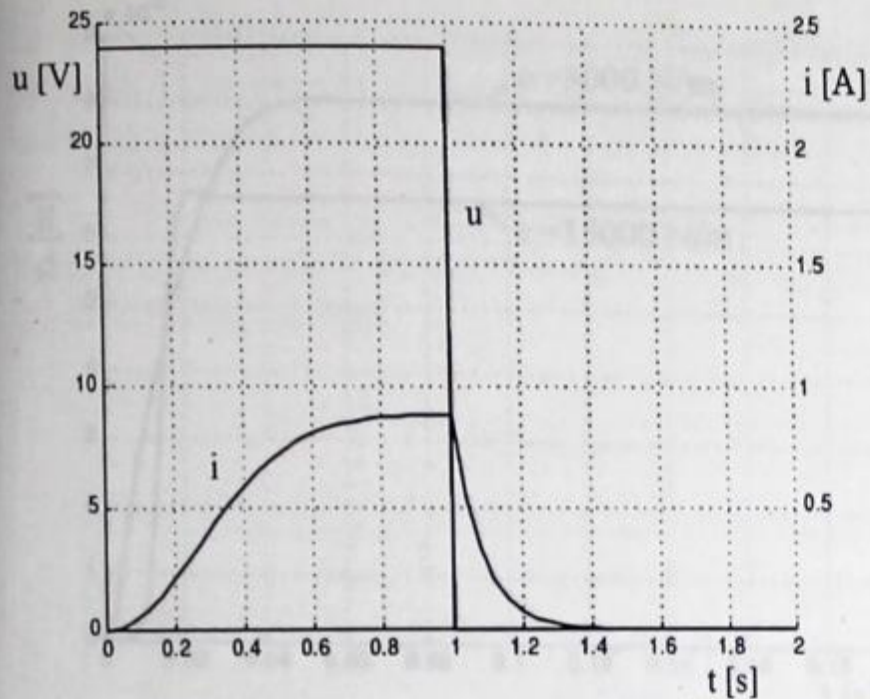
5.3.5 Analiza rezultata numeričke simulacije rada proporcionalnog elektromagnetnog ventila

Vrednosti geometrijskih veličina elektromagnetnog ventila, koji je simuliran u ovom delu, prikazane su u tabeli 5.1. Sve dužinske mere preuzete su iz konstruktivne dokumentacije svetskih proizvođača ili literature. Dobijeni rezultati na personalnom računaru su prikazani u grafičkom obliku.

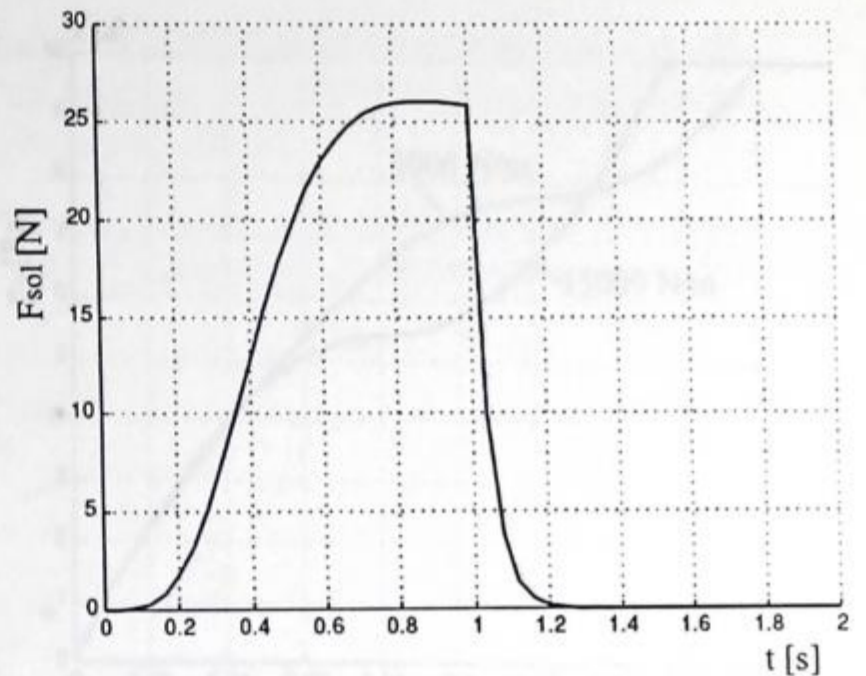
Tabela 5.1 Vrednosti parametara proporcionalnog elektromagnetnog ventila korišćenih pri numeričkoj simulaciji njegovog rada

Parametri za proračun			
ρ [kg/m ³]	830	V_{fo} [m ³]	$0,3 \cdot 10^{-5}$
m_k [kg]	0,16	A_f [m ²]	$5 \cdot 10^{-6}$
m_l [kg]	0,54	A_c [m ²]	$1,13 \cdot 10^{-6}$
l_1 [m]	0,025	β_e [Pa]	$1,8 \cdot 10^7$
l_2 [m]	0,035	F_o [N]	38
L_A [m]	0,028	F_{ol} [N]	49
L_B [m]	0,065	c [N/mm]	15
l_s [m]	0,100	c_1 [N/mm]	20
A_1 [m ²]	$25,44 \cdot 10^{-5}$	b [Ns/m]	125
A_2 [m ²]	$31,42 \cdot 10^{-5}$	b_1 [Ns/m]	200
k_o [-]	0,61	V_{lo} [m ³]	$0,5 \cdot 10^{-5}$
p_s [bar]	10	A_v [m ²]	$4,5 \cdot 10^{-4}$

Prvo je analiziran blok magnetnog dela gde je grafički prikazana promena jačine struje (slika 5.19), za odskočni ulazni signal upravljačkog napona od 24V, kao i zavisnost elektromagnetne sile (slika 5.20), dobijene na osnovu izraza (5.13), posmatrane u vremenskom intervalu od 2s.

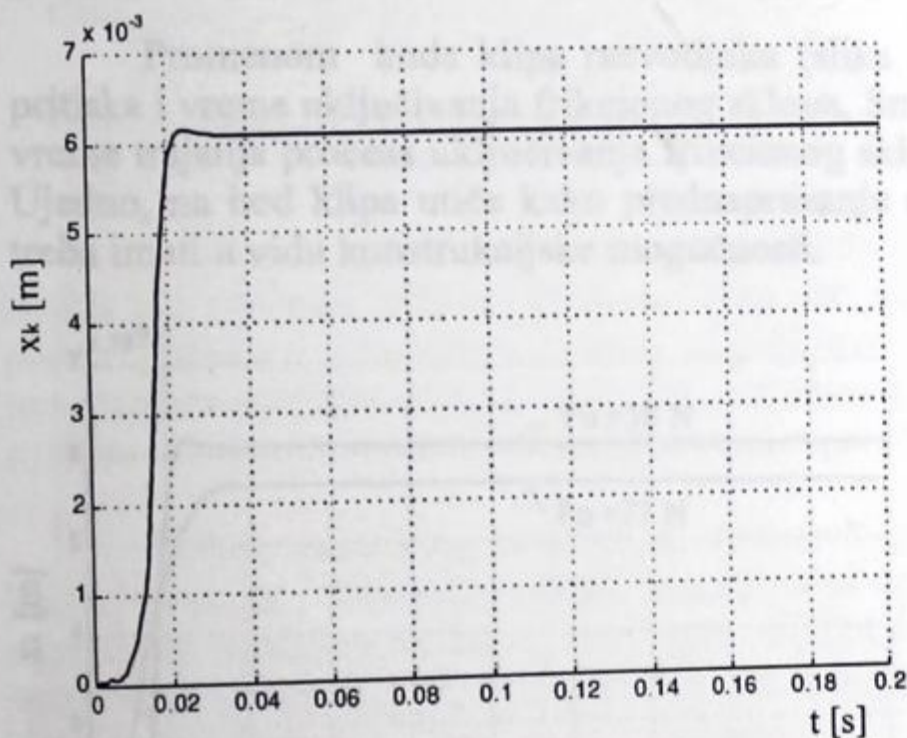


Slika 5.19 Prikaz zavisnosti napona i jačine struje od vremena u magnetu elektromagnetnog ventila

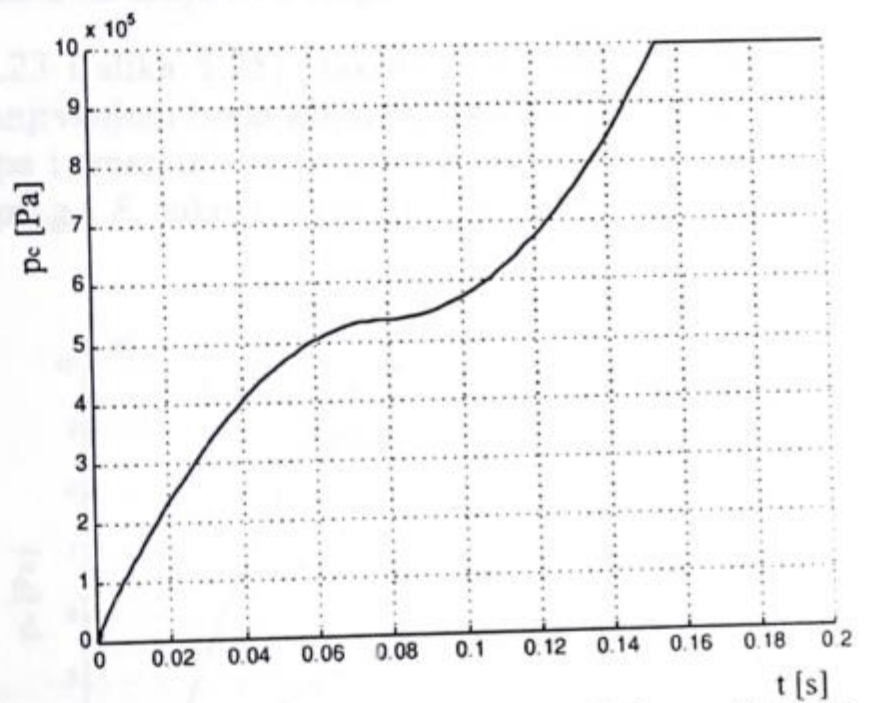


Slika 5.20 Prikaz zavisnosti elektromagnetne sile kojom magnetno polje deluje na klip razvodnika u vremenskom domenu

Da bi se prikazao uticaj pojedinih fizičkih veličina na vrednost upravljačkog pritiska, varirane su vrednost krutosti opruge, prednaprezanja opruge, kao i veličine konstantnih prigušnika.

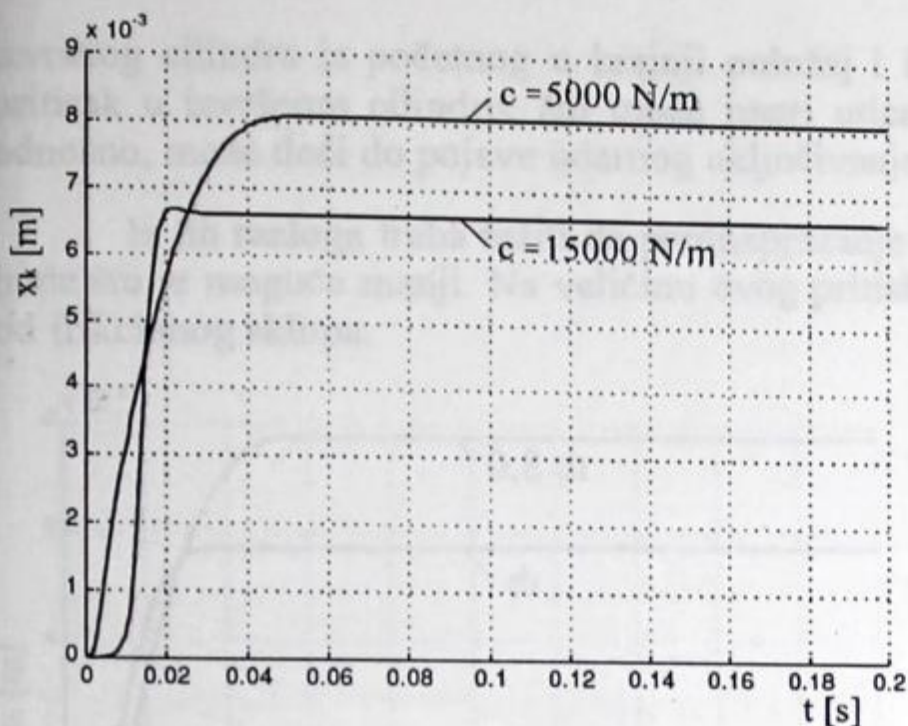


Slika 5.21 Zavisnost pomeranja klipa elektromagnetnog ventila pri krutosti opruge $c=15000$ N/m i sili prednaprezanja $F_o = 38$ N

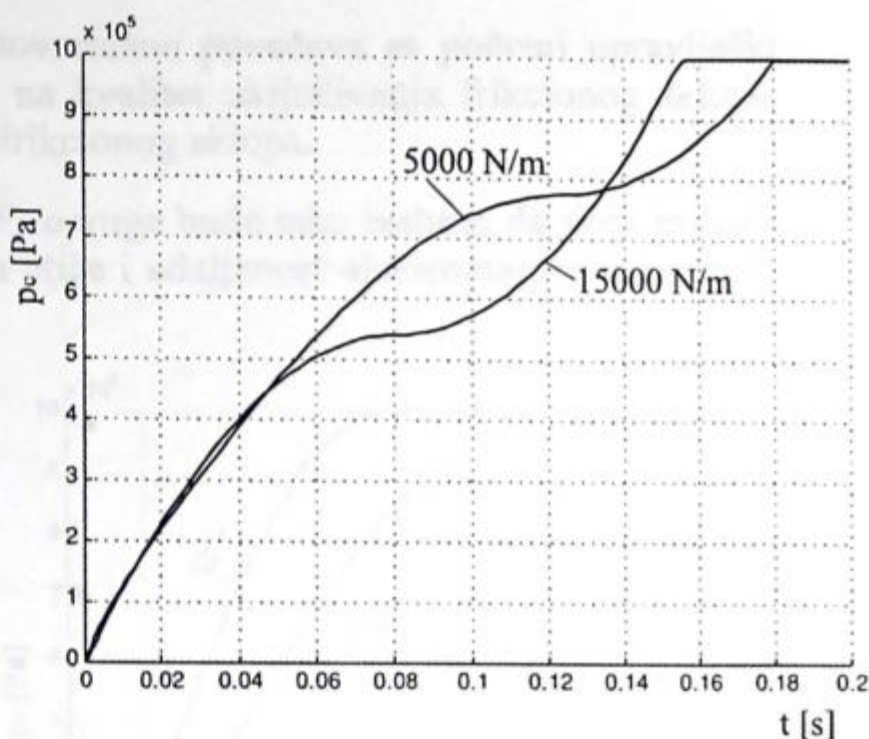


Slika 5.22 Zavisnost promene upravljačkog pritiska pri krutosti opruge $c=15000$ N/m i sili prednaprezanja $F_o = 38$ N

Na slici 5.21 prikazano je pomeranje klipa razvodnika elektromagnetnog ventila dobijeno numeričkom simulacijom, pri krutosti opruge $c = 15000$ N/m i sili prednaprezanja opruge $F_o = 38$ N, kao i zavisnost upravljačkog pritiska pri istim parametrima i datom pomeranju klipa (slika 5.22).



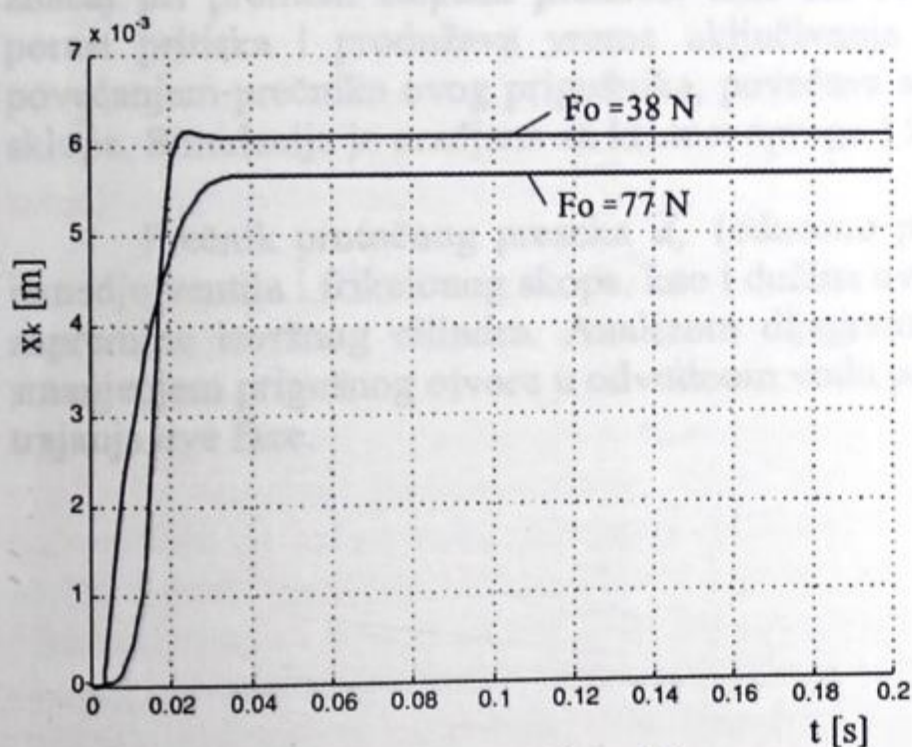
Slika 5.23 Zavisnost pomeranja klipa elektromagnetnog ventila pri krutostima opruge $c=5000 \text{ N/m}$ i 15000 N/m i sili prednaprezanja $F_o = 38 \text{ N}$



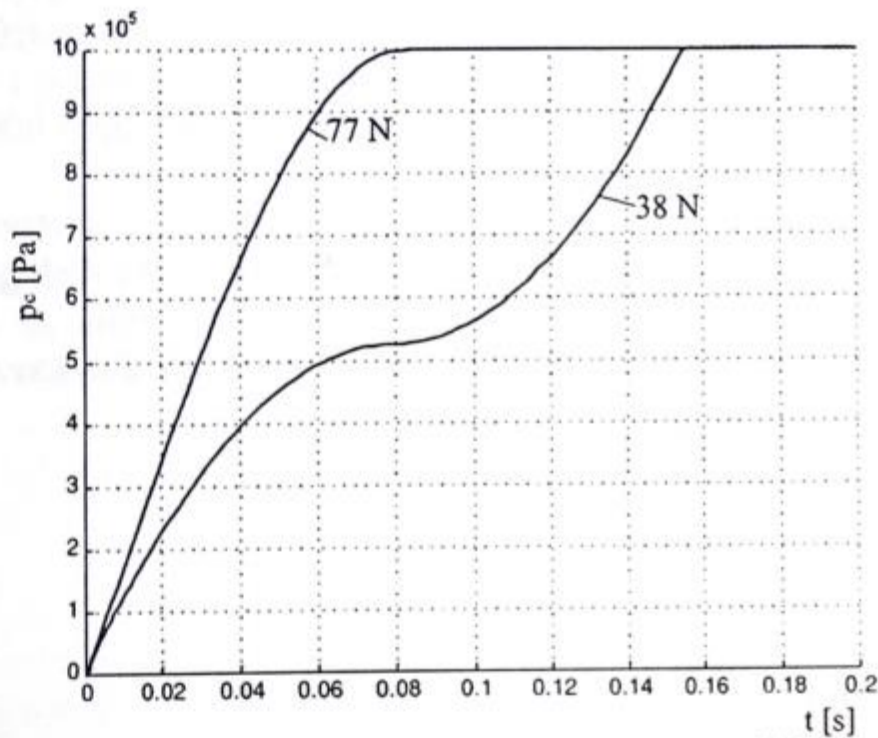
Slika 5.24 Zavisnost promene upravljačkog pritiska pri krutostima opruge $c=5000 \text{ N/m}$ i 15000 N/m i sili prednaprezanja $F_o = 38 \text{ N}$

Promenom krutosti opruge c (slika 5.22 i slika 5.24) menja se intenzitet porasta pritiska i vreme uključivanja frikcionog sklopa. Tako se, sa smanjenjem krutosti, produžava vreme procesa promene stepena prenosa, uz istovremeni porast pritiska na kraju ove etape.

Promenom hoda klipa razvodnika (slika 5.23 i slika 5.25) takodje se menja vrednost pritiska i vreme uključivanja frikcionog sklopa. Smanjivanjem hoda klipa razvodnika smanjuje se vreme trajanja procesa uključivanja frikcionog sklopa i smanjuje se pritisak u izvršnom cilindru. Ujedno, na hod klipa utiče kako prednaprezanje opruge F_o tako i krutost c . Naravno, pri tome treba imati u vidu konstrukcijske mogućnosti.



Slika 5.25 Zavisnost pomeranja klipa elektromagnetnog ventila pri krutosti opruge $c=15000 \text{ N/m}$ i sili prednaprezanja $F_o = 38$ i 77 N

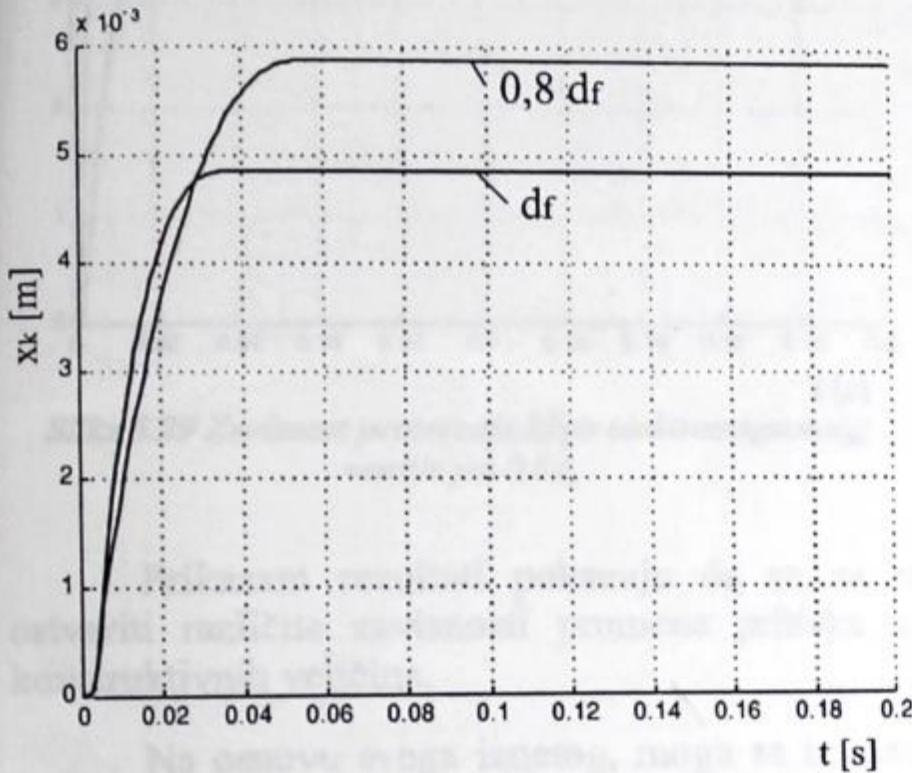


Slika 5.26 Zavisnost promene upravljačkog pritiska pri krutosti opruge $c=15000 \text{ N/m}$ i sili prednaprezanja $F_o = 38$ i 77 N

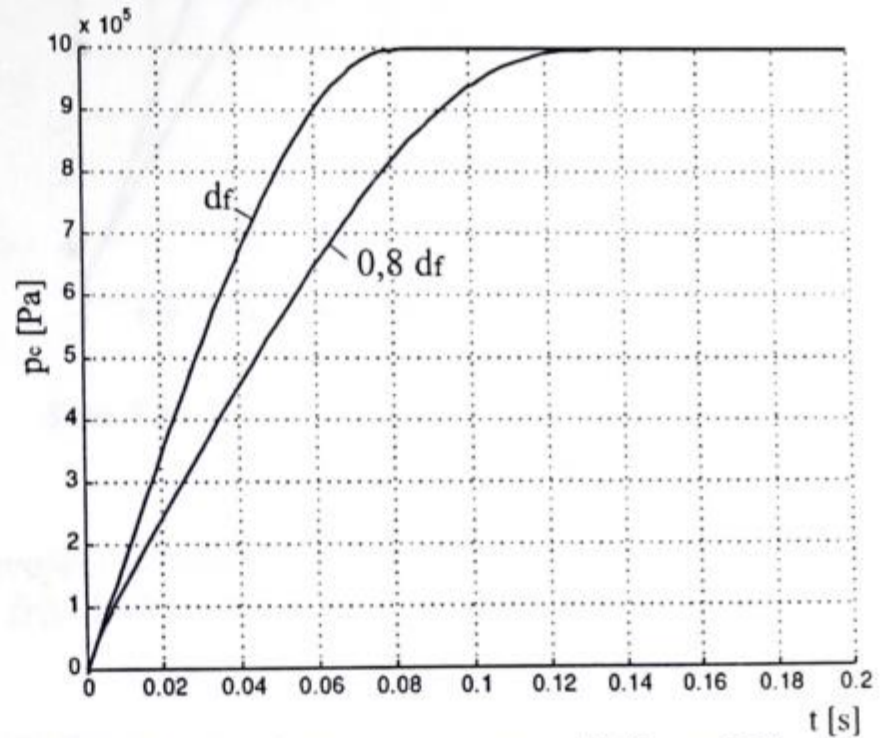
Promenom prednaprezanja opruge F_o (slika 5.24 i slika 5.26) menja se zavisnost promene upravljačkog pritiska. Njegovim povećanjem smanjuje se vreme potrebno za premeštanje klipa

izvršnog cilindra iz početnog u krajnji položaj i istovremeno povećava se početni upravljački pritisak u izvršnom cilindru, što može imati uticaj na kvalitet uključivanja frikcionog sklopa, odnosno, može doći do pojave udarnog uključivanja frikcionog sklopa.

Iz tih razloga treba težiti da prednaprezanje F_0 opruge bude tako izabran da skok pritiska bude što je moguće manji. Na veličinu ovog pritiska utiče i udaljenost elektromagnetnog ventila od frikcionog sklopa.



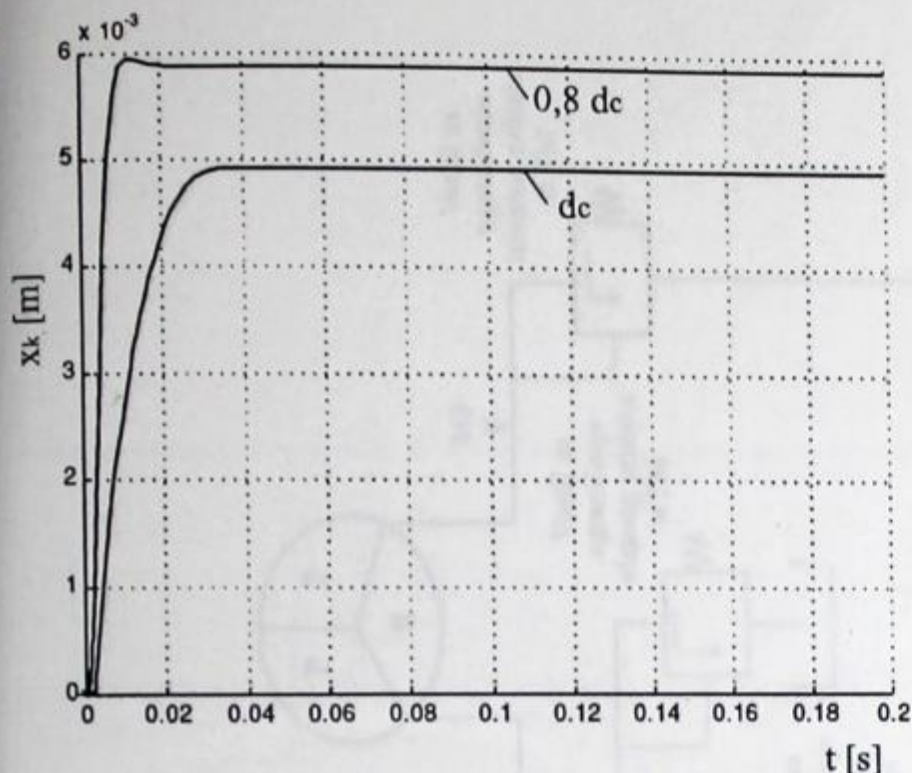
Slika 5.27 Zavisnost pomeranja klipa elektromagnetnog ventila pri $0,8d_f$



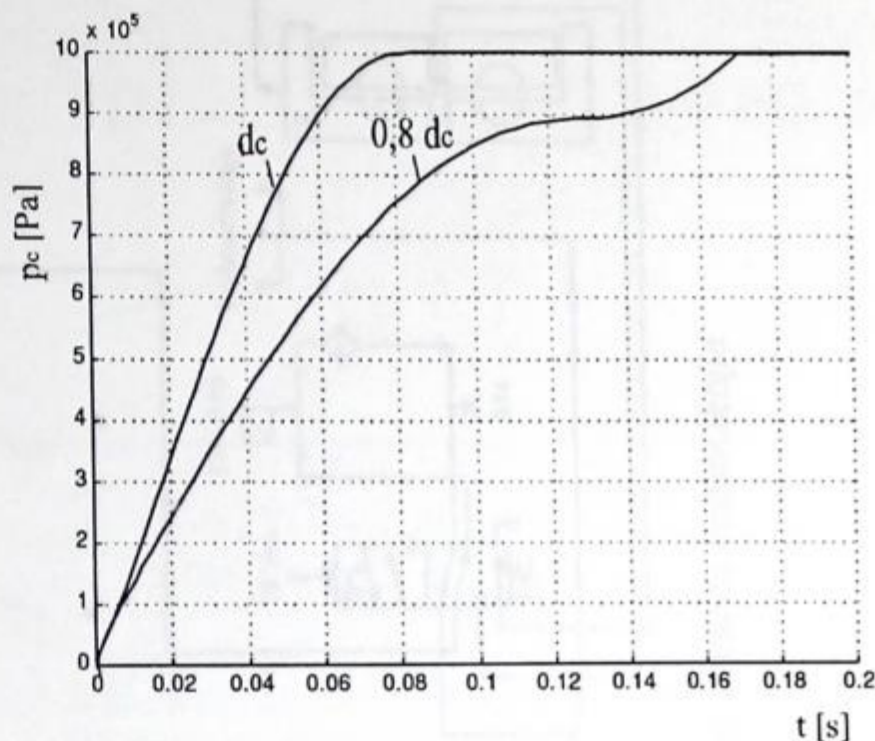
Slika 5.28 Zavisnost promene upravljačkog pritiska pri $0,8d_f$

Veličina prigušnika d_f (odnosno površina poprečnog preseka prigušnika A_f) ima poseban značaj pri promeni stepena prenosa, tako što se njegovim smanjenjem obezbedjuje postepen porast pritiska i produžava vreme uključivanja frikcionog skopa (slika 5.28). Istovremeno, povećanjem prečnika ovog prigušnika, povećava se i pritisak na početku uključivanja frikcionog sklopa. Simulacija je uradjena za krutost opruge 15000 N/m i silu prednaprezanja 77 N.

Prečnik protočnog preseka d_c (odnosno površina protočnog preseka A_c) koji se nalazi između ventila i frikcionog skopa, kao i dužina ovog dela cevovoda, utiču na brzinu ispunjavanja zapremine izvršnog cilindra. Analizom dijagrama sa slike 5.30 može se zaključiti da se sa smanjenjem prigušnog otvora u odvodnom vodu povećava hidraulični otpor, a samim tim i vreme trajanja ove faze.



Slika 5.29 Zavisnost pomeranja klipa elektromagnetnog ventila pri $0,8d_c$



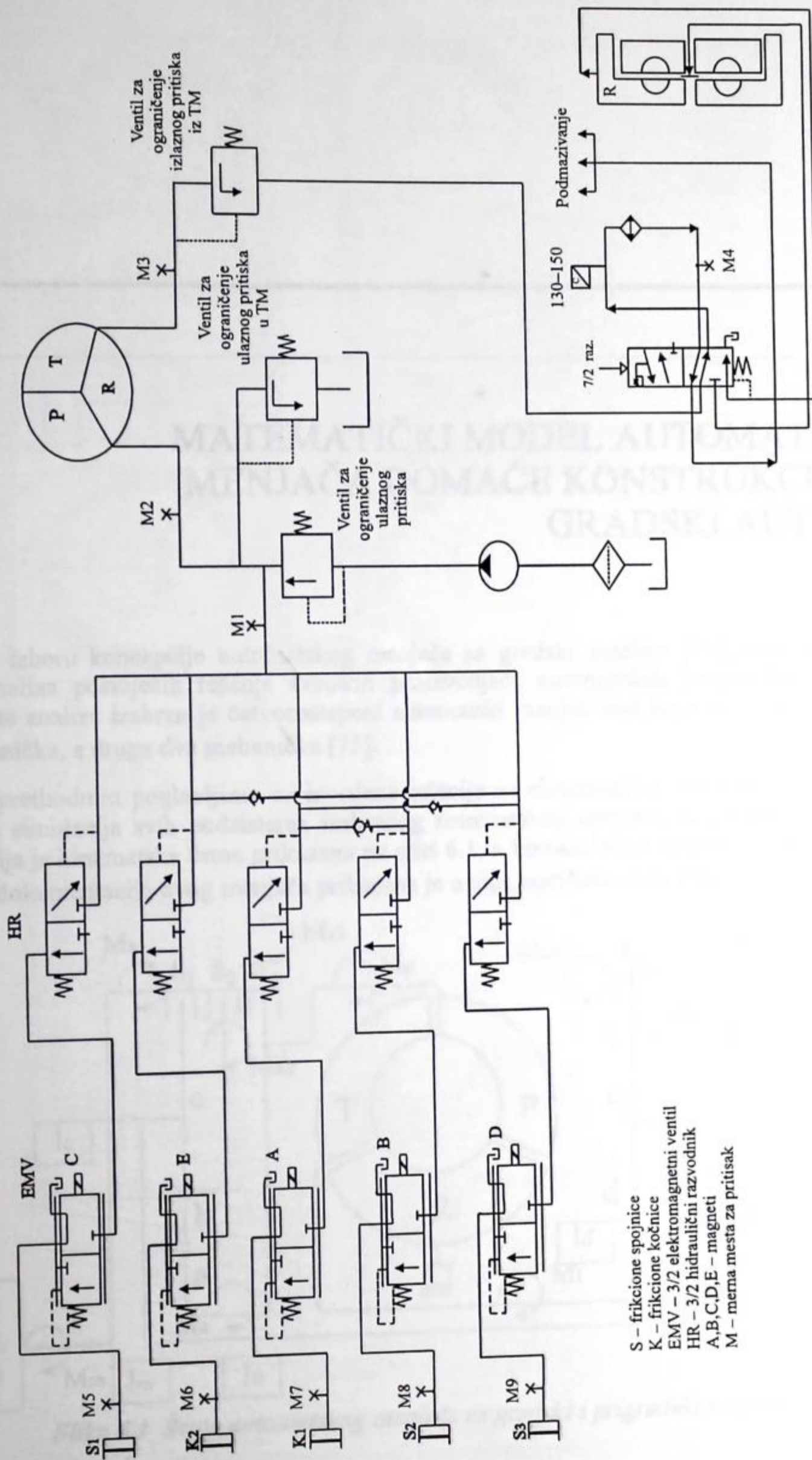
Slika 5.30 Zavisnost promene upravljačkog pritiska pri $0,8d_c$

Prikazani rezultati pokazuju da se sa usvojenim elektromagnetnim ventilom mogu ostvariti različite zavisnosti promene pritiska u frikcionom sklopu, izborom odgovarajućih konstruktivnih veličina.

Na osnovu svega iznetog, mogu se izvesti određeni zaključci, radi ostvarivanja željene promene pritiska u frikcionom sklopu. Ujedno, pomoću matematičkog modela moguće je utvrditi karakteristike promene pritiska i koji su parametri optimalni za dobijanje odgovarajuće zavisnosti pritiska, tako da se proces projektovanja, kako komponente, tako i celokupnog sistema upravljanja automatskim menjačem znatno skraćuje i olakšava.

Iscrpnom analizom postojećih rešenja sistema automatskog upravljanja, a pri tome vodeći računa o logici upravljanja, kao i kontinualnoj promeni pritiska pri promeni stepena prenosa, došlo se do predloga elektrohidrauličke šeme upravljanja automatskim menjačem domaće konstrukcije prikazanog na slici 5.31.

Hidrodinamički usporivač (retarder) je smešten na izlaznom vratilu turboplanetarnog menjača (slika 6.2). Retarder definiše silu kočenja koja zavisi od uključenog stepena prenosa. Proces promene stepena prenosa je potpuno automatizovan i odvija se bez prekida toka snage, na osnovu signala koji se formiraju u elektronskom uređaju za upravljanje. On prikuplja podatke od vozila i transmisije (bzina kretanja, uslovi opterećenja motora) i procesira ih u izvršne signale. Informacije se zatim šalju 3/2 proporcionalnim elektromagnetnim ventilima (EMV), čijim se aktiviranjem generiše hidraulički signal koji aktivira frikcione spojnice i kočnice. Elektromagnetni ventili se napajaju jednosmernom strujom napona 24V i postavljaju se ispred svakog hidrauličnog cilindra frikcionog sklopa radi ostvarivanja neophodne zakonitosti promene pritiska. Hidraulični razvodnici vrše uključivanje i isključivanje odgovarajućeg stepena prenosa, odnosno frikcionog sklopa. Brzina uključivanja razvodnika je od 0,02–0,09 s.

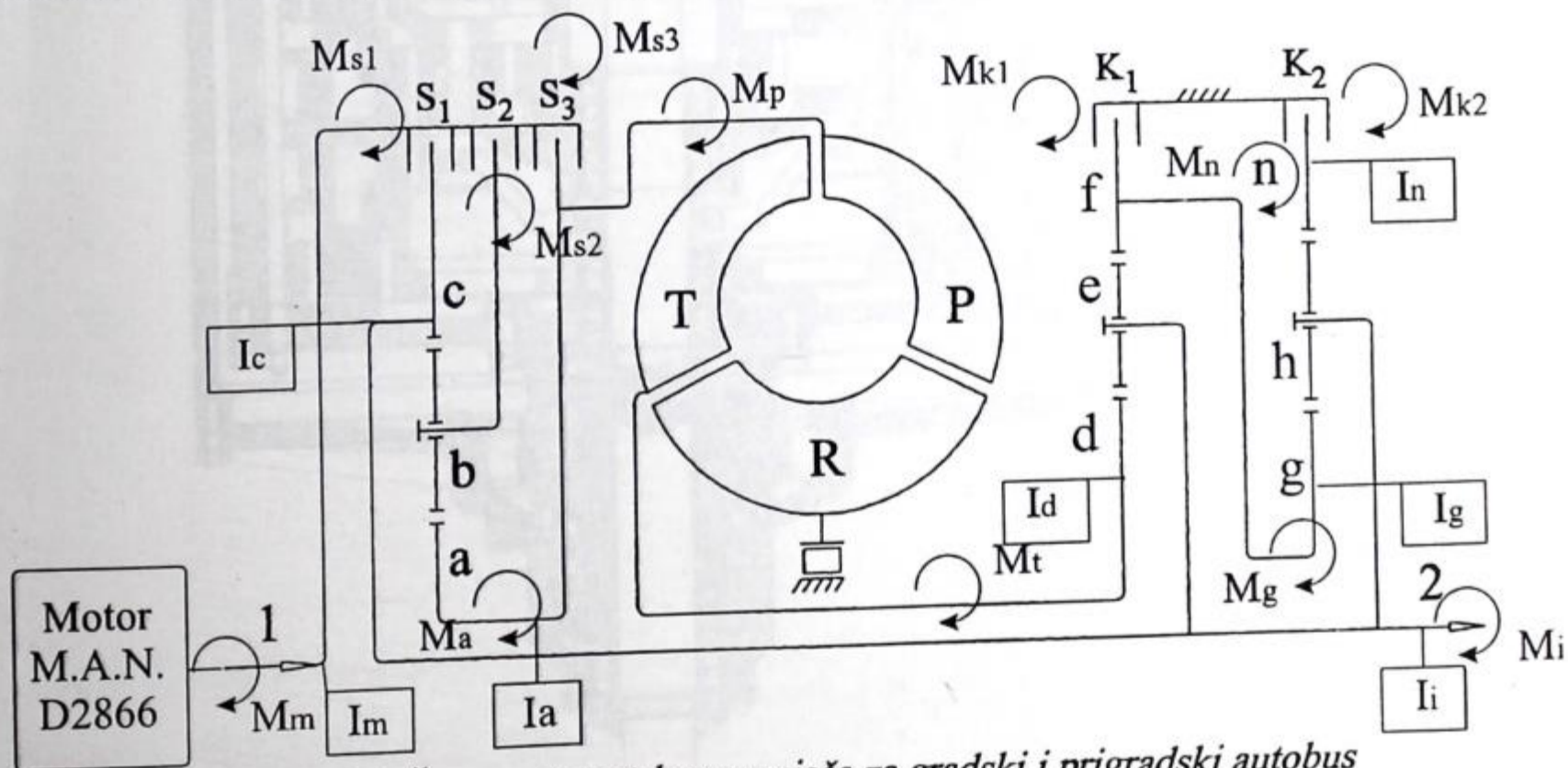


Slika 5.31 Predlog hidraulične šeme upravljanja automatskim menjačem domaće konstrukcije

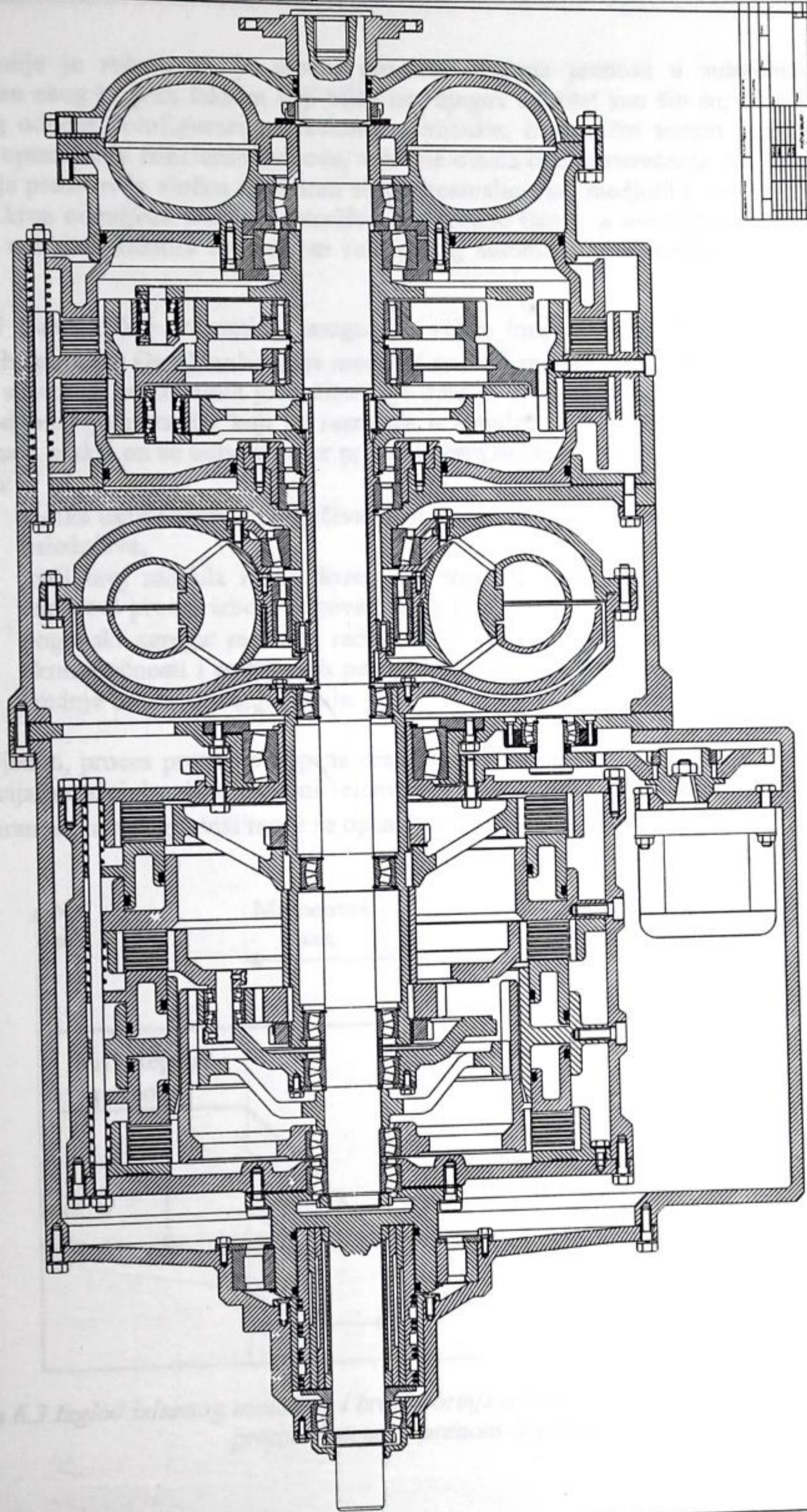
MATEMATIČKI MODEL AUTOMATSKOG MENJAČA DOMAĆE KONSTRUKCIJE ZA GRADSKI AUTOBUS

Pri izboru koncepcije automatskog menjača za gradski autobus [75], prvo je izvršena kritička analiza postojećih rešenja svetskih proizvođača automatskih prenosnika snage. Na osnovu date analize izabran je četvorostepeni automatski menjač kod koga su prva dva stepena hidromehanička, a druga dva mehanička [75].

U prethodnim poglavljima su izvedene relacije za matematičke proračune i izvršena je numerička simulacija svih podсистema izabranog automatskog menjača za gradski i prigradski autobus, čija je kinematska šema prikazana na slici 6.1, a konstruktivni sklopni crtež na slici 6.2. Tehnička dokumentacija ovog menjača prikazana je u magistarskom radu [75].



Slika 6.1 Šema automatskog menjača za gradski i prigradski autobus



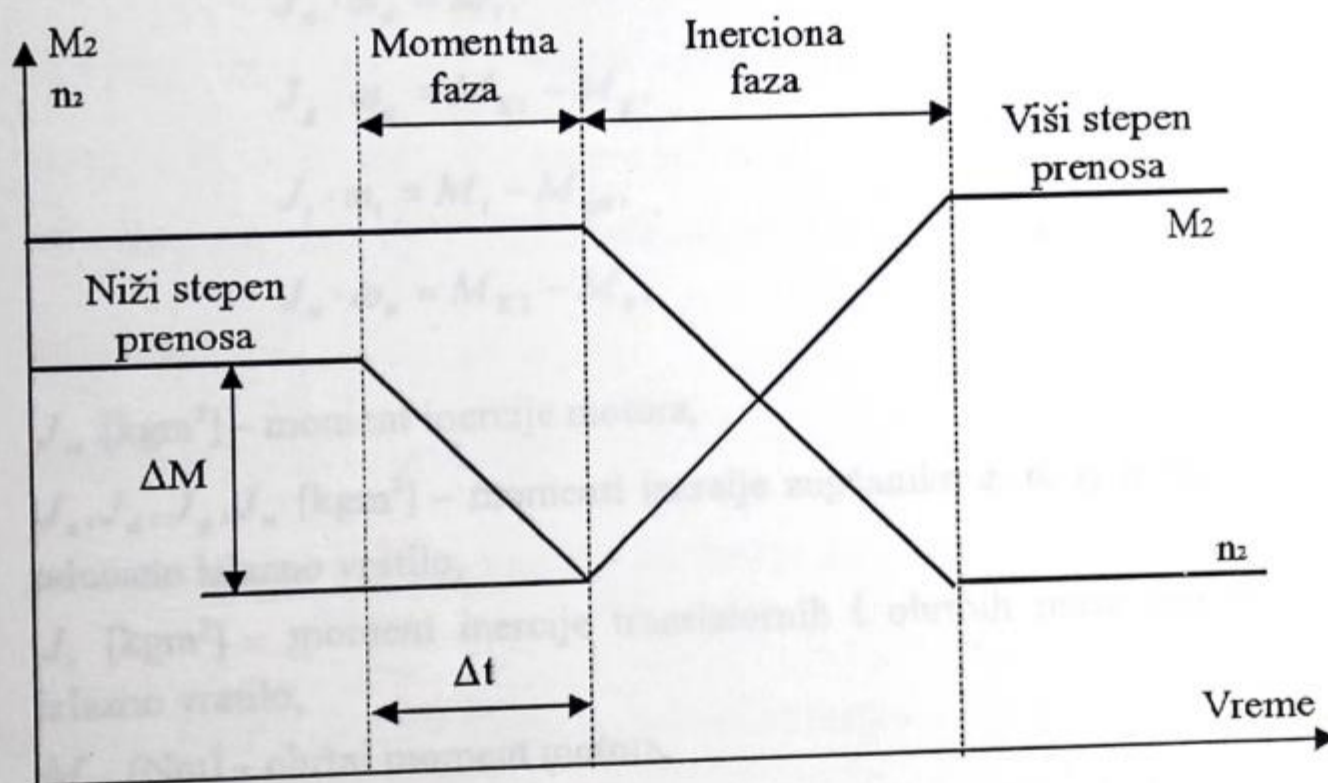
Slika 6.2 Konstruktivni sklopni crtež četvorostepenog automatskog menjača domaće konstrukcije za gradski autobus [75]

Ranije je rečeno da je proces promene stepena prenosa u automatskoj transmisiji kompleksan zbog brojnih faktora koji utiču na njegov kvalitet kao što su, na primer, vrednosti prenosnog odnosa, konfiguracije frikcionih elemenata, hidraulični sistem upravljanja, intezitet toplotnih opterećenja frikcionih diskova, veličine dinamičkih opterećenja itd. Odredjivanje ovih pokazatelja predstavlja složen i naporan eksperimentalan rad, međjutim, neke od njih moguće je odrediti i kroz određena teorijska istraživanja. Shodno tome, u ovom delu rada je uzet u obzir veći broj uticajnih faktora i simuliran rad jednog automatskog menjača u sistemu transmisije vozila.

U automatskoj transmisiji moguć je veliki broj različitih kombinacija uključenih i isključenih spojnika. Ove kombinacije mogu se nazvati *moduli* [56]. Za svaki od ovih modula se postavlja sistem diferencijalnih jednačina koje opisuju njihovo ponašanje. Veoma je važno da se izabere odgovarajući modul koji se razmatra u simulaciji. Ako neki od modula ne odgovara zbivanjima u praksi on se odbacuje, jer preveliki broj modula može dovesti do negativnih efekata kao što su:

- logika uključivanja i isključivanja spojnika pri prelasku sa jednog modula na drugi se usložnjava,
- mali broj modula može dovesti do toga da postoji veći broj stepeni prenosa, što usporava proces izbora odgovarajućeg modula,
- pogonski agregat može da radi duži vremenski period u području nezadovoljavajuće ekonomičnosti i smanjenjih performansi, što dovodi do veće potrošnje goriva i pada srednje brzine kretanja vozila.

Ujedno, proces promene stepena prenosa sadrži nekoliko faza koje odgovaraju različitim kombinacijama aktiviranja frikcionih elemenata u automatskoj transmisiji. Tako se promena stepena prenosa iz nižeg u viši može se opisati sa četiri faze (slika 6.3) [46],[55].



Slika 6.3 Izgled izlaznog momenta i broja obrtaja izlaznog vratila u prelaznom procesu (pri promeni stepena prenosa iz nižeg u viši)

Prva faza predstavlja stacionarno stanje, tj. niži stepen prenosa. Sledeća faza predstavlja tzv. momentnu fazu (slika 6.3) u kojoj se broj obrtaja izlaznog vratila ne menja, ali obrtni moment na izlaznom vratilu opada sa isključivanjem spojnice nižeg stepena prenosa i uključivanjem spojnice višeg stepena prenosa. Treća faza predstavlja tzv. inercionu fazu gde brzina frikcionih elemenata počinje da se menja i izlazni obrtni moment raste zavisno od frikcionih karakteristika lamelastih spojnica, kao i inercije rotirajućih komponenti. Poslednja faza predstavlja kraj procesa promene stepena prenosa. Sistem je tada u višem stepenu prenosa. Ujedno, dva najčešće korišćena parametra pri proceni kvaliteta promene stepena prenosa su vreme trajanja momentne faze (Δt) i vrednost promene momenta u toku momentne faze (ΔM). Poželjno je da bude što kraće vreme trajanja momentne faze kao i što manji pad vrednosti izlaznog momenta pri promeni stepena prenosa.

6.1 Matematički izrazi za izračunavanje momenta na izlaznom vratilu u automatskom menjaču domaće konstrukcije za gradski autobus

U narednom tekstu biće opisani izrazi, korišćeni za formiranje Simulink modela četvorostepene automatske transmisije. Neki izrazi su već prikazani u prethodnom delu gde je izvršena simulacija rada svakog podsistema ponaosob.

Sistem diferencijalnih jednačina ponašanja automatskog menjača (slika 6.1) u opštem slučaju (kad nema promene stepena prenosa) čine sledećih šest jednačina [48]:

$$\begin{aligned}
 J_m \cdot \dot{\omega}_m &= M_m - M_{s1} - M_{s2} - M_{s3}, \\
 J_a \cdot \dot{\omega}_a &= M_a + M_{s3} - M_p, \\
 J_d \cdot \dot{\omega}_d &= M_t, \\
 J_g \cdot \dot{\omega}_g &= M_{K1} - M_g, \\
 J_i \cdot \dot{\omega}_i &= M_i - M_{opt}, \\
 J_n \cdot \dot{\omega}_n &= M_{K2} - M_n,
 \end{aligned} \tag{6.1}$$

gde je:

- J_m [kgm^2] – moment inercije motora,
- J_a, J_d, J_g, J_n [kgm^2] – momenti inercije zupčanika a, d, g, n redukovani na ulazno, odnosno izlazno vratilo,
- J_i [kgm^2] – moment inercije translatornih i obrtnih masa vozila redukovanih na izlazno vratilo,
- M_m [Nm] – obrtni moment motora,
- $M_{s1}, M_{s2}, M_{s3}, M_{K1}$ [Nm] – moment trenja frikcionih spojnica i kočnica,
- M_a, M_g, M_n, M_i [Nm] – obrtni momenti na zupčanicima a, g, n i izlaznom vratilu, respektivno,

- M_p, M_t [Nm] – moment pumpnog i turbinskog kola,
- M_{opt} [Nm] – moment otpora kretanju vozila.

Blok koji opisuje ponašanje motora i određivanje ugaone brzine kolenastog vratila određen je sledećim izrazom:

$$J_m \cdot \dot{\omega}_m = M_m - M_p, \quad (6.2)$$

gde su:

- J_m [kgm²] – moment inercije pokretnih delova motora redukovanih na zamajac,
- M_m, M_p [Nm] – obrtni moment motora i obrtni moment na pumpnom kolu,
- $\dot{\omega}_m$ [rad/s²] – ugaono ubrzanje motora.

Sistem promene stepena prenosa je izabran kao dvoimpulsni (funkcija brzine vozila i upravljačkog parametra) i implementiran je u model automatske transmisije.

Obrtni momenti pumpnog i turbinskog kola i ugaona brzina turbinskog kola se računaju na osnovu sledećih relacija:

$$J \cdot \dot{\Omega} = -G(\Omega) \cdot \Omega - H(\Omega) + M, \quad (6.3)$$

gde je:

$$J = \begin{bmatrix} J_p & 0 & 0 & \rho \cdot S_p \\ 0 & J_t & 0 & \rho \cdot S_t \\ 0 & 0 & J_r & \rho \cdot S_r \\ \rho \cdot S_p & \rho \cdot S_t & \rho \cdot S_r & \rho \cdot L_f \end{bmatrix} \text{ – matrica inercije,}$$

$$\Omega = \begin{bmatrix} \omega_p & \omega_t & \omega_r & V \end{bmatrix}^T \text{ – vektor ugaonih brzina i protoka,}$$

$$H(\Omega) = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & \Delta p_{gub} \end{bmatrix}^T \text{ – vektor gubitaka,}$$

$$M = \begin{bmatrix} M_p & M_t & M_r & 0 \end{bmatrix}^T \text{ – vektor obrtnih momenata,}$$

$$G(\Omega) = \begin{bmatrix} 0 & g^T \\ -g & 0 \end{bmatrix},$$

$$g(\Omega) = \begin{bmatrix} g_p & g_t & g_r \end{bmatrix},$$

i gde je:

- pad pritiska nastao usled gubitaka na trenje i na udar:

$$\Delta p_{gub} = \Delta p_{tr} + \Delta p_u.$$

Blok koji opisuje dejstvo magneta na elektromagnetni razvodnik je prikazan pomoću elektromagnetna sila F_{sol} [N]:

$$F_{sol} = \frac{B^2 \cdot A_v}{2 \cdot \mu_o} = \frac{\varphi^2}{2 \cdot \mu_o \cdot A_v} \approx \frac{1}{2} \cdot \frac{N^2 \cdot \mu_o \cdot A_v \cdot i^2}{x^2}. \quad (6.4)$$

Blok koji opisuje strujanje radne tečnosti kroz elektromagnetni razvodnik, određuju sledeći izrazi:

$$\begin{aligned} \dot{V}_s - \dot{V}_c - \dot{V}_f - \dot{V}_R &= \frac{V_c}{\beta_e} \cdot \frac{dp_c}{dt}, \\ V_c &= V_{c0} = \text{const.}, \end{aligned} \quad (6.5)$$

pri čemu se zapremina komore menja sa pomeranjem klipa:

$$V_f = V_{f0} + A_1 \cdot x_k, \quad V_{f0} = \text{const.}, \quad (6.6)$$

pa važi:

$$\dot{V}_f = A_1 \cdot \frac{dx_k}{dt} + \frac{V_{f0} + A_1 \cdot x_k}{\beta_e} \cdot \frac{dp_f}{dt},$$

gde su:

- zapreminski protoci kroz promenljive prigušnike:

$$\dot{V}_s = k_0 \cdot A_s(x_k) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_s - p_c}; \quad (6.7)$$

$$A_s(x_k) = \begin{cases} \pi \cdot D_1 \cdot (x_s - x_k) & 0 \leq x_k \leq x_s \\ 0 & x_s \leq x_k \leq x_{k \max} \end{cases};$$

$$\dot{V}_R = k_0 \cdot A_R(x_k) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_c - p_R}; \quad (6.8)$$

$$A_R(x_k) = \begin{cases} 0 & 0 \leq x_k \leq x_p \\ \pi \cdot D_2 \cdot (x_k - x_p) & x_p \leq x_k \leq x_{k \max} \end{cases};$$

- zapreminski protoci kroz konstantne prigušnike:

$$\dot{V}_f = k_0 \cdot A_f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_c - p_f}; \quad (6.9)$$

$$\dot{V}_c = k_0 \cdot A_c \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{p_c - p_l}. \quad (6.10)$$

Navedeni izrazi (6.5)÷(6.10) treba da omoguće izračunavanje upravljačkog pritiska radne tečnosti p_c , odnosno pritisak koji deluje na klip frikcionog sklopa p_l .

Blok koji opisuje kretanje razvodnog klipa, određen je sledećim izrazima:

$$\begin{cases} m_k \cdot \frac{d^2 x_k}{dt^2} + b \cdot \frac{dx_k}{dt} + c \cdot x_k - F_{ss} + F_{sR} + F_o = F_{sol} + p_f \cdot A_1 & x_k \leq x_{k \max}, \\ 0 & x_k > x_{k \max}, \end{cases} \quad (6.11)$$

a blok koji opisuje kretanje klipa frikcionog skopa:

$$\begin{cases} m_l \cdot \frac{d^2 x_l}{dt^2} + b_l \cdot \frac{dx_l}{dt} + c_l \cdot x_l + F_{ol} = p_l \cdot A_l; & x_l \leq x_{l \max} \\ 0 & x_l > x_{l \max} \end{cases} \quad (6.12)$$

Medjutim njihovom implementacijom u model uključivanja frikcionih sklopova dobija se vrlo složen sistem diferencijalnih jednačina, koji se nije mogao numerički rešiti. S toga je moment trenja frikcionih sklopova uzet kao konstanta vrednost redukovana na ulazno vratilo. Takva pretpostavka zasniva se na činjenici da je vreme dejstva elektromagnetnog ventila veoma malo (oko 0,2 s), pa se može ovakva tvrdnja smatrati opravdanom.

Moment i ugaona brzina izlaznog vratila menjača se određuju u opštem slučaju:

$$M_i = M_t \cdot i_{zm},$$

$$\omega_i = \frac{\omega_t}{i_{zm}},$$
(6.13)

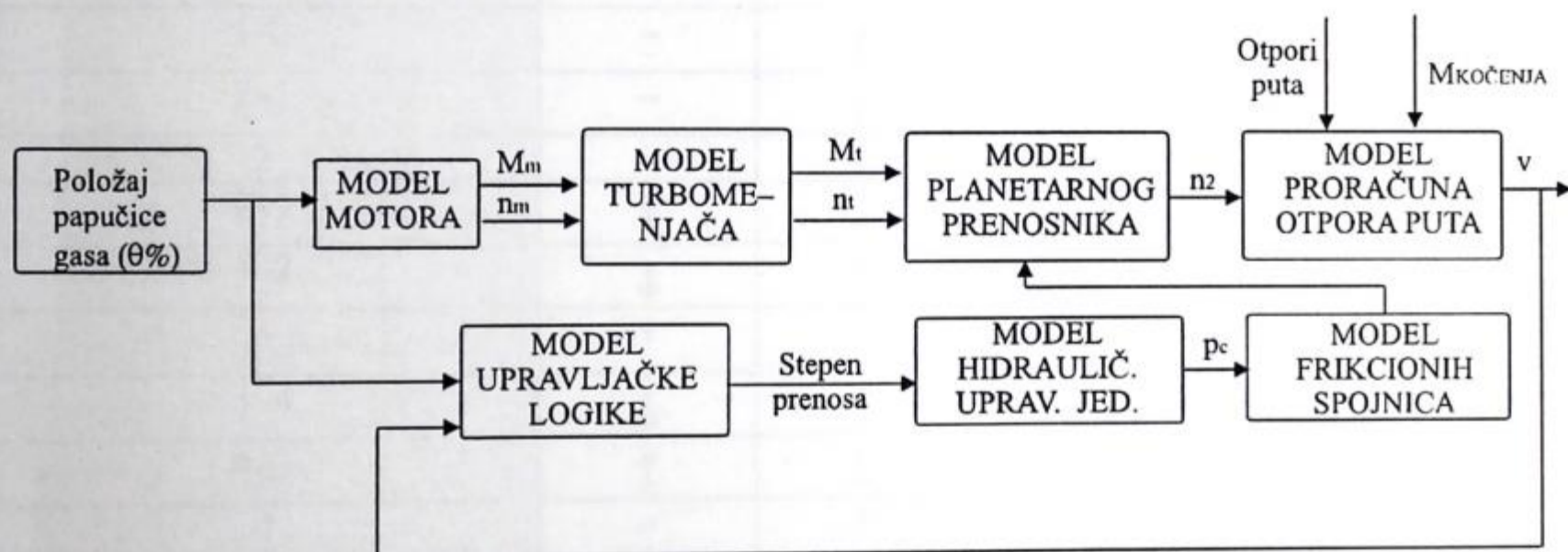
gde je:

- i_{zm} [-] – prenosni odnos u zupčastom delu menjača.

Blok koji opisuje uticaj otpora puta prikazan je pomoću izraza za obrtni moment na pogonskim točkovima:

$$M_o = F_o \cdot r_d = (F_{kotr} + F_v + F_a + F_j) \cdot r_d,$$
(6.14)

Sistem diferencijalnih jednačina (6.1)÷(6.14) u potpunosti opisuje dinamiku ponašanja automatske trasnisije. Koristeći navedeni sistem jednačina napisan je odgovarajući matematički model za simulaciju rada automatskog menjača pri realnim uslovima vožnje i pri promeni stepena prenosa u paketskom programu MatLab/Simulink, koji je dat u prilogu F. Uprošćen blok dijagram prikazan je na slici 6.4.



Slika 6.4 Blok dijagram za simulaciju rada automatskog menjača za gradski autobus

U tabeli 6.1–a) prikazana je logika uključivanja frikcionih spojnika i kočnica u pojedinim stepenima prenosa, a u tabeli 6.1 –b) logika aktiviranja odgovarajućih elektromagnetnih ventila. U tabeli 6.2 prikazana je logika uključivanja frikcionih spojnika i kočnica pri promeni stepena prenosa, koja je integrisana u elektronsku upravljačku jedinicu. Ujedno, ova logika uključivanja je implementirana i pri projektovanju elektrohidraulične šeme upravljanja menjačem.

Tabela 6.1-a) Prikaz uključivanja frikcionih spojnika i kočnica u pojedinim stepenima prenosa

St. prenosa	I	II	III	IV	HN
S ₁			+		
S ₂		+		+	
S ₃	+				+
K ₁	+	+			
K ₂					+

Tabela 6.1-b) Prikaz aktiviranja odgovarajućih elektromagnetnih ventila u pojedinim stepenima prenosa

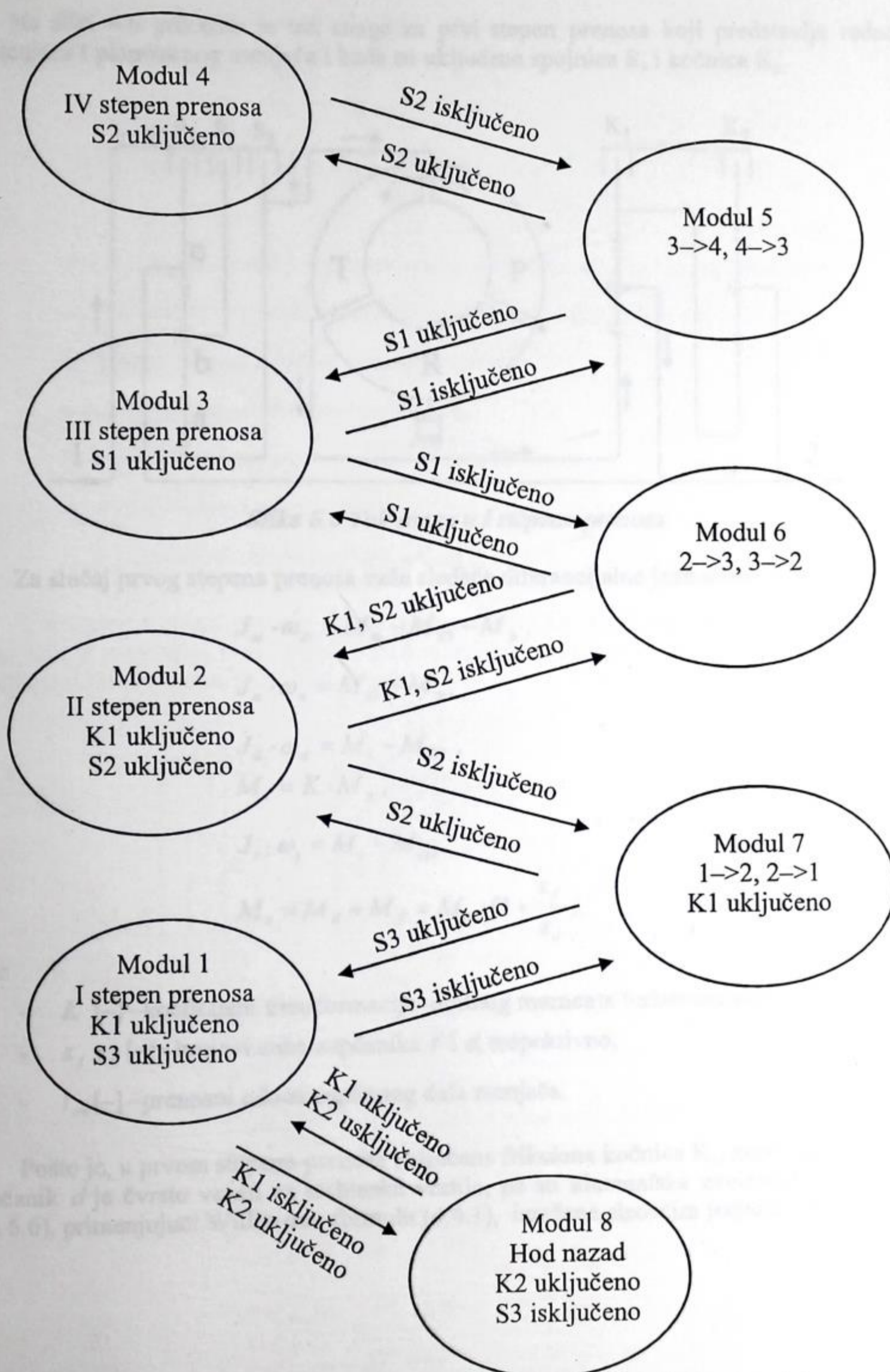
St. prenosa	I	II	III	IV	HN
magnet A	+	+			
magnet B		+		+	
magnet C			+		
magnet D	+				+
magnet E					+

Tabela 6.2 Tabela logike uključivanja pojedinih stepeni prenosa

Stepen prenosa	S1	S2	S3	K1	K2
1	-	-	+	+	-
1-2	-	↑	↓	+	-
2-1	-	↓	↑	+	-
2	-	+	-	+	-
2-3	↑	↓	-	↓	-
3-2	↓	↑	-	↑	-
3	+	-	-	-	-
3-4	↓	↑	-	-	-
4-3	↑	↓	-	-	-
4	-	+	-	-	-
Hod nazad	-	-	+	-	+

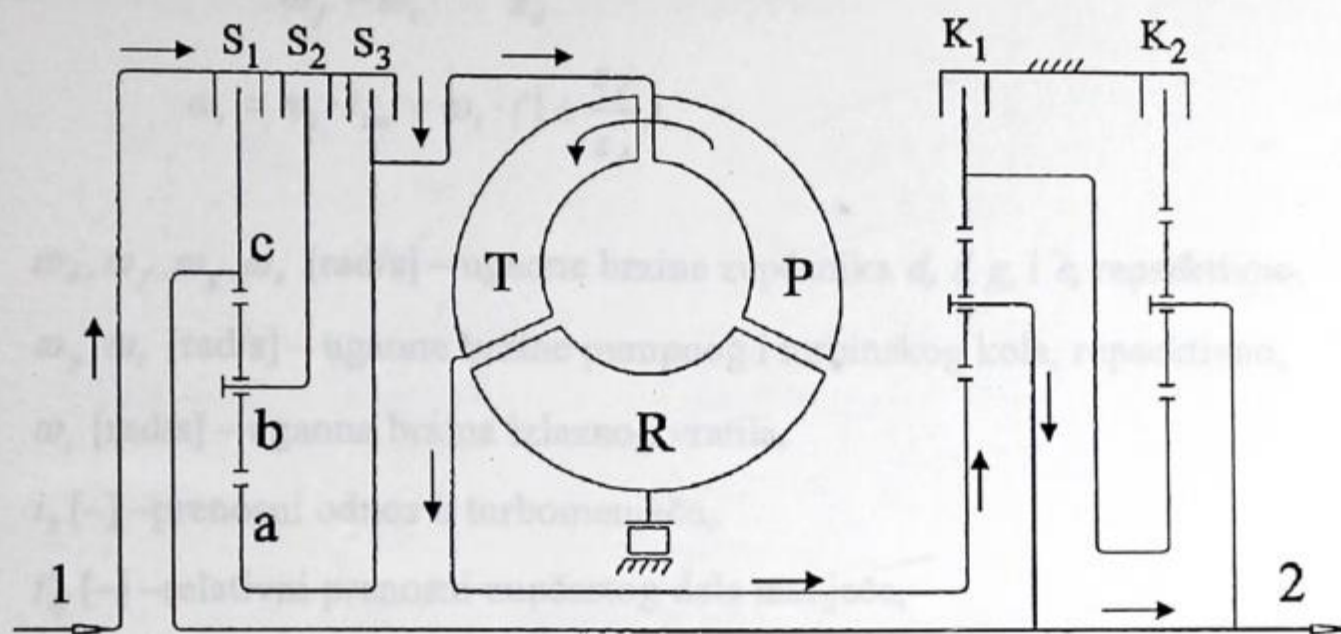
Legenda: "+" – uključen frikcioni sklop, "-" – isključen frikcioni sklop, ↑ – promena stepena prenosa iz nižeg u viši, ↓ – promena stepena prenosa iz višeg u niži

Na osnovu prikazane tabele, napravljena je logika uključivanja pojedinih stepeni prenosa, putem takozvanog modulnog kombinovanja data na slici 6.5.



Slika 6.5 Dijagram uključivanja pojedinih stepeni prenosa kod automatskog menjača za gradski autobus

Na slici 6.6 prikazan je tok snage za prvi stepen prenosa koji predstavlja rednu vezu turbomenjača i planetarnog menjača i kada su uključene spojnica S_3 i kočnica K_1 .



Slika 6.6 Tok snage u I stepenu prenosa

Za slučaj prvog stepena prenosa važe sledeće diferencijalne jednačine:

$$J_m \cdot \dot{\omega}_m = M_m - M_{S_3} - M_p,$$

$$J_a \cdot \dot{\omega}_a = M_{S_3} + M_p,$$

$$J_d \cdot \dot{\omega}_d = M_t - M_{K_1},$$

$$M_t = K \cdot M_p,$$

$$J_i \cdot \dot{\omega}_i = M_i - M_{opt},$$

$$M_e = M_d + M_f = M_d \cdot \left(1 + \frac{z_f}{z_d}\right),$$

(6.15)

gde je:

- K [-] – koeficijent transformacije obrtnog momenta turbomenjača,
- z_f, z_d [-] – brojevi zuba zupčanika f i d , respektivno,
- i_{zm} [-] – prenosni odnos zupčastog dela menjača.

Pošto je, u prvom stepenu prenosa uključena frikciona kočnica K_1 , zupčanik f je blokiran, a zupčanik d je čvrsto vezan za turbinsko vratilo, pa su kinematske zavisnosti ugaonih brzina (slika 6.6), primenjujući Willis-ovu formulu (4.4.1), izražene sledećim jednačinama:

$$\omega_i = \omega_e, \quad \omega_g = \omega_f = 0, \quad \omega_d = \omega_t = i_h \cdot \omega_p, \quad \text{dali deo snage od pogonskog motora na deo kojeg se prenosi preko planetarnog menjača, pa se prenosi na izlazni vratil preko turbomenjača.}$$

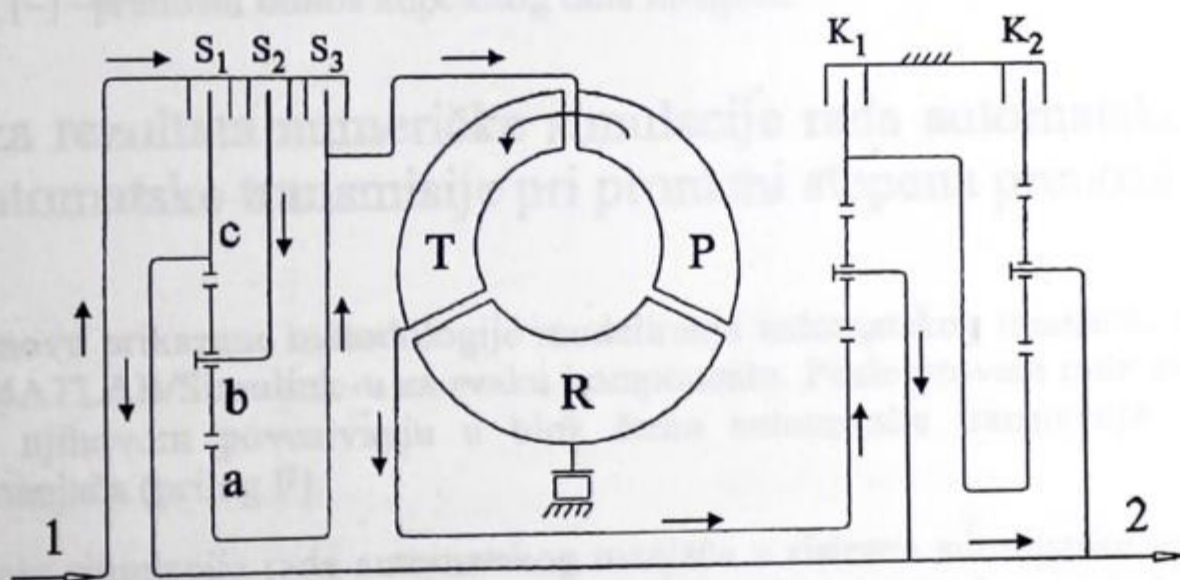
$$i_{df}^i = \frac{\omega_d - \omega_i}{\omega_f - \omega_i} = -\frac{z_f}{z_d}, \quad (6.16)$$

$$\omega_t = \omega_i \cdot i_{zm} = \omega_i \cdot \left(1 + \frac{z_f}{z_d}\right),$$

gde su:

- $\omega_d, \omega_f, \omega_g, \omega_e$ [rad/s] – ugaone brzine zupčanika d, f, g i e , repsektivno,
- ω_p, ω_t [rad/s] – ugaone brzine pumpnog i turbinskog kola, repsektivno,
- ω_i [rad/s] – ugaona brzina izlaznog vratila,
- i_h [-] – prenosni odnos u turbomenjaču,
- i_{df}^i [-] – relativni prenosni zupčastog dela menjača,
- z_f, z_d [-] – brojevi zuba zupčanika f i d , repsektivno,
- i_{zm} [-] – prenosni odnos zupčastog dela menjača.

U drugom stepenu prenosa (slika 6.7) su uključene frikciona spojnica S_2 i kočnica K_1 i tada se radi o paralelnoj vezi izmedju turbomenjača i planetarnog menjača (tabela 6.1), pa se primenjuju sledeće diferencijalne jednačine:



Slika 6.6 Tok snage u II stepenu prenosa

$$J_m \cdot \dot{\omega}_m = M_m - M_{S_2} - M_p,$$

$$J_a \cdot \dot{\omega}_a = M_{S_2} + M_p,$$

$$J_d \cdot \dot{\omega}_d = M_t - M_{K_1}, \quad (6.17)$$

$$J_i \cdot \dot{\omega}_i = M_t - M_{opt},$$

$$M_t = M_i \cdot i_{zm}.$$

Ulazni set u II stepenu prenosa ima ulogu razdelnog seta, tj. deli deo snage od pogonskog motora na deo koji cirkuliše kroz turbomenjač i deo koji cirkuliše kroz planetarni menjač, pa vrednost momenta i ugaone brzine na pumpnom kolu i izlaznom vratilu zavisi od prenosnog odnosa ulaznog seta tj. z_c/z_a i date su sledećim relacijama:

$$\begin{aligned}
 M_a = M_p &= \frac{M_m}{1 + \frac{z_c}{z_a}}, & \omega_p &= \omega_m \cdot \frac{1 + \frac{z_c}{z_a}}{1 + \frac{z_c}{z_a} \cdot \frac{i_h}{i_{zm}}}, \\
 M_i &= M_m \cdot \frac{\frac{z_c}{z_a} + K \cdot i_{zm}}{1 + \frac{z_c}{z_a}}, & \omega_i &= \omega_m \cdot \frac{(1 + \frac{z_c}{z_a}) \cdot i_h}{\frac{z_c}{z_a} \cdot i_h + i_{zm}},
 \end{aligned}
 \tag{6.18}$$

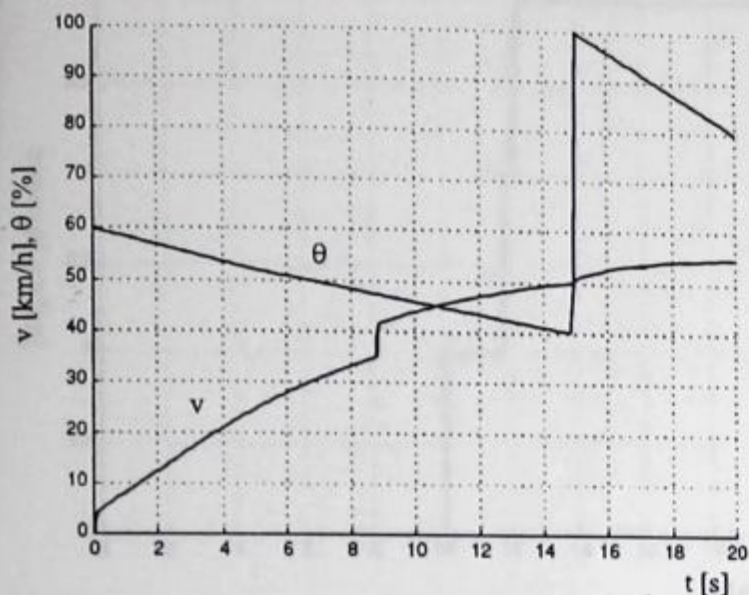
gde su:

- $\omega_m, \omega_p, \omega_t, \omega_i$ [rad/s] – ugaone brzine motora, pumpnog kola, turbinskog kola i izlaznog vratila, redom,
- M_m, M_p, M_t, M_i [rad/s] – obrtni moment motora, pumpnog kola, turbinskog kola i izlaznog vratila, redom,
- z_a, z_c [-] – brojevi zuba zupčanika a i c , redom,
- i_h [-] – prenosni odnos u turbomenjaču,
- i_{zm} [-] – prenosni odnos zupčastog dela menjača.

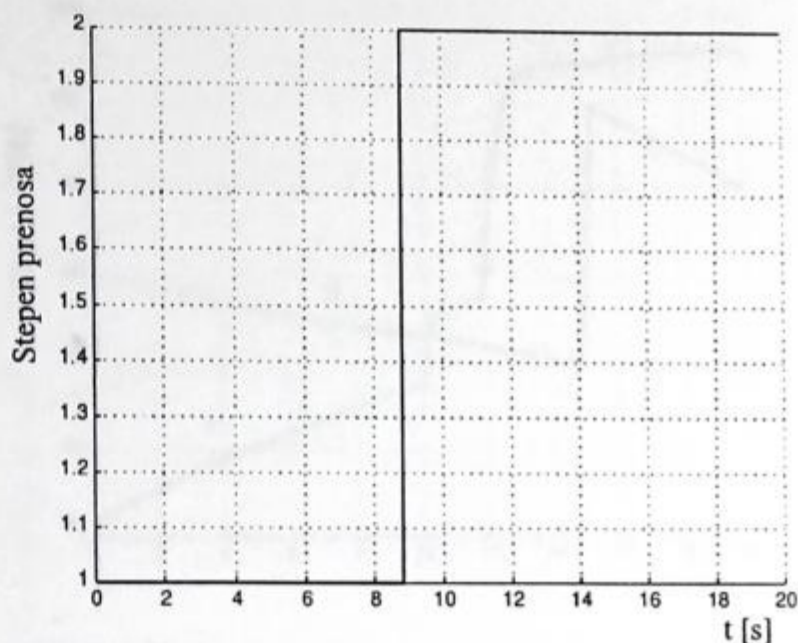
6.2 Analiza rezultata numeričke simulacije rada automatskog menjača u sistemu automatske transmisije pri promeni stepena prenosa

Na osnovu prikazane metodologije modeliranja automatskog menjača, definisani su blok dijagrami u MATLAB/Simulink-u za svaku komponentu. Posle provere rada svake komponente, pristupilo se njihovom povezivanju u blok šemu automatske transmisije i simulaciji rada celokupnog menjača (prilog F).

Prilikom simulacije rada automatskog menjača u sistemu automatske transmisije, prvo je analizirana promena stepena prenosa iz I u II. Usvojena je promena komande "gasa" kao slučajna funkcija vremena gde vozilo startuje sa 60% pritisnutom papučicom "gasa", koja zatim opada do 40% u 15 s, da bi zatim skočila na 100% i opet linearno opadala. Početni broj obrtaja motora je 500 o/min, a vreme trajanja simulacije je 20 s.

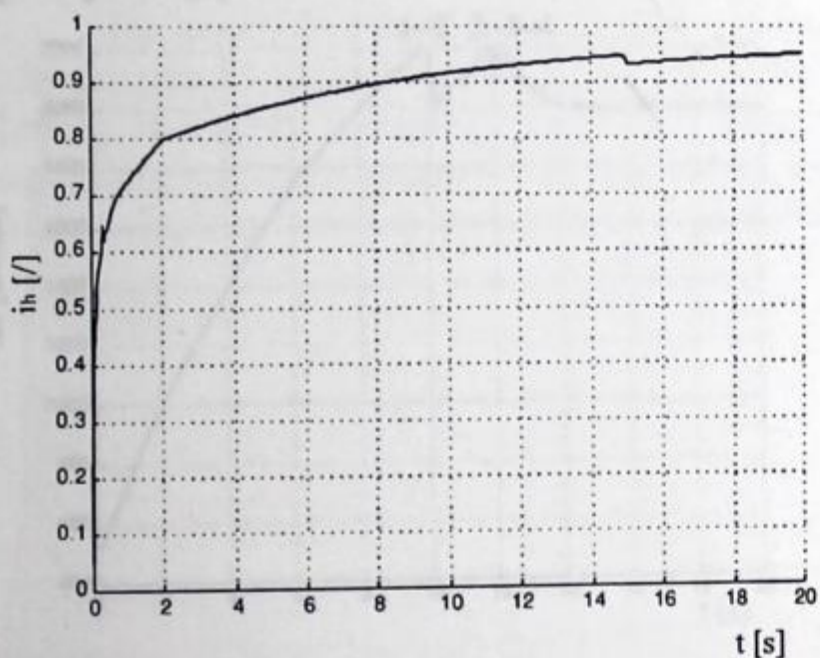


Slika 6.8 Zavisnost promene komande pedale "gasa" kao ulaznog parametra i brzine vozila kao izlaznog parametra

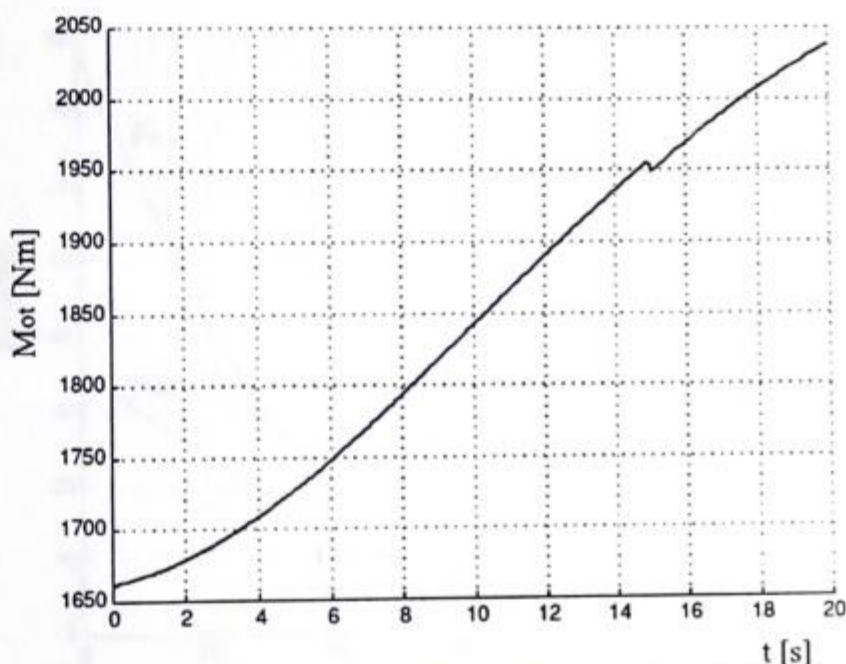


Slika 6.9 Prikaz promene stepena prenosa u funkciji vremena

Analizom dijagrama sa slike 6.8 se može zaključiti da pri promeni stepena prenosa iz I u II (slika 6.9), dolazi do povećanja brzine vozila, kako pri promeni stepena prenosa, tako i pri promeni upravljačkog parametra.

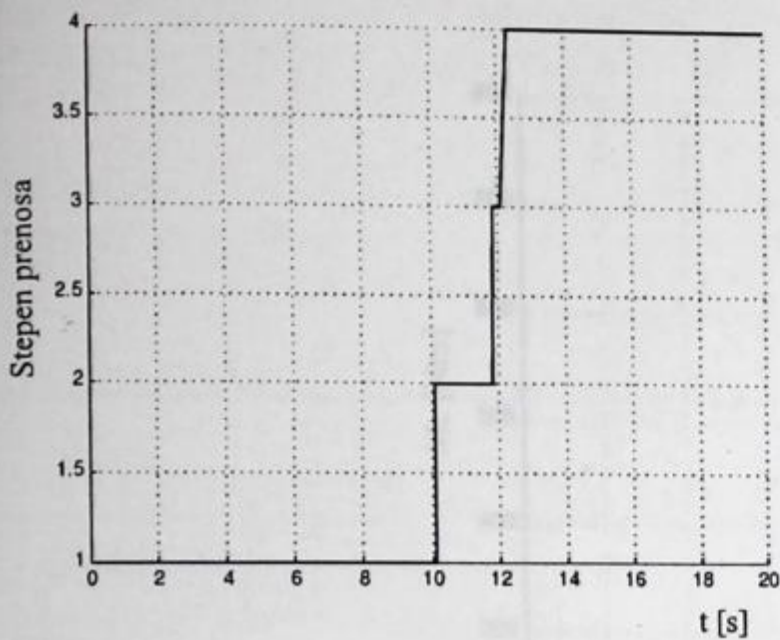


Slika 6.10 Zavisnost promene hidrauličnog prenosnog odnosa u turbomenjaču

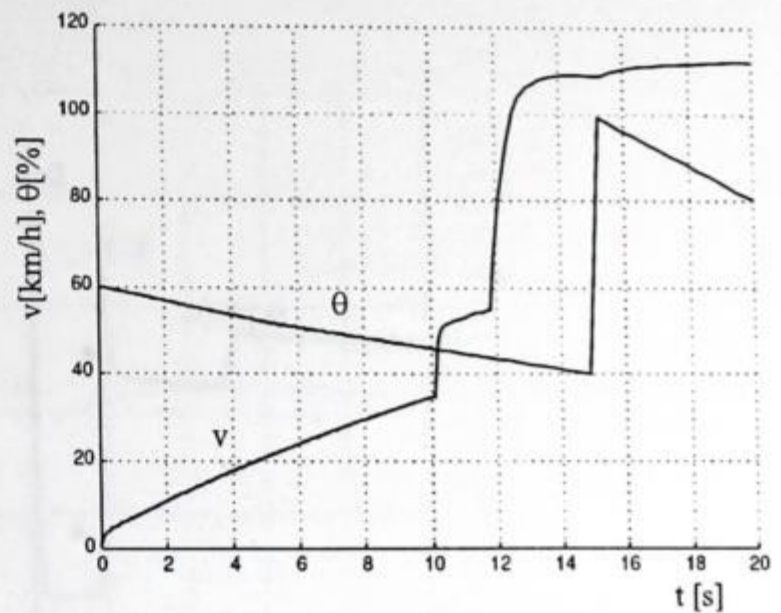


Slika 6.11 Zavisnost promene otpora puta u funkciji vremena

Takodje, nagla promena komande na papučicu gasa (od 40% na 100%) (slika 6.8) utiče na promenu vrednosti prenosnog odnosa, odnosno radnog režima turbomenjača (slika 6.10) i otpora puta (slika 6.11).

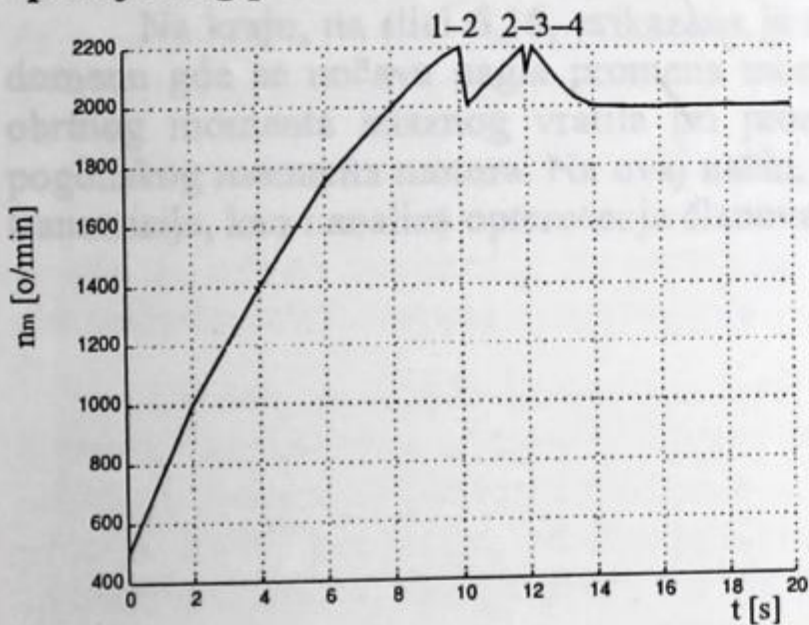


Slika 6.12 Prikaz promene stepena prenosa od I-vog do IV-tog

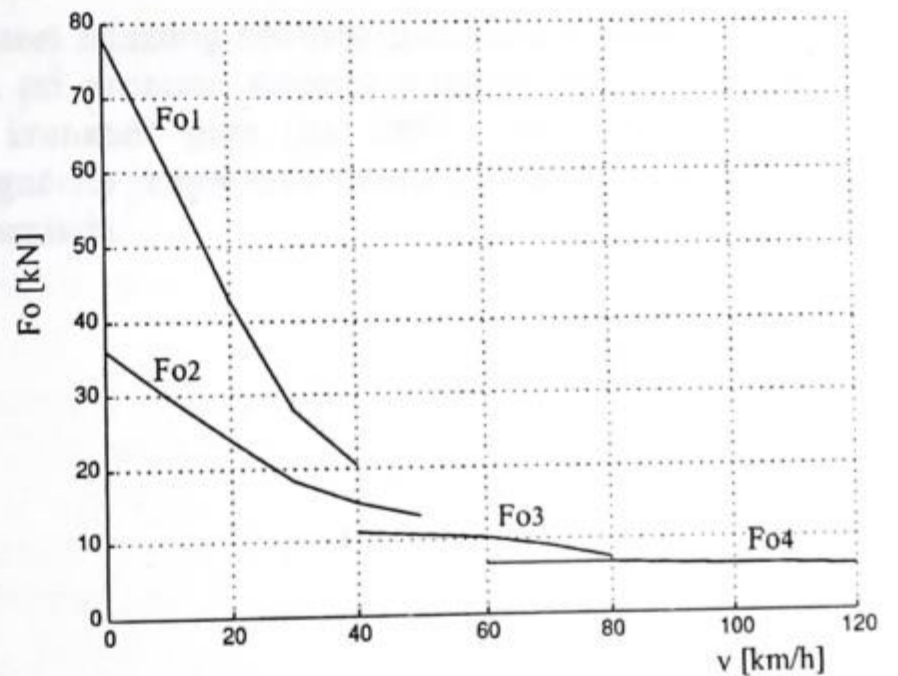


Slika 6.13 Zavisnost promene komande pedale "gasa" i brzine vozila u celokupnom dijapazonu promena prenosnih odnosa

Sličan trend se zapaža i na slikama 6.12 i 6.13 gde je analiziran uticaj promene brzine u celom opsegu prenosnih odnosa. Promenom stepena prenosa dolazi do skokovite promene brzine vozila (slika 6.13), kako u funkciji izabranog radnog režima, tako i u funkciji ulaznog upravljačkog parametra.



Slika 6.14 Zavisnost broja obrtaja motora pri promeni stepena prenosa

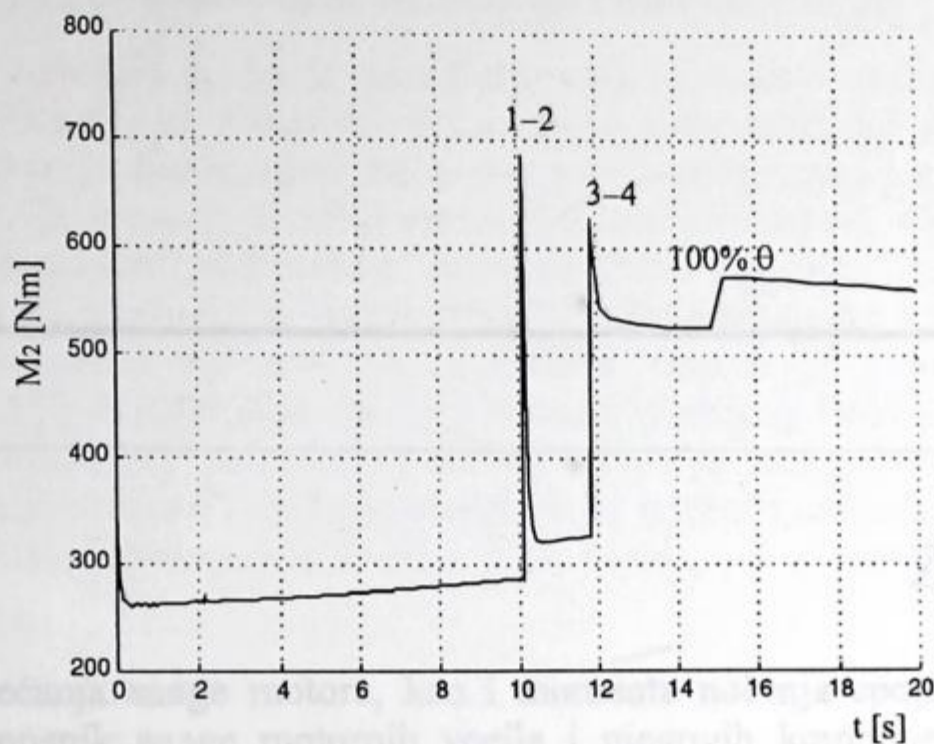


Slika 6.15 Dijagram vučnih sila za sva četiri stepena prenosa

Na slici 6.14 prikazana je promena broja obrtaja kolenastog vratila motora nastala pri promeni stepena prenosa, dok je na slici 6.15 prikazan dijagram vučnih sila u funkciji brzine za dati automatski menjač. Pri simulaciji rada vrednosti prenosnih odnosa u pojedinim stepenima prenosa su date u tabeli 6.3.

Tabela 6.3 Vrednosti prenosnih odnosa u pojedinim stepenima prenosa

St. prenosa	Prenosni odnos
I	2,43 (R)
II	2,43 (P)
III	1,00
IV	0,63
HN	-1,33



Slika 6.16 Promena momenta na izlaznom vratilu automatskog menjača u vremenskom domenu

Na kraju, na slici 6.16, prikazana je zavisnost izlaznog obrtnog momenta u vremenskom domenu gde se uočava nagla promena momenta pri promeni stepena prenosa, kao i promena obrtnog momenta izlaznog vratila pri promeni komande gasa (na 100%), odnosno promeni pogonskog momenta motora. Na ovaj način, omogućeno je praćenje udarnih efekata na elemente transmisije, kao i analiza opterećenja članova transmisije.

ZAKLJUČAK

Tendencije povećanja snage motora, kao i momenta nošenja spojnice, postavljaju sve veće zahteve pred prenosnik snage motornih vozila i njegovih komponenata. Nije dovoljno posmatrati i zasebno optimirati podsisteme automatske transmisije već se svakim danom zahtevaju nova konstruktivna i tehnološko proizvodna rešenja, kao i sistemi koji će štedeti konstruktivni prostor uz maksimalnu funkcionalnost i sigurnost. Komponente sinhronizacije treba da omoguće što manju silu pri promeni stepena prenosa, što veću preciznost i komfor. Pošto treba da savlada veliku snagu i momente inercije pokretnih masa, proces sinhronizacije postaje jedan od vodećih problema pri projektovanju prenosnika.

Promena stepena prenosa pod opterećenjem, poslednjih godina dobija sve veći značaj i ima sve širu primenu u transmisijama motornih vozila. Da bi se ovakva promena stepena prenosa mogla da ostvari neophodno je postojanje frikcionih sklopova i odgovarajućih hidrauličkih i elektrohidrauličkih sistema za upravljanje.

Ujedno, za realizaciju procesa promene stepena prenosa pod opterećenjem potrebne su dopunske komponente u sistemima upravljanja čiji je zadatak da obezbede potpunu modulaciju pritiska u procesu uključivanja frikcionih sklopova. Konstrukcijsko rešenje ventila za modulaciju pritiska zavisi, pre svega, od tipa prenosnika snage, njegove kinematske šeme, konstrukcije frikcionih sklopova, rešenja sistema za upravljanje, kao i od postavljenih zahteva za određenim kvalitetom prelaznog procesa.

Projektovanje sistema koji će omogućiti promenu stepena prenosa pod opterećenjem predstavlja složen istraživački rad. Samo uporedna teorijska i eksperimentalna istraživanja mogu dovesti do optimalnog konstrukcijskog rešenja i pomoću njega optimalno ostvarenog prelaznog procesa.

Cilj ove disertacije bio je da se doprinose naučnoj metodologiji projektovanja sistema upravljanja automatskim menjačem, koji u sebi objedinjuje i druge funkcije upravljanja vozilom kao što su kočenje, promena stepena prenosa bez prekida toka snage itd. Postavljanje sve strožijih zahteva vozilima, kao što su produktivnost, efikasnost i ekonomičnost rada, komfor, pouzdanost u radu, životni vek, bezbednost i dr., razlog je sve masovnije upotrebe automatskih menjača u transmisijama vozila. Zbog toga sistem upravljanja menjačima predstavlja naučno-tehničku oblast u punom razvoju, o čemu govori i neustaljenost u svetu izvedenih rešenja. Neka se zasnivaju na jednoj, druga na dve, a pojavljuju se i rešenja sa tri i više upravljačkih veličina. Zato je bilo neophodno, da bi se ostvarile što bolje performanse, uzeti u obzir karakteristike

pogonskog motora, zahtevanu dinamiku vozila, uslove vožnje, vezu sa ostalim upravljačkim sistemima na vozilu i dr., a sve to uz izbor optimalnih upravljačkih veličina.

Da bi se rešio navedeni zadatak, istraživači obično koriste različite aproksimacije i uprošćenja. U ovoj disertaciji je pokušano da se na osnovu teorijske analize (bazirane na osnovnim zakonima mehanike fluida, opšte mehanike, kao i iskustvima i rezultatima dosadašnjih istraživanja) formira što je moguće sveobuhvatniji matematički model. Ovaj model uključuje matematičke modele komponenti automatske transmisije, kao i pojave i veličine od uticaja na njihovo ponašanje tako da može da se predvidi ponašanje automatske transmisije u širokom opsegu radnih režima. Zatim su izvršene numeričke simulacije njihovog rada pomoću programskog paketa MATLAB/Simulink na personalnom računaru, kako pojedinačno, tako i u okviru celokupnog automatskog prenosnika. Na taj način je omogućeno da se još u toku projektovanja datih komponenti izvrši njihovo modeliranje, odaberu neophodni parametri i na taj način skрати proces njihove proizvodnje i snizi cena izrade, kako same komponente, tako i celokupnog prenosnika.

Prikazana metodologija omogućava da se pri promeni stepena prenosa u izabranom automatskom prenosniku ostvari:

- istraživanje uticaja pojedinih komponenti na pokazatelje prelaznog procesa;
- optimizacija pokazatelja prelaznog procesa, na račun promene odgovarajućih parametara;
- korigovanje konstrukcijskog rešenja prenosnika u cilju dobijanja optimalnih vrednosti pokazatelja prelaznog procesa;
- odredjivanje maksimalnog opterećenja u prenosniku;
- odredjivanje potrebnog vremena uključivanja frikcionog sklopa (vremena sinhronizacije);
- odredjivanje zavisnosti upravljačkog pritiska u frikcionom sklopu.

U cilju dobijanja što povoljnijih pokazatelja prelaznog procesa treba težiti da prekid toka snage bude manji od 0,5 s (po mogućstvu blizak nuli) pri čemu treba obezbediti modulaciju pritiska do vrednosti koja je bliska nominalnom pritisku u sistemu upravljanja. Na taj način se ostvaruju minimalne vrednosti dinamičkog momenta na izlaznom vratilu menjača, minimalni pad broja obrtaja motora i njegovo ravnomerno opterećenje, odnosno, ne dolazi do pada brzine kretanja vozila. U ovoj disertaciji to je ostvareno korišćenjem proporcionalnog elektromagnetnog ventila.

Pri tome, dat je matematički proračun i izvršena je numerička simulacija rada proporcionalnog elektromagnetnog ventila koji odredjuje pritisak u frikcionim sklopovima, a koji omogućava da se još u fazi projektovanja mogu odrediti svi relevantni parametri ove komponente radi ostvarivanja željene zakonitosti promene pritiska. Pomoću postavljenog matematičkog modela dobijena je zavisnost pritiska u procesu modulacije pri uključivanju frikcionog sklopa i pomoću kojeg se može:

- sagledati uticaj konstruktivnih parametara ventila na karakter procesa uključivanja frikcionog sklopa;
- ostvariti dobijanje željene karakteristike pritiska u frikcionom sklopu.

Na primer, ugradnjom prigušnog otvora u vodu ka frikcionom sklopu povećava se pritisak na izlazu iz elektromagnetnog ventila, čime se smanjuje nastanak kavitacije. Takodje, na vrednost upravljačkog pritiska najlakše se utiče variranjem: krutosti i sile prednaprezanja opruge povratne

sprege (odnosno hoda opruge), veličine prigušnika u povratnom vodu i vodu ka frikcionom sklopu.

Na osnovu svega rečenog, ostvaruje se mogućnost projektovanja sistema upravljanja menjačem, pa je za automatski menjače domaće konstrukcije predložena hidraulička šema upravljanja sa svim neophodnim komponentama i mernim mestima.

Glavni rezultat sprovedenog istraživanja je dobijeni matematički model koji iznad svega predstavlja koristan alat za analizu ponašanja komponenti automatskog menjača (turbomenjača, planetarnog prenosnika, frikcionih sklopova, elektromagnetnih ventila), kao i analiza njihovog međusobnog uticaja u automatskoj transmisiji. Ovaj model može da posluži kao odlična osnova pri analizi rada automatske transmisije u realnim uslovima vožnje pri promeni stepena prenosa.

U nekom od narednih koraka trebalo bi navedeni matematički model iskoristiti za projektovanje novih automatskih menjača. Upotrebom ovog modela značajno bi se smanjilo vreme i troškovi projektovanja. Modulna struktura formiranog Simulink modela omogućava vrlo jednostavnu modifikaciju i ubacivanje izraza, specifičnih za druge tipove automatskih menjača.



- [1] Alsharif, O., Kiprakis, P. "Modelling and Simulation of a Hydraulic Automatic Transmission". *International Journal of Mechanical Engineering*, 2009, Vol. 3, No. 1, pp. 1-10.
- [2] Bata T.M. "Hydraulic Automatic Transmission". *International Journal of Mechanical Engineering*, 2009, Vol. 3, No. 1, pp. 11-15.
- [3] Bata-Ryan, G. "Modelling of Hydraulic Automatic Transmission". *International Journal of Mechanical Engineering*, 2009, Vol. 3, No. 1, pp. 16-20.
- [4] Bata-Ryan, G. "Modelling of Hydraulic Automatic Transmission". *International Journal of Mechanical Engineering*, 2009, Vol. 3, No. 1, pp. 21-25.
- [5] Blomquist A.P., M&M S.A. "The Chrysler Torque Converter Design Factors". *SAE Paper 780010*, 1978.
- [6] Bak, M. "Electronic Control System and Design". Vol. 12, pp. 1-10.
- [7] Byung-Kwan, Kim, Joo-Woong, Park, et al. "The Analysis of Proprietary Self-control of Automatic Transmission System". *SAE Paper 2000-01-0450*, 2000.
- [8] Cho B., Hwang J. K. "Mathematical Powertrain Model". 1989.
- [9] Chittur, Ramesh. "Modelling and Simulation of Hydraulic Automatic Transmission". *International Journal of Mechanical Engineering*, 2009, Vol. 3, No. 1, pp. 26-30.
- [10] Davidović B., Lučina V. "Mathematical Model of a Hydraulic Automatic Transmission". *SAE Paper 2001-01-0450*, 2001.
- [11] Dalgle, J.R., et al. "Hydraulic Control System Design". *SAE Paper 780010*, 1978.
- [12] Deng, S., Bao, M. "Modelling and Simulation of a Hydraulic Automatic Transmission". *SAE Paper 2000-01-0450*, 2000, pp. 141-148.
- [13] Dukić, Z., Štampar, S. "Automatic Control of the Hydraulic Automatic Transmission". *International Journal of Mechanical Engineering*, 2009, Vol. 3, No. 1, pp. 31-35.

LITERATURA

- [1]. Aliefendioglu O., Küçükay F.;
 "Real-Time Statistical Based Test Environment for Transmission Control Unit of Passenger Cars", Transmission and Driveline System Symposium, 1999
- [2]. Bašta T.M.:
 "Mašinska hidraulika", Mašinski fakultet, Beograd, 1986
- [3]. Baek-Hyun Cho etc:
 "Modeling of Proportional Control Solenoid Valve for Automatic Transmission Using System Identification Theory" SAE 99PC-192, 1998
- [4]. Baek-Hyun Cho etc:
 "Estimation Technique of Air Content in Automatic Transmission Fluid by Measuring Effective Bulk Modulus"; International Journal of Automotive Technology, Vol. 3, No. 2, pp. 57-61, 2002
- [5]. Blomquist A.P., Mikel S.A.:
 "The Chrysler Torque Converter Lock-up Clutch" SAE paper No. 780100, Design Practices: Passenger Car Automatic Transmission, 1994
- [6]. Bek Manfred:
 "Electronic Control System for Automatic Transmission", Voith Research and Design, Vol.33, Paper 5, 1989
- [7]. Byung-Kwan Shin, Jae-Woong Hur and all:
 "The Analysis of Proportional Solenoid Valve and its Application to the Shift control of Automatic transmission" Fluid Power, Forth JHPS Inertantional Symposium, 1999
- [8]. Cho D., Hedric J. K.:
 "Automotive Powertrain Modeling for Control", ASME, Vol. 111, 12. 1989
- [9]. Christer Ramdén:
 "Modeling and Simulation of a Hydrodynamic Torque converter", Linkoping University, XI 1996
- [10]. Davidović B., Lučanin V.:
 "Hidrodinamički prenosnici za železnička vozila", Mašinski fakultet, Beograd, 2001
- [11]. Doidge J.R. etc.:
 "Hydraulic control systems" Design Practices: Passenger Car Automatic Transmission, 1994
- [12]. Drogies S., Bauer M.:
 "Modelling Road Vehicle Dynamics with Modelica", Modelica Workshop 2000 Proceedings, pp. 161-168
- [13]. Durković R., Simović S.:
 "Automatic control of the hidromechanical transmission of bulldozer working equipment", 3rd International Conference Heavy Machinery - HM '99, Kraljevo, 1999

- [14]. Favorin M.: *"Momenti inercije tela"*, (na ruskom), Mašinstroenie, Moskva, 1970
- [15]. Förster H. J.: *"Automatische Fahrzeuggetriebe"*, Springer – Verlag– Berlin– Heidelberg – New York, 1990
- [16]. Gordić D.: *"Analiza dvostepenih elektrohidrauličkih servoventila sa povratnom spregom po položaju razvodnog klipa"*, doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Kragujevac, 2001
- [17]. Gott P.: *"Changing Gears: The Development of the Automotive Transmission"* SAE 1991
- [18]. Godbole Datta, Karahan Sinan: *"Automotive Powertrain Modeling, Simulation and Control using Integrated System's CASE Tools"*, Integrated System Inc.
- [19]. Gyu–Hong Jung, Baek–Hyun Cho, Kyo–Il Lee: *"Dynamic Analysis and Closed–loop Shifting Control of EF–Automatic Transmission with Proportional Solenoid Valve"*, Seoul 2000, FISITA World Automotive congress, Korea, June 12–15, 2000
- [20]. Gwennaël Favennec, Michael LeBrun: *"The Simulation for a Design Process of a Hydraulic Circuit for Automatic Gear Boxes"*, Vol.8, GPC Proceedings, Advanced Transmission Design & Performance, 1999
- [21]. Haj–Fraj A., Pfeiffer F.: *"A model based approach for the optimization of gearshifting in automatic transmission"* Int. Journal of Vehicle Design, 2001
- [22]. Haj–Fraj A., Pfeiffer F.: *"Optimal Control of Gear Shift Operations in Automatic Transmissions"* Journal of Franklin Institute, 2001
- [23]. Haj–Fraj A., Pfeiffer F.: *"Optimization of Gear Shift Operations in Automatic Transmission"* Proceeding of The 6th International Workshop on Advanced Motion Control, Nagoya, Japan, March 30–April 1 2000, 469–473
- [24]. Haj–Fraj A., Pfeiffer F.: *"Dynamic of gear shift operations in automatic transmission"* Proceedings of The First International Conference on The Integration of Dynamics, Monitoring and Control, Manchester/ United Kingdom /1–3 september 1999
- [25]. Hewitt D.C.: *"Design of Valve Body and Governor Systems"* Design Practices: Passenger Car Automatic Transmission, 1994
- [26]. Hideki M. and all: *"Toyota New Compact Five Speed Automatic Transmission for RWD Passenger Cars"* SAE paper 980820
- [27]. Hiramatsu T. etc.: *"Control Technology of Minimal Slip –Type Torque converter Clutch"* SAE paper No. 850460, Design Practices: Passenger Car Automatic Transmission, 1994
- [28]. Hojo Y., etc.: *"Toyota Five–Speed Automatic Transmission with Application of Modern Control Theory"* SAE paper No. 920610, Design Practices: Passenger Car Automatic Transmission, 1994
- [29]. Holgerson M.: *"Wet Clutch Engagement Characteristics"* Doctoral thesis, Lulea University of Technology, 1999
- [30]. Hrovat D. and Tolber W. E.: *"Bond graph modeling and computer simulation of automotive torque converters"*, J. Franklin Inst., Special Issue on Physical Structure in Modeling, Vol. 319, No 1/2, pp 93–114, Jan. 1985
- [31]. Hrovat D. and Tolber W. E.: *"Bond graph modeling of Automotive Power Trains"*, J. Franklin Inst., Special Issue on Physical Structure in Modeling, Vol. 328, No 5/6, pp 623–662, 1991
- [32]. Hyoun–Woo Lee, Baek–Hyun Cho, Won–Hi Lee: *"A Study on Response Improvement of Proportional Control Solenoid Valve for Automatic Transmission"* Seoul 2000, FISITA World Automotive congress, Korea, June 12–15, 2000

- [33]. Jacobson B.: *"Outline of a New Control Concept for Power Shifting of Fixed Step Ratio Automotive transmission"* Machine & Vehicle Design, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden, <http://www.mvd.chalmers.se/beja>
- [34]. Jacobson B.: *"Gear Shifting with Retained Power Transfer"*, Doctoral thesis, Chalmers University of Technology, 1993
- [35]. Jan Granäng, Magnus Karlsson: *"Dynamic torque converter model for study of take off performance"*; Thesis Project, Chalmers University of Technology, Trollhattan, 1999
- [36]. Jin-Oh Hahn etc.: *"Design of a Feedback Controller for Torque Converter Clutch Slip System in Passenger Car Automatic Transmission"*, Fluid Power, Forth JHPS Inertantional Symposium, 1999
- [37]. Jochen Pohl, Magnus Sethson, Petter Krus, Jan-Ove Palmberg: *"Modelling and Simulation of a fast 2/2 switching valve"*, Fluid and Mechanical Engineering Systems, Linköping University, Sweden
- [38]. John Patrick Absmeier: *"Automatic Transmission Modelling and Controller Development"*, S.M. Thesis, Department of Mechanical Engineering University of California, Berkeley, 2001
- [39]. Jong-Sun Oh, Jun-Eui Kwon, Jin-Soo Lee, etc.: *"Development of 4 Speed Electronically Controlled New Automatic Transmission for FWD"*, Seoul 2000, FISITA World Automotive congress, Korea, June 12-15, 2000
- [40]. Jung-ho Kim, Dong-Il Dan Cho: *"An Automatic Transmission Model for Vehicle Control"*, Proceedings ITSC'97, IEEE Conference on Intelligent Transportation Systems, Boston, Massachusetts, pp.759-764.
- [41]. Kaihua Y., Quingdong Y., Muqiao Z.: *"Computer Aided Calculation of Hydraulic Torque Converter Original Characteristic"*, Fluid Power, 2001
- [42]. Kazuhisa Ozaki and all: *"Aisin AW New Four-Speed Automatic Transmission for FWD Vehicles"*, SAE paper 950674
- [43]. Kiencke U., Nielsen L.: *"Automotive Control System"* Spriger-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2000
- [44]. Lechner G., Naunheimer H.: *"Automotive transmission - Fundamentals, Selection, Design and Application"* Springer - Verlag- Berlin- Heidelberg - New York, 1999
- [45]. Leif H., Michael K.: *"Modelling and Verification in the Time Domain of the driveline and Suspension at idle whit the purpose of Transient Studies"*, Master thesis, Linköping, 1998
- [46]. Lepelletier P.: *"The Power-Synchronizing concept - a fundamental consideration on shift processes in automatic transmission"*, Total Vehicle Dynamics, Vol. 1, FISITA, 1992
- [47]. Lim Si-Hyung, Chung Soon-Bae, Lee kyo-Il: *"The Analysis and Control of Hydraulic Lockup System in Automatic Transmission"*, Fluid Power, Third JHPS International Symposium, 1996, pp.501-505
- [48]. Liu D.K., Zhang N., Jeyakumaran J.M., Villanueva L.: *"Transient characteristics of an automatic transmission during shift changes"*, ACAM 2002, The Third Australasian Congres an Applied Mechanics, pp. 683-695
- [49]. Martin B., at all *"CHRYSLER 45RFE: A New Generation Real -Time Electronic Control RWD Automatic Transmission"*, Transmission and Driveline System Symposium, 1999
- [50]. MATLAB *Using Simulink and Stateflow™ in Automotive Aplication*, 1999
- [51]. Masahiro H. and all: *"Automatic Neutral Control - A New Fuel Saving Tehnology for Automatic Transmission"* SAE paper 960428

- [52]. Megli T.W., at all "Shift Characteristics of a 4-Speed Automatic Transmission", Transmission and Driveline System Symposium, 1999
- [53]. Mercedes-Benz "Menjači – automatski menjač", Servisno uputstvo, Knjiga 2, Dopuna 1, Maj 1975
- [54]. Merritt H.E.: "Hydraulic control system" John Wiley & Sons, New York, 1967
- [55]. Minowa T., at all "Smooth Gear Shift Control Technology for Clutch-to-Clutch Shifting", Transmission and Driveline System Symposium, 1999
- [56]. Mitsuru O., at all "Development of a New Electronically Controlled 4WD System: Toyota Active Torque Control 4WD", Transmission and Driveline System Symposium, 1999
- [57]. Munns Scott A.: "Computer Simulation of Powertrain Components with Methodologies for Generalized System Modeling", Master Thesis, University of Wisconsin, Madison, 1996
- [58]. Murakami T., Yamamoto M., Kojima Y., Nagiri S.: "Transmitting Torque Calculation of the Rotary Blade Coupling for 4WD Vehicles", Fluid Power, Third JHPS International Symposium, 1996, pp.617-620
- [59]. Norbrant P.: "Driveline Modelling using MathModelica", Master thesis, Vehicular System at Linköpings Institute of Technology, 2001
- [60]. Otter M., Dempsey M., Schlegel C.: "Package PowerTrain: A Modelica library for modeling and simulation of vehicle power trains", Modelica Workshop 2000 Proceedings, Lund, Sweden, pp.23-32
- [61]. Petronijević Ž.: "Elektrotehnika", Naučna knjiga, Beograd, 1986
- [62]. Ralph Eberspächer, Klaus Heber at all: "Sequentronic-Ein automatisiertes Schaltegetriebe von Mercedes-Benz", ATZ 11/2001
- [63]. Rexnord Antriebstechnik Rexnord Antriebstechnik Dortmund, Kupplungen, Bremsen Sperren
web: www.rexnord-antrieb.de/
- [64]. Ricardo Powertrain Library-Version 4.0 "User's guide" Ricardo Consulting Engineers Inc.
web: www.boeing.com/easy5
- [65]. Rudolf Röch, Gerhard Wagner: "The Electronic Control System", The W5A 330/580 Automatic transmission for Passenger Cars from Mercedes-Benz, 1995
- [66]. Sanada Kazushi, Kitagawa Ato: "A study of two-degree-of-freedom control of rotating speed in an automatic transmission, considering modeling errors of a hydraulic system", Control Engineering Practice 6, pp.1125-1132, 1998
- [67]. Schwab M.: "Electronically-Controlled Transmission System-Current Position and Future Developments" SAE paper No. 901156, Design Practices: Passenger Car Automatic Transmission, 1994
- [68]. Shin, B.K., Kim, D.H., Hahn, J.O., Lee, K.I.: "Adaptive Learning Shift Control of Smooth Shift Transients for Automotive Power Transmission Systems", Proceedings of the 3rd Asian Control Conference, Shanghai, CHINA, July 4-7, 2000
- [69]. Simić Dušan: "Motorna vozila", Naučna knjiga, Beograd, 1988
- [70]. Stojković S., Šušteršič V., Gordić D., Luković B.: "Promena prenosa bez prekida toka snage u automatskim menjačima teških vozila", Medjunarodno-naučno stručni skup, Beograd, 1997
- [71]. Stojković S., Šušteršič V., Gordić D., Luković B.: "Optimizacija hidrauličkog sistema za aktiviranje frikcionih spojnika u turboplanetarnim menjačima", Medjunarodno-naučno stručni skup, Beograd, 1997

- [72]. Stojković S.: *"Prilog istraživanju uticaja parametara turbomenjača na njegove karakteristike"*, Doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Beograd, 1973
- [73]. Tochizawa I., Matsumori Y.: *"Solenoid Operated valve CCV for Car Control"*, Fluid Power, Third JHPS International Symposium 1996, pp.621–624
- [74]. Šakota Ž.: *"Optimizacija sistema za promenu stepena prenosa bez prekida toka snage u menjačima za traktore IMT"*; Magistarski rad; Beograd, 1984
- [75]. Šušteršič V.: *"Predlog optimalne koncepcije automatskog turboplanetarnog menjača za gradski i prigradski autobus"*, Magistarski rad, Kragujevac, 1995
- [76]. Šušteršič V., Babić M., Gordić D.: *"Studija razvoja sistema upravljanja promenom stepena prenosa u automatskim transmisijama"*, 4-to Medjunarodno savetovanje o dostignućima elektro i mašinske industrije, Banja Luka, april 2001
- [77]. Šušteršič V., Babić M., Gordić D.: *"Matematičko modeliranje i simulacija turbomenjača u automatskoj transmisiji motornih vozila"*, 5-to Medjunarodno savetovanje o dostignućima elektro i mašinske industrije, Banja Luka, april 2002
- [78]. Šušteršič V., Babić M., Gordić D.: *"Matematički model automatske transmisije u putničkim motornim vozilima"*, Medjunarodni naučno–stručni skup IRMES '2002, Srpsko Sarajevo–Jahorina, septembar 2002
- [79]. Šušteršič V., Babić M., Gordić D.: *"Predlog rešenja automatske transmisije za gradske i prigradske autobuse"*, II Medjunarodna konferencija RaDMI, Kruševac, septembar 2002
- [80]. Šušteršič V., Babić M., Gordić D.: *"Matematički model automatske transmisije u putničkim motornim vozilima"*, XII Medjunarodni naučno–stručni skup Motorna vozila i motori MVM 2002, Kragujevac, oktobar 2002
- [81]. Wenbo Wang, John Moskwa, Zachary Rubin: *"A study on Automatic transmission System Oprimization Using a HMMWV Dynamic Powertrain System Model"* SAE Tehnical papers 1999–01–0977
- [82]. Werner Klement: *"New Control System for Voith Automatic Transmission"*, Verkehr und Technik, September 1987
- [83]. Yanakiev D., Kanellakopoulos I.: *"Engine and Transmission Modeling for Heavy–Duty Vehicles"* UCLA Electrical Engineering, May 1995
- [84]. Yang K., Yan Q., Zheng M.: *"Computer Aided Calculation of Hydraulic Torque Converter Original Characteristic"*, Beijing Institute of Technology
- [85]. Yoshiki Ito, Hiroyuki Sato: *"Development of an Electronically–Controlled Four–Speed Automatic Transmission with a D–Range Neutral Control System"*, Seoul 2000, FISITA World Automotive congress, Korea, June 12–15, 2000
- [86]. Young Heub Kim, Jinseung Yang, Jang Moo Lee: *"A Study on Transient Characteristics of Automatic Transmission with Detailed Dynamic Modeling"*, SAE Internaciona Congress & Exposition, Detroit, Michigan, 1994
- [87]. Zackrisson T.: *"Modeling and Simulation of a driveline with an automatic gearbox"*, Master's thesis, IR–RT–EX–0320, 2003
- [88]. Zahary Rubin, Scott Munns, John Moskwa: *"The Development of Vehicular Powertain System Modeling Methodologies: Philosophy and Implementation"* SAE paper 971089
- [89]. Zahary Rubin, John Moskwa: *"A Modular HMMWV Dynamic Powertrain System Model"*, Transmission and Driveline System Symposium, 1999
- [90]. Zheng Quan: *"Characterization of the Dynamic Response of a Cylinder Deactivation Valvetrain System"*, SAE Technical papers, 2001–01–0669
- [91]. Zhnag N., Liu K., Jeyakumaran J.M., Villanueva L.: *"Modelling of dynamic characteristics of an automatic transmission during shift changes"*, Proc. Inst. Mech. Engrs. Vol 216, Part I, Journal of System and Control Engineering, 2002, pp. 331–341

- [92]. Živanović Z.: *"Istraživanje teorijskog modela i uređaja za optimalnu promenu stepena prenosa bez prekida toka snage u transmisijama motornih vozila"*, doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Beograd, 1991
- [93]. Živanović Z., Jančićević N.: *"Automatske transmisije motornih vozila"*, Ecolibri, Beograd, 2000
- [94]. Živanović Z.: *"Sistemi za upravljanje automatskim transmisijama"*, 17 Medjunarodni naučno–stručni skup "Nauka i motorna vozila" 1999
- [95]. Volvo Truck Corporation: *"Service Manual Trucks"*, Powertronic Generation II VT 1605PT, VT 1706PT, VT 1906PT, Design and Function FL7, FL10, FL12, FH12, Volvo, Göteborg, Sweden, 1996



- PRILOG A -

1.0 Polazni proračun

1.1 Pocetni podaci

Maksimalni moment motora

$$M_1 = 865 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Br. obrtaja pri maksimalnom obrtnom momentu motora

$$n_1 = 1300 \cdot \text{min}^{-1}$$

Specificna gustina radnog fluida

$$\rho = 870 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Stepen korisnog dejstva

$$\eta = 0.88 \quad i = 0.75$$

Snaga pumpnog kola

$$P_p := 2 \cdot M_1 \cdot n_1 \cdot \pi$$

$$P_p = 117.757 \cdot \text{kW}$$

Gabaritne mere

$$\text{odn } b = \frac{b_{p2}}{b_{p1}}$$

$$\frac{D_{p1}}{D_{p2}} = 0.6 \quad \text{odn } b = 0.6$$

1.2 Izbor oblika radnog prostora

$$i_x = 0.4 - 0.8$$

usvajam $i_x = 0.73$

1.3 Odredjivanje napora i protoka

koeficijent popravke $a = 0.02 - 0.4$

usvajam $a = 0.02$

$$\log n_{sp} := \frac{1.87}{(1 + \log(i_x))^{0.2}} + a$$

$$\log n_{sp} = 1.946$$

$$n_{sp} := 10^{\log n_{sp}}$$

$$n_{sp} = 88.264 \quad n_{sp} = 100 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Preporuke su da n_{sp} bude u granicama od 80 - 100

Odredjivanje visinskog napora

$$H := \left[\frac{n_1}{n_{sp}} \cdot \left(\frac{P_p}{\text{kW}} \right)^{0.5} \right]^{0.8}$$

$$H = 64.576 \cdot \text{m}$$

Napor pumpnog kola

$$Y_p = H \cdot g$$

$$Y_p = 633.274 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Protok

$$V := \frac{P_p}{\rho \cdot Y_p}$$

$$V = 0.214 \cdot \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

1.4 Proracun aktivnog precnika cirkulacije

Usvajanje koeficijenta snage TM

$$\lambda_p = (2.2 - 6) \cdot 10^{-3}$$

usvajam $\lambda_p := 3.25 \cdot 10^{-3}$

Ugaona brzina pumpnog kola

$$\omega_p := 2 \cdot n_1 \cdot \pi$$

$$\omega_p = 136.136 \cdot \text{sec}^{-1}$$

Aktivni precnik cirkulacije

$$D_a := \left(\frac{P_p}{\rho \cdot \omega_p^3 \cdot \lambda_p} \right)^{0.2}$$

$$D_a = 440.082 \cdot \text{mm}$$

1.5 Izbor broja radnih kola i njihov raspored unutar radnog prostora

Usvaja se raspored P-T-R sa centripetalnom turbinom
Meridijanski presek je dat na skici.

2.0 Proracun pumpnog radnog kola

2.1 Proracun parametara pumpe na izlazu iz radnog kola

$$\beta_{p2} = (35 - 90)$$

usvajam $\beta_{p2} := 60 \cdot \text{deg}$

$$c_m = (0.14 - 0.25) \cdot u_{\text{max}}$$

usvajam $c_m = 0.15 \cdot U_{\text{max}}$

2.2 Obimska komponenta brzine na izlazu iz radnog kola

$$u_{\text{max}} := \omega_p \cdot \frac{D_a}{2}$$

$$u_{\text{max}} = 29.955 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

2.3 Meridijanska brzina na izlazu iz pumpnog kola

$$c_m := 0.15 \cdot u_{\text{max}}$$

$$c_m = 4.493 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

2.4 Proracun sirine izlaznog kola pumpe

$$b_{p2}^2 \cdot \pi \cdot c_m - b_{p2} \cdot \pi \cdot c_m \cdot D_a + V = 0$$

$$\pi \cdot c_m = 14.116 \cdot \frac{m}{s}$$

$$-\pi \cdot c_m \cdot D_a = -6.212 \cdot \frac{m^2}{s}$$

$$V = 0.214 \cdot \frac{m^3}{s}$$

$$b_{p2} := 22 \cdot mm$$

$$b_{p1} := \frac{b_{p2}}{odn_b}$$

$$b_{p1} := 40 \cdot mm$$

2.5 Podaci za trouglove brzina na izlazu iz pumpnog kola

2.6 Izlazni poluprecnik srednje strujnice

$$r_{p2} := \frac{(D_a - b_{p2})}{2}$$

$$r_{p2} = 209.041 \cdot mm$$

$$r_{p1} := 0.57 \cdot r_{p2}$$

$$r_{p1} = 119.153 \cdot mm$$

2.7 Obimska komponenta izlazne brzine

$$u_{p2} := \omega_p \cdot r_{p2}$$

$$u_{p2} = 28.458 \cdot \frac{m}{s}$$

2.8 Meridijanska brzina

$$c_{mp20} := \frac{V}{\pi \cdot (D_a - b_{p2}) \cdot b_{p2}}$$

$$c_{mp20} = 7.397 \cdot \frac{m}{s}$$

2.9 Odredjivanje broja lopatica

$$l_{mp} := 12.9 \cdot mm \cdot 150 \cdot deg$$

$$l_{mp} = 33.772 \cdot mm$$

$$odn_{lp} = \frac{l_{mp}}{t_{p2}} = 1.5 - 2$$

usvajam $odn_{lp} := 1.5$

$$Z_p := odn_{lp} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{r_{p2}}{l_{mp}}$$

$$Z_p = 58.337$$

$$Z_p := \text{ceil}(Z_p)$$

$$Z_p = 59$$

2.10 Odredjivanje koraka

$$t_{p2} := \frac{(2 \cdot \pi \cdot r_{p2})}{Z_p}$$

$$t_{p2} = 22.262 \cdot \text{mm}$$

2.11 Debljina lopatice na izlazu

$$\delta_{p2} = (2 - 6) \text{ mm}$$

$$\text{usvajam } \delta_{p2} := 2.5 \cdot \text{mm}$$

usvajam livene lopatice

2.12 Koeficijent suzenja struje u lopaticama

$$\xi_{p2} := 1 - \frac{\delta_{p2}}{t_{p2} \cdot \sin(\beta_{p2})}$$

$$\xi_{p2} = 0.87$$

2.13 Meridijanska brzina sa uticajem suzenja

$$c_{mp2} := \frac{c_{mp20}}{\xi_{p2}}$$

$$c_{mp2} = 8.499 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

2.14 Relativna brzina

$$w_{p2} := \frac{c_{mp2}}{\sin(\beta_{p2})}$$

$$w_{p2} = 9.814 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

2.15 Uticaj konacnog broja lopatice

$$\psi = (0.55 - 0.65) + 0.6 \cdot \sin(\beta_{p2})$$

$$\text{usvajam } \psi := 0.6 + 0.6 \cdot \sin(\beta_{p2})$$

$$\psi = 1.12$$

2.16 Staticki moment linije toka

$$S = \int_{r_{p1}}^{r_{p2}} r_p dl_{mp} = \frac{r_{p1} + r_{p2}}{2} \cdot l_{mp}$$

$$S := \frac{(r_{p1} + r_{p2}) \cdot l_{mp}}{2}$$

$$S = 5541.914 \cdot \text{mm}^2$$

$$p := \frac{\psi \cdot r_{p2}^2}{S \cdot Z_p}$$

$$p = 0.14963$$

2.17 Koeficijent uticaja debljine lopatice na zanosenje fluida

$$\mu_p := \frac{1}{1 + p}$$

$$\mu_p = 0.87$$

2.18 Obimska komponenta apsolutne brzine

$$c_{up2} := u_{p2} - c_{mp2} \cdot \cot(\beta_{p2})$$

$$c_{up2} = 23.551 \cdot \frac{m}{s}$$

$$c_{up2} := \mu_p \cdot c_{up2}$$

$$c_{up2} = 20.486 \cdot \frac{m}{s}$$

2.19 Relativna brzina na izlazu

$$w_{p2} := \left[(u_{p2} - c_{up2})^2 + c_{mp2}^2 \right]^{0.5}$$

$$w_{p2} = 11.653 \cdot \frac{m}{s}$$

3.0 Parametri pumpe na ulazu

3.1 Poluprecnik pumpe na ulazu

usvojeno pri formiranju oblika meridijanskog preseka

$$r_{p1} = 119.153 \cdot mm$$

3.2 Obimska komponenta brzine

$$u_{p1} := r_{p1} \cdot \omega_p$$

$$u_{p1} = 16.221 \cdot \frac{m}{s}$$

3.3 Meridijanska brzina bez uticaja suzenja

$$c_{mp10} := \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot r_{p1} \cdot b_{p1}}$$

$$c_{mp10} = 7.137 \cdot \frac{m}{s}$$

3.4 Meridijanska brzina sa uticajem suzenja

$$\beta_{p1} := (30 - 90) \cdot deg$$

usvajam $\beta_{p1} := 65 \cdot deg$

$$\delta_{p1} := (4 - 8) \cdot mm$$

usvajam $\delta_{p1} := 4 \cdot mm$

$$t_{p1} := \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{p1}}{Z_p}$$

$$t_{p1} = 12.689 \cdot mm$$

3.5 Obimska komponenta apsolutne brzine

$$c_{up1} := \frac{u_{p2} \cdot c_{up2} - Y_p}{u_{p1}}$$

$$c_{up1} = -3.1 \cdot \frac{m}{s}$$

3.6 Ulazni ugao struje sa uticajem suzenja pri bezudarnom strujanju

$$\operatorname{tg} \beta_{p10'} := \frac{c_{mp10}}{u_{p1} - c_{up1}}$$

$$\operatorname{tg} \beta_{p10'} = 0.369$$

$$\beta_{p10'} := \operatorname{atan}(\operatorname{tg} \beta_{p10'})$$

$$\beta_{p10'} = 20.274 \cdot \text{deg}$$

$$A := (1 + \tan(\beta_{p10'}) \cdot \tan(\beta_{p10'})) \cdot t_{p1}^2$$

$$A = 182.987 \cdot \text{mm}^2$$

$$B := 2 \cdot t_{p1} \cdot \delta_{p1}$$

$$B = 101.51366 \cdot \text{mm}^2$$

$$C := \delta_{p1}^2 - t_{p1}^2 \cdot \tan(\beta_{p10'}) \cdot \tan(\beta_{p10'})$$

$$C = -5.971 \cdot \text{mm}^2$$

$$A \cdot \sin^2(\beta_{p1'}) - B \cdot \sin(\beta_{p1'}) + C = 0$$

$$\sin \beta_{p1'1} := \frac{B + \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A} \quad \sin \beta_{p1'2} := \frac{B - \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}$$

$$\beta_{p1'1} := \operatorname{asin}(\sin \beta_{p1'1})$$

$$\beta_{p1'2} := \operatorname{asin}(\sin \beta_{p1'2})$$

$$\beta_{p1'1} = 37.474 \cdot \text{deg}$$

$$\beta_{p1'2} = -3.075 \cdot \text{deg}$$

$$\beta_{p1'} := \beta_{p1'1}$$

3.7 Koeficijent suzenja

$$\xi_{p'} := 1 - \frac{\delta_{p1}}{t_{p1} \cdot \sin(\beta_{p1'})}$$

$$\xi_{p'} = 0.482$$

3.8 Meridijanska brzina sa uticajem suzenja

$$c_{mp1'} := \frac{c_{mp10}}{\xi_{p'}}$$

$$c_{mp1'} = 14.812 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3.9 Relativna brzina na ulazu u pumpu

$$w_{p1'} := \frac{c_{mp1'}}{\sin(\beta_{p1'})}$$

$$w_{p1'} = 24.345 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

3.10 Usvojena popravka $\Delta \beta_{p1}$

$$\Delta \beta_{p1} = (5 - 25) \cdot \text{deg}$$

$$\Delta \beta_{p1} := 25 \cdot \text{deg}$$

$$\beta_{p1} := \beta_{p1'} + \Delta \beta_{p1}$$

$$\beta_{p1} = 62.474 \cdot \text{deg}$$

3.11 Koeficijent suženja preseka

$$\xi_{p1} := 1 - \frac{\delta_{p1}}{t_{p1} \cdot \sin(\beta_{p1})}$$

$$\xi_{p1} = 0.645$$

3.12 Meridijanska brzina

$$c_{mp1} := \frac{c_{mp10}}{\sin(\beta_{p1})}$$

$$c_{mp1} = 8.048 \cdot \frac{m}{s}$$

3.13 Relativna brzina

$$w_{p1} := \frac{c_{mp1}}{\sin(\beta_{p1})}$$

$$w_{p1} = 9.076 \cdot \frac{m}{s}$$

3.14 Vrednost apsolutnih brzina na ulazu u pumpno kolo

$$c_{p10} := \sqrt{c_{up1}^2 + c_{mp10}^2}$$

$$c_{p10} = 7.781 \cdot \frac{m}{s}$$

$$c_{p1} := \sqrt{c_{up1}^2 + c_{mp1}^2}$$

$$c_{p1} = 8.625 \cdot \frac{m}{s}$$

3.15 Uglovi apsolutnih brzina struje radne tečnosti

$$\alpha_{p10} := \text{atan}\left(\frac{c_{mp10}}{c_{up1}}\right)$$

$$\alpha_{p10} = -66.521 \cdot \text{deg}$$

$$\alpha_{p1} := \text{atan}\left(\frac{c_{mp1}}{c_{up1}}\right)$$

$$\alpha_{p1} = -68.933 \cdot \text{deg}$$

4.0 Proracun turbinskog kola

4.1 Broj obrtaja turbine

$$n_t := i_x \cdot n_1$$

$$n_t = 949 \cdot \text{min}^{-1}$$

Obimska brzina na ulazu u turbinu

$$r_{t1} := r_{p2}$$

$$r_{t1} = 209.041 \cdot \text{mm}$$

$$r_{t2} := r_{p1}$$

$$r_{t2} = 119.153 \cdot \text{mm}$$

$$b_{t1} := b_{p2}$$

$$b_{t1} = 22 \cdot \text{mm}$$

$$b_{t2} := b_{p1}$$

$$b_{t2} = 40 \cdot \text{mm}$$

$$u_{t1} := \omega \cdot p \cdot i \cdot x \cdot r_{t1}$$

$$u_{t1} = 20.774 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.2 Napor turbinskog kola

$$\eta_h = 0.8 - 0.9$$

$$\eta_h := 0.89$$

$$Y_t := Y_p \cdot \eta_h$$

$$Y_t = 563.614 \cdot \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

4.3 Meridijanska brzina turbine

$$c_{mt10} := \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot r_{t1} \cdot b_{t1}}$$

$$c_{mt10} = 7.397 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

4.4 Proracun broja lopatice turbine

$$l_{mt} := 12.9 \cdot \text{mm} \cdot 150 \cdot \text{deg}$$

$$l_{mt} = 33.772 \cdot \text{mm}$$

$$\text{odn}_{lt} = \frac{l_{mt}}{t_{t2}} = 1.75 - 3$$

usvajam $\text{odn}_{lt} := 2.8$

$$Z_t := \text{odn}_{lt} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{r_{t2}}{l_{mt}}$$

$$Z_t = 62.071$$

$$Z_t := \text{ceil}(Z_t)$$

$$Z_t = 63$$

4.5 Usvojene vrednosti za debljine lopatice

$$\delta_{t1} = (2 - 8) \text{ mm}$$

usvajam $\delta_{t1} := 3 \cdot \text{mm}$

$$\delta_{t2} = (2 - 6) \text{ mm}$$

usvajam $\delta_{t2} := 1 \cdot \text{mm}$

Korak po obimu turbinskog kola

$$t_{t1} := \frac{2 \cdot r_{t1} \cdot \pi}{Z_t}$$

$$t_{t1} = 20.848 \cdot \text{mm}$$

$$t_{t2} := \frac{2 \cdot r_{t2} \cdot \pi}{Z_t}$$

$$t_{t2} = 11.884 \cdot \text{mm}$$

4.6 Ulazni ugao struje tecnosti bez uticaja suzenja

$$c_{ut1} := c_{up2}$$

$$c_{ut1} = 20.486 \frac{m}{s}$$

$$tg\beta_{t10} := \frac{c_{mt10}}{u_{t1} - c_{ut1}}$$

$$tg\beta_{t10} = 25.641$$

$$\beta_{t10} := atan(tg\beta_{t10})$$

$$\beta_{t10} = 87.767 \text{ deg}$$

4.7 Ulazni ugao struje bez uticaja napadnog ugla (bezudarno nastrujavanje) sa uticajem suzenja

$$A := (1 + \tan(\beta_{t10}) \cdot \tan(\beta_{t10})) \cdot t_{t1}^2$$

$$A = 2.862 \cdot 10^5 \text{ mm}^2$$

$$B := 2 \cdot t_{t1} \cdot \delta_{t1}$$

$$B = 125.08993 \text{ mm}^2$$

$$C := \delta_{t1}^2 - t_{t1}^2 \cdot \tan(\beta_{t10}) \cdot \tan(\beta_{t10})$$

$$C = -2.858 \cdot 10^5 \text{ mm}^2$$

$$A \cdot \sin^2(\beta_{t1'}) - B \cdot \sin(\beta_{t1'}) + C = 0$$

$$\sin\beta_{t11} := \frac{B + \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}$$

$$\sin\beta_{t12} := \frac{B - \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}$$

$$\beta_{t11} := asin(\sin\beta_{t11})$$

$$\beta_{t12} := asin(\sin\beta_{t12})$$

$$\beta_{t11} = 88.088 \text{ deg}$$

$$\beta_{t12} = -87.445 \text{ deg}$$

$$\beta_{t1'} := \beta_{t11}$$

4.8 Prividni koeficijent suzenja na ulazu u turbinu

$$\xi_{t1'} := 1 - \frac{\delta_{t1}}{t_{t1} \cdot \sin(\beta_{t1'})}$$

$$\xi_{t1'} = 0.856$$

4.9 Meridijanska brzina na ulazu u turbinu sa uticajem suzenja

$$c_{mt1'} := \frac{c_{mt10}}{\xi_{t1'}}$$

$$c_{mt1'} = 8.641 \frac{m}{s}$$

4.10 Usvojena popravka $\Delta\beta_{t1}$

$$\Delta\beta_{t1} = (5 - 60) \text{ deg}$$

$$\Delta\beta_{t1} := 50.5 \text{ deg}$$

$$\beta_{t1} := \beta_{t1'} + \Delta\beta_{t1}$$

$$\beta_{t1} = 138.588 \text{ deg}$$

Stvarni koeficijent suženja preseka

$$\xi_{t1} := 1 - \frac{\delta_{t1}}{t_{t1} \cdot \sin(\beta_{t1})}$$

$$\xi_{t1} = 0.782$$

Meridijanska brzina na ulazu u turbinu

$$c_{mt1} := \frac{c_{mt10}}{\xi_{t1}}$$

$$c_{mt1} = 9.453 \frac{m}{s}$$

Relativna brzina na ulazu u turbinu

$$w_{t1} := \frac{c_{mt1}}{\sin(\beta_{t1})}$$

$$w_{t1} = 14.291 \frac{m}{s}$$

4.11 Vrednosti apsolutnih brzina i uglova na ulazu

$$c_{t10} := \sqrt{c_{ut1}^2 + c_{mt10}^2}$$

$$c_{t10} = 21.78 \frac{m}{s}$$

$$c_{t1} := \sqrt{c_{ut1}^2 + c_{mt1}^2}$$

$$c_{t1} = 22.562 \frac{m}{s}$$

$$\alpha_{t10} := \text{atan}\left(\frac{c_{mt10}}{c_{ut1}}\right)$$

$$\alpha_{t10} = 19.853 \text{ deg}$$

$$\alpha_{t1} := \text{atan}\left(\frac{c_{mt1}}{c_{ut1}}\right)$$

$$\alpha_{t1} = 24.771 \text{ deg}$$

5.0 Parametri na izlazu iz turbinskog kola

5.1 Obimna brzina na izlazu iz turbinskog kola

$$u_{t2} := \omega_p \cdot r_{t2} \cdot i_x$$

$$u_{t2} = 11.841 \frac{m}{s}$$

5.2 Meridijanska brzina bez uticaja suženja

$$\eta_v := 0.98$$

$$c_{mt20} := \frac{V \cdot \eta_v}{2 \cdot \pi \cdot r_{t2} \cdot b_{t2}}$$

$$c_{mt20} = 6.994 \frac{m}{s}$$

5.3 Obimska komponenta apsolutne brzine

$$c_{ut2} := \frac{u_{t1} \cdot c_{ut1} - Y_t}{u_{t2}}$$

$$c_{ut2} = -11.657 \frac{m}{s}$$

5.4 Ugao β_{t2} bez uticaja suzenja

$$\operatorname{tg} \beta_{t20} := \frac{c_{mt20}}{u_{t2} - c_{ut2}}$$

$$\operatorname{tg} \beta_{t20} = 0.298$$

$$\beta_{t20} := \operatorname{atan}(\operatorname{tg} \beta_{t20})$$

$$\beta_{t20} = 16.576 \cdot \text{deg}$$

5.5 Odredjivanje izlaznog ugla lopatice

$$A := (1 + \tan(\beta_{t20}) \cdot \tan(\beta_{t20})) \cdot t_{t1}^2$$

$$A = 473.163 \cdot \text{mm}^2$$

$$B := 2 \cdot t_{t2} \cdot \delta_{t2}$$

$$B = 23.76709 \cdot \text{mm}^2$$

$$C := \delta_{t2}^2 - t_{t2}^2 \cdot \tan(\beta_{t20}) \cdot \tan(\beta_{t20})$$

$$C = -11.512 \cdot \text{mm}^2$$

$$A \cdot \sin^2(\beta_{t2'}) - B \cdot \sin(\beta_{t2'}) + C = 0$$

$$\sin \beta_{t2'1} := \frac{B + \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}$$

$$\sin \beta_{t2'2} := \frac{B - \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}$$

$$\beta_{t2'1} := \operatorname{asin}(\sin \beta_{t2'1})$$

$$\beta_{t2'2} := \operatorname{asin}(\sin \beta_{t2'2})$$

$$\beta_{t2'1} = 10.551 \cdot \text{deg}$$

$$\beta_{t2'2} = -7.636 \cdot \text{deg}$$

$$\beta_{t2'} := \beta_{t2'1}$$

5.6 Usvojena popravka $\Delta\beta_{t2}$

$$\Delta\beta_{t2} = (2 - 26) \cdot \text{deg}$$

$$\Delta\beta_{t2} := 24.5 \cdot \text{deg}$$

$$\beta_{t2} := \beta_{t2'} + \Delta\beta_{t2}$$

$$\beta_{t2} = 35.051 \cdot \text{deg}$$

5.7 Koeficijent suzenja

$$\xi_{t2} := 1 - \frac{\delta_{t2}}{t_{t2} \cdot \sin(\beta_{t2})}$$

$$\xi_{t2} = 0.853$$

5.8 Meridijanska brzina sa uticajem suzenja

$$c_{mt2} := \frac{c_{mt20}}{\xi_{t2}}$$

$$c_{mt2} = 8.195 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

5.9 Obimska komponenta apsolutne brzine bez uticaja konacnog broja lopatica

$$c_{ut2} := u_{t2} - c_{mt20} \cdot \cot(\beta_{t20})$$

$$c_{ut2} = -11.657 \cdot \frac{m}{s}$$

5.10 Relativna brzina

$$w_{t20} := \frac{c_{mt20}}{\sin(\beta_{t20})}$$

$$w_{t20} = 24.517 \cdot \frac{m}{s}$$

$$w_{t2} := \frac{c_{mt2}}{\sin(\beta_{t2})}$$

$$w_{t2} = 14.27 \cdot \frac{m}{s}$$

5.11 Vrednosti apsolutnih brzina i uglova

$$c_{t10} := \sqrt{c_{ut1}^2 + c_{mt10}^2}$$

$$c_{t10} = 21.78 \cdot \frac{m}{s}$$

$$c_{t1} := \sqrt{c_{ut1}^2 + c_{mt1}^2}$$

$$c_{t1} = 22.562 \cdot \frac{m}{s}$$

$$\alpha_{t10} := \text{atan}\left(\frac{c_{mt10}}{c_{ut1}}\right)$$

$$\alpha_{t10} = 19.853 \cdot \text{deg}$$

$$\alpha_{t1} := \text{atan}\left(\frac{c_{mt1}}{c_{ut1}}\right)$$

$$\alpha_{t1} = 24.771 \cdot \text{deg}$$

6.0 Proracun reaktorskog kola

$$r_{r1} := r_{t2}$$

$$r_{r1} = 0.119 \cdot m$$

$$r_{r2} := r_{r1}$$

$$b_{r1} := b_{p1}$$

$$b_{r1} = 0.04 \cdot m$$

$$b_{r2} := b_{r1}$$

6.1 Meridijanska brzina bez uticaja suzenja

$$c_{mr10} := \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot r_{r1} \cdot b_{r1}}$$

$$c_{mr10} = 7.137 \cdot \frac{m}{s}$$

6.2 Projekcija apsolutne brzine na obimski pravac

$$c_{ur1} := c_{ut2} \cdot \frac{r_{t2}}{r_{r1}}$$

$$c_{ur1} = -11.657 \cdot \frac{m}{s}$$

$$c_{ur1} = c_{ut2}$$

$$c_{ur1} = -11.657 \cdot \frac{m}{s}$$

6.3 Proracun broja lopatice turbine

$$\delta_{r1} := \delta_{p1}$$

$$\delta_{r2} := \delta_{p2}$$

$$l_{mr} := 19 \cdot mm \cdot 60 \cdot deg$$

$$l_{mr} = 19.897 \cdot mm$$

$$odn_{lr} = \frac{l_{mr}}{t_{t2}} = 1.75 - 3$$

usvajam $odn_{lr} := 1.75$

$$Z_r := odn_{lr} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{r_{r2}}{l_{mr}}$$

$$Z_r = 65.848$$

$$Z_r := \text{ceil}(Z_r)$$

$$Z_r = 66$$

6.4 Korak na izlazu iz reaktora

$$t_{r2} := \frac{2 \cdot r_{r2} \cdot \pi}{Z_r}$$

$$t_{r2} = 11.343 \cdot mm$$

$$t_{r1} := \frac{2 \cdot r_{r1} \cdot \pi}{Z_r}$$

$$t_{r1} = 11.343 \cdot mm$$

6.5 Ugao struje tecnosti bez uticaja lopatica

$$u_{r1} := 0 \cdot \frac{m}{s}$$

$$\text{tg} \beta_{r10'} := \frac{c_{mr10}}{u_{r1} - c_{ur1}}$$

$$\text{tg} \beta_{r10'} = 0.612$$

$$\beta_{r10'} := \text{atan}(\text{tg} \beta_{r10'})$$

$$\beta_{r10'} = 31.48 \cdot deg$$

$$A := (1 + \tan(\beta_{r10'}) \cdot \tan(\beta_{r10'})) \cdot t_{r1}^2$$

$$A = 176.908 \cdot mm^2$$

$$B := 2 \cdot t_{r1} \cdot \delta_{r1}$$

$$B = 90.74706 \cdot mm^2$$

$$C := \delta_{r1}^2 - t_{r1}^2 \cdot \tan(\beta_{r10'}) \cdot \tan(\beta_{r10'})$$

$$C = -32.236 \cdot mm^2$$

$$A \cdot \sin^2(\beta_{r11'}) - B \cdot \sin(\beta_{r11'}) + C = 0$$

$$\sin \beta_{r11'} := \frac{B + \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}$$

$$\sin \beta_{r12'} := \frac{B - \sqrt{B^2 - 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A}$$

$$\beta_{r11} := \text{asin}(\sin \beta_{r11})$$

$$\beta_{r11} = 48.98 \cdot \text{deg}$$

$$\beta_{r12} := \text{asin}(\sin \beta_{r12})$$

$$\beta_{r12} = -13.976 \cdot \text{deg}$$

6.6 Koeficijent suženja

$$\xi_{r1'} := 1 - \frac{\delta_{r1}}{t_{r1} \cdot \sin(\beta_{r11})}$$

$$\xi_{r1'} = 0.533$$

6.7 Meridijanska brzina na ulazu u reaktor sa uticajem suženja

$$c_{mr1'} := \frac{c_{mr10}}{\xi_{r1'}}$$

$$c_{mr1'} = 13.4 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Usvojena popravka $\Delta\beta_{r1}$

$$\Delta\beta_{r1} := -(7 - 20) \cdot \text{deg}$$

$$\Delta\beta_{r1} := -8 \cdot \text{deg}$$

$$\beta_{r1} := \beta_{r11} + \Delta\beta_{r1}$$

$$\beta_{r1} = 40.98 \cdot \text{deg}$$

Stvarni koeficijent suženja preseka

$$\xi_{r1} := 1 - \frac{\delta_{r1}}{t_{r1} \cdot \sin(\beta_{r1})}$$

$$\beta_{r10'} = 31.478 \cdot \text{deg}$$

$$\xi_{r1} = 0.462$$

6.8 Meridijanska brzina na ulazu u turbinu

$$c_{mr1} := \frac{c_{mr10}}{\xi_{r1}}$$

$$c_{mr1} = 15.439 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

6.9 Vrednosti apsolutnih brzina bez uticaja suženja

$$c_{r10} := \frac{c_{mr10}}{\sin(\beta_{r10'})}$$

$$c_{r10} = 13.668 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$w_{r10} := c_{r10}$$

6.10 Apsolutna brzina sa uticajem suženja

$$c_{r1} := \frac{c_{mr1}}{\sin(\beta_{r1})}$$

$$c_{r1} = 23.543 \cdot \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$w_{r1} := c_{r1}$$

6.11 Proracun parametara reaktorskog kola na izlazu

$$c_{ur2} := c_{up1} \cdot \frac{r_{p1}}{r_{r2}}$$

$$c_{ur2} = -3.1 \cdot \frac{m}{s}$$

$$c_{mr20} := \frac{V}{2 \cdot \pi \cdot r_{r2} \cdot b_{t2}}$$

$$c_{mr20} = 7.137 \cdot \frac{m}{s}$$

6.12 Ugao struje bez uticaja suzenja

$$\operatorname{tg} \beta_{r2} := \frac{c_{mr20}}{c_{ur1}}$$

$$\operatorname{tg} \beta_{r2} = -0.612$$

$$\beta_{r2} := \operatorname{atan}(\operatorname{tg} \beta_{r2}) + 180 \cdot \operatorname{deg}$$

$$\beta_{r2} = 148.522 \cdot \operatorname{deg}$$

6.13 Koeficijent suzenja

$$\xi_{r2'} := 1 - \frac{\delta_{r2}}{t_{r2} \cdot \sin(\beta_{r2})}$$

$$\xi_{r2'} = 0.578$$

6.14 Meridijanska brzina

$$c_{mr2'} := \frac{c_{mr20}}{\xi_{r2'}}$$

$$c_{mr2'} = 12.35 \cdot \frac{m}{s}$$

6.15 Stvarni ugao nagiba lopatice

$$\Delta \beta_{r2} := -(2 - 6) \cdot \operatorname{deg}$$

$$\Delta \beta_{r2} := -2 \cdot \operatorname{deg}$$

$$\beta_{r2} := \beta_{r2} + \Delta \beta_{r2}$$

$$\beta_{r2} = 146.522 \cdot \operatorname{deg}$$

6.16 Stvarni koeficijent suzenja

$$\xi_{r2} := 1 - \frac{\delta_{r2}}{t_{r2} \cdot \sin(\beta_{r2})}$$

$$\xi_{r2} = 0.6$$

6.17 Meridijanska brzina sa uticajem suzenja

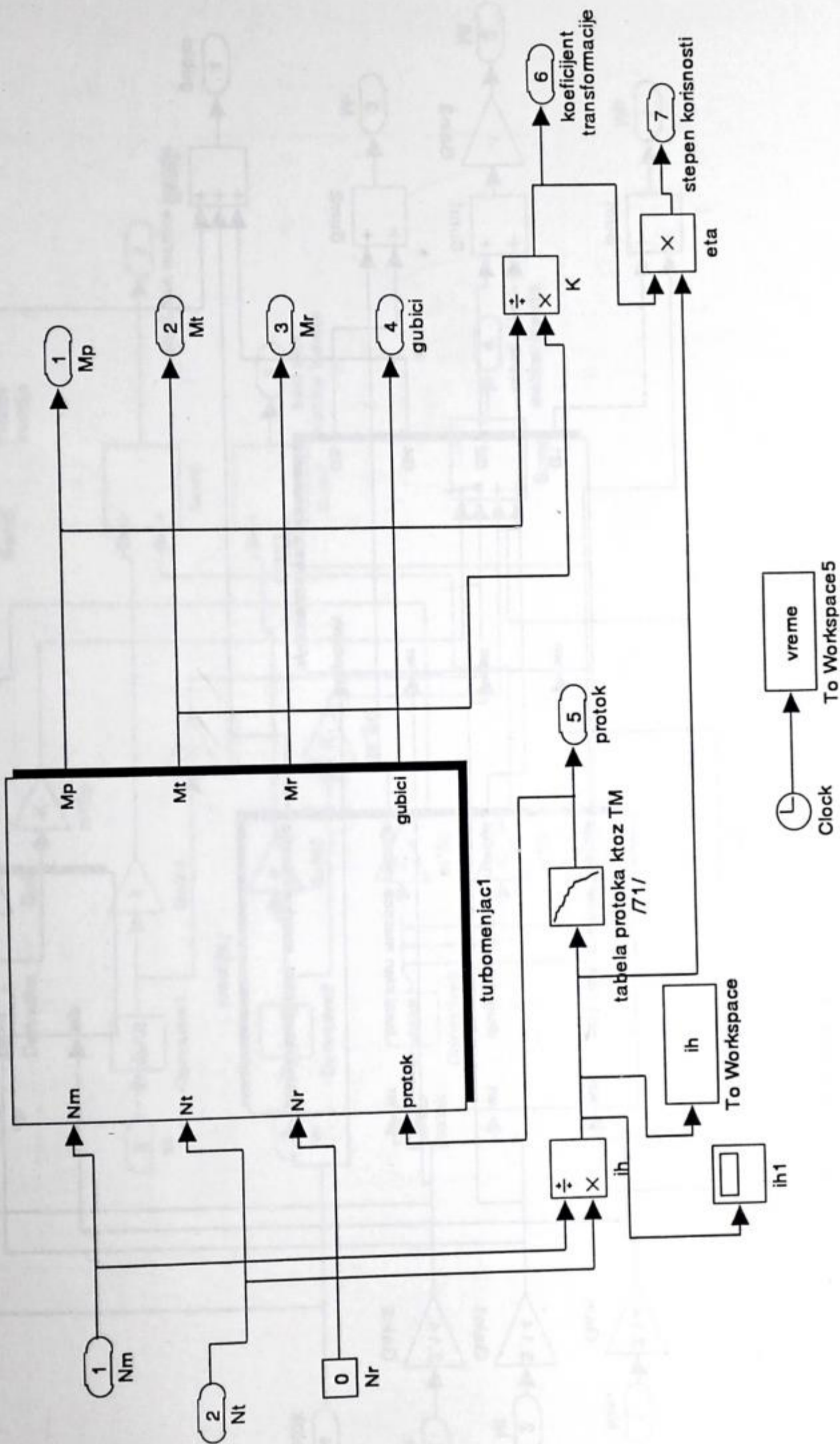
$$c_{mr2} := \frac{c_{mr20}}{\xi_{r2}}$$

$$c_{mr2} = 11.886 \cdot \frac{m}{s}$$

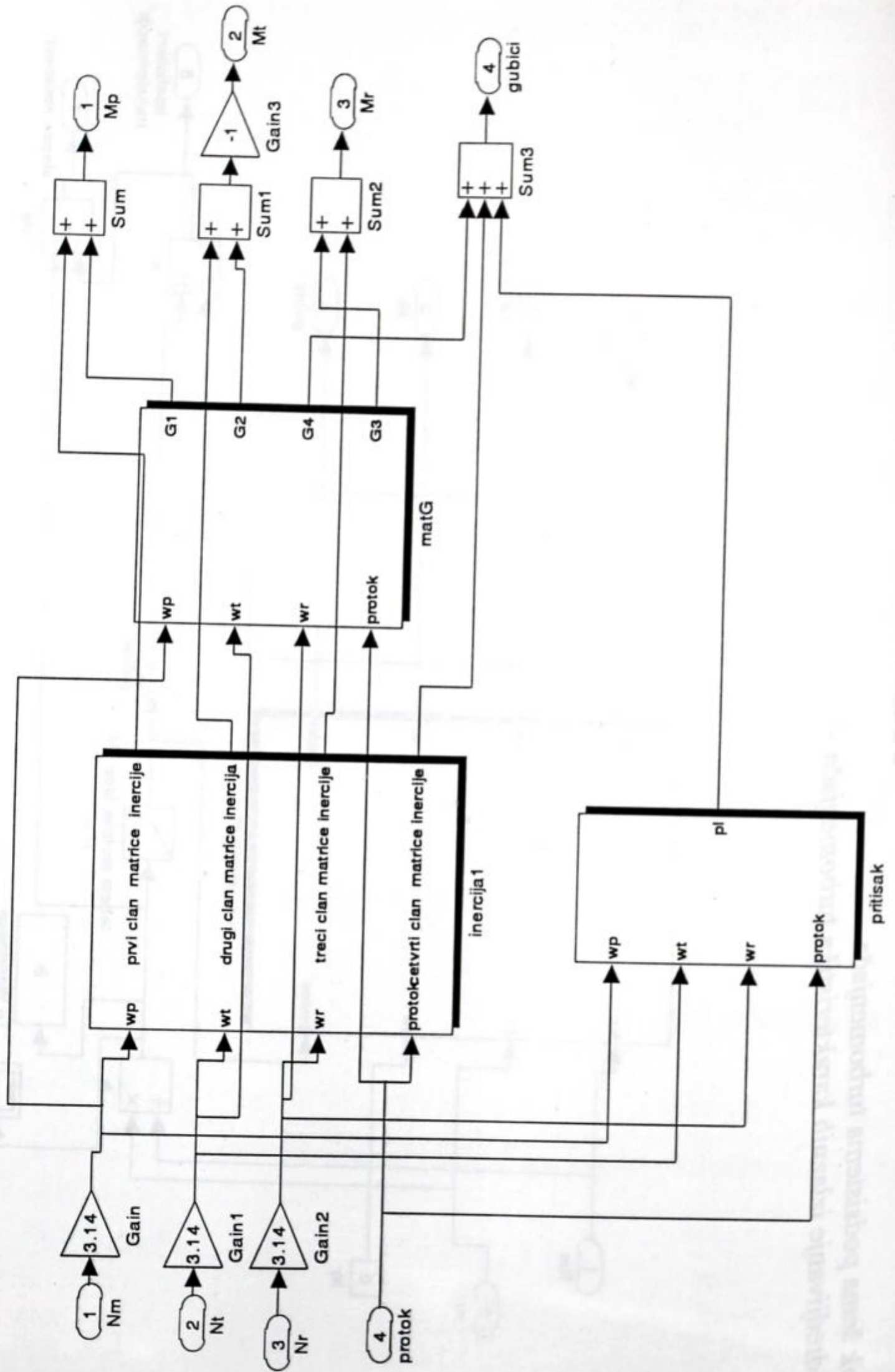
$$c_{r2} := \frac{c_{mr2}}{\sin(\beta_{r2})}$$

$$c_{r2} = 21.548 \cdot \frac{m}{s}$$

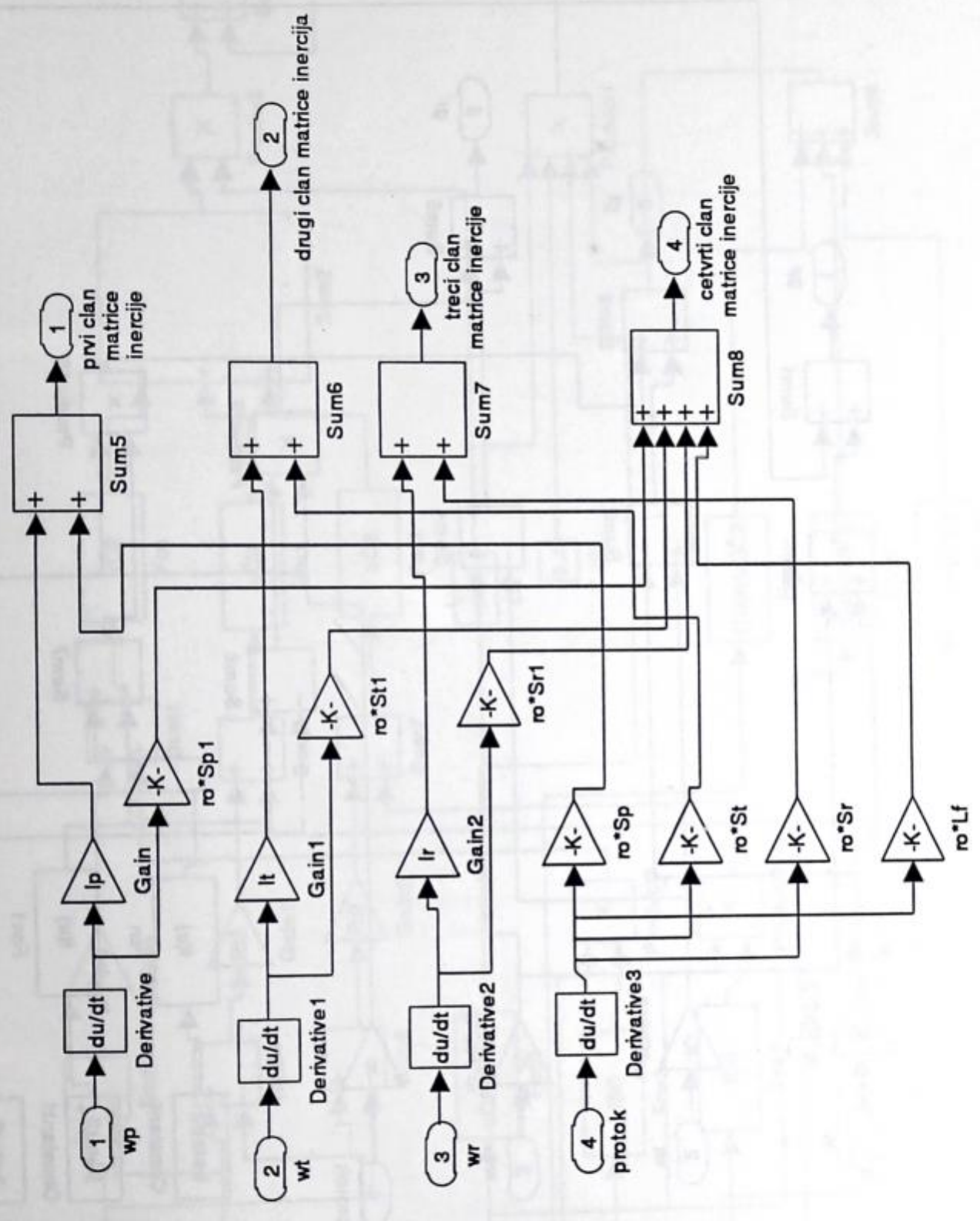
Blok šema podsistema turbomenjača
— određivanje izlaznih karakteristika turbomenjača —



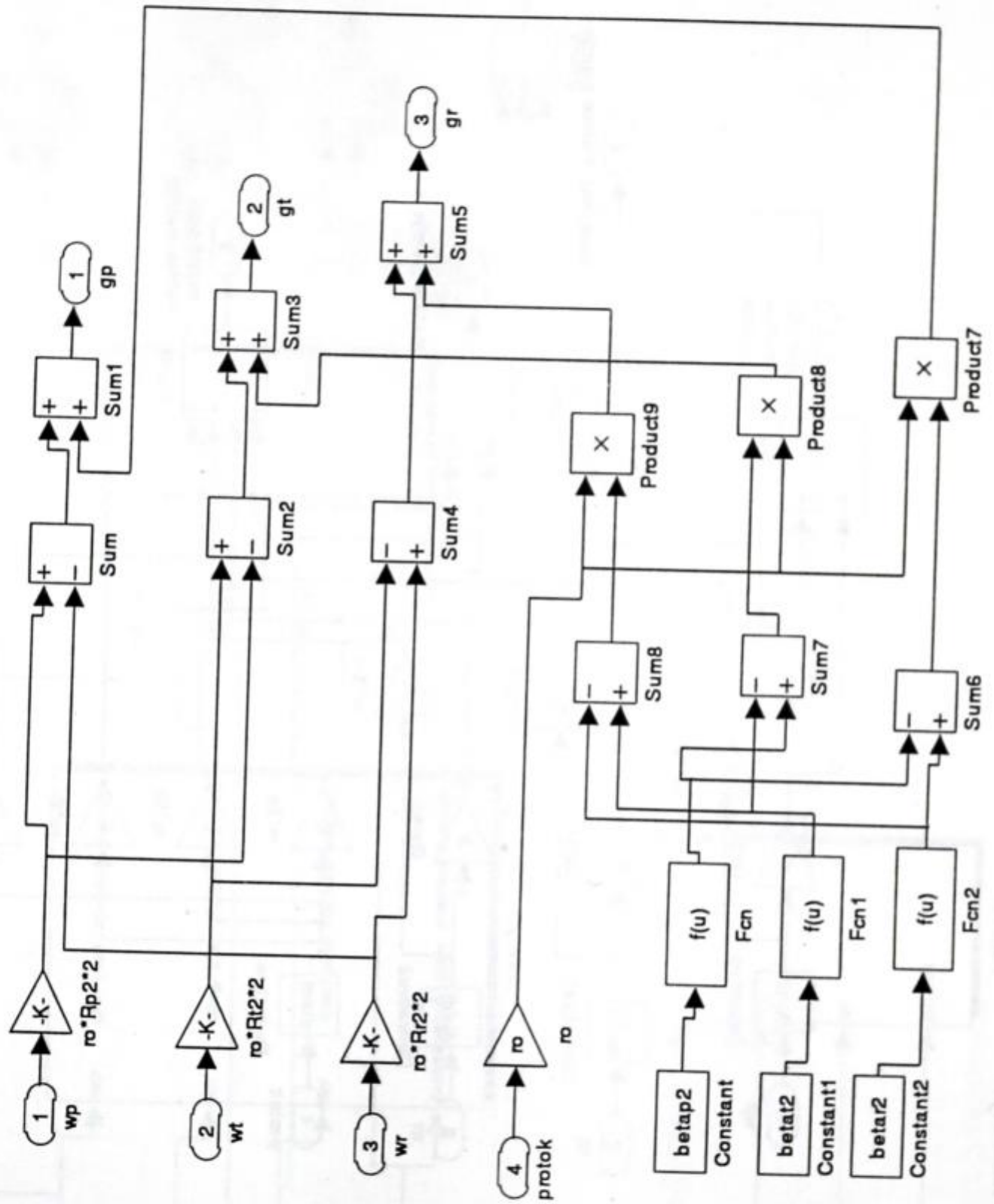
*Blok šema podsistema turbomenjača
za rešavanje diferencijalnih jednačina*



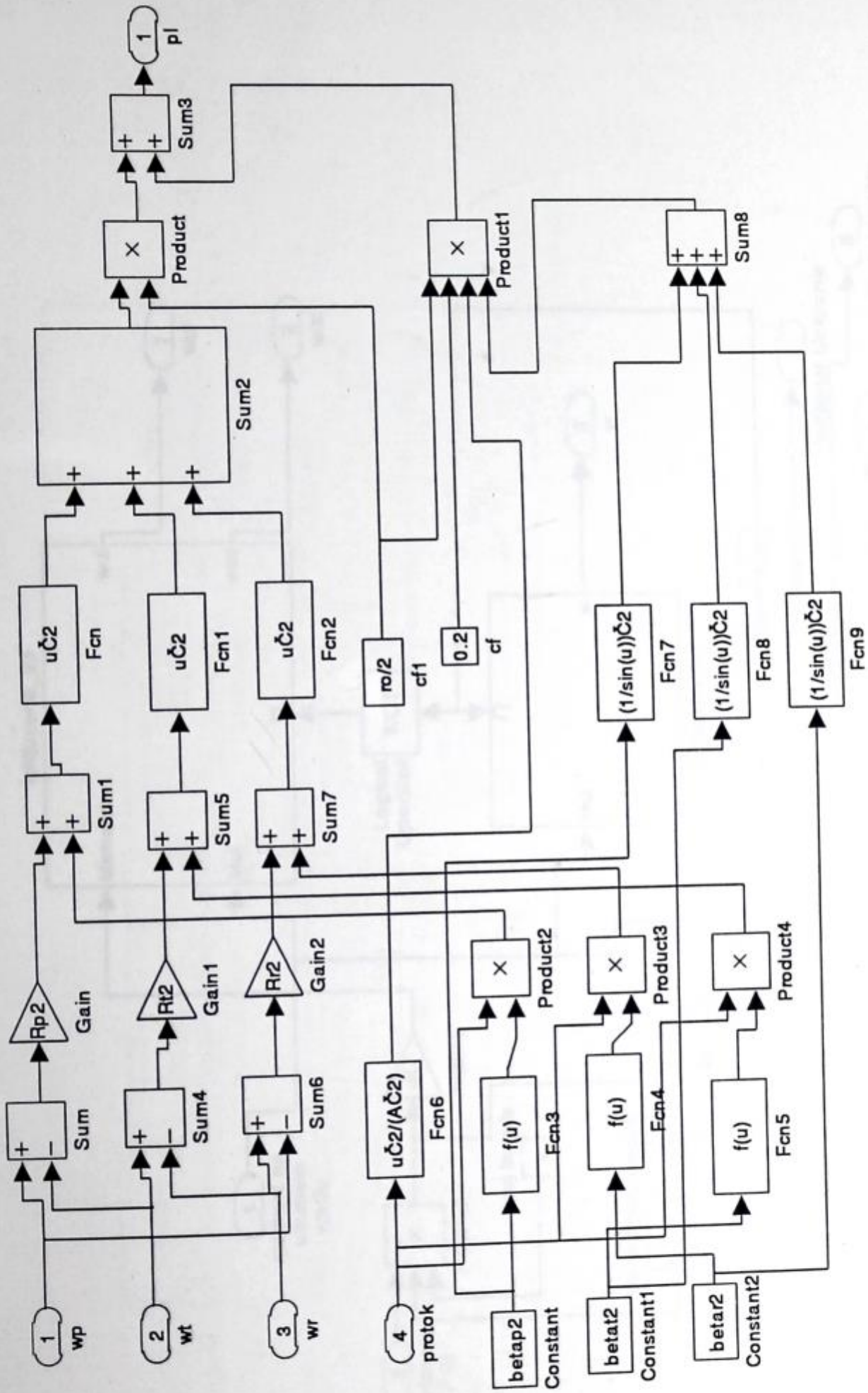
**Blok šema podsistema turbomenjača
– određivanje matrice inercije**



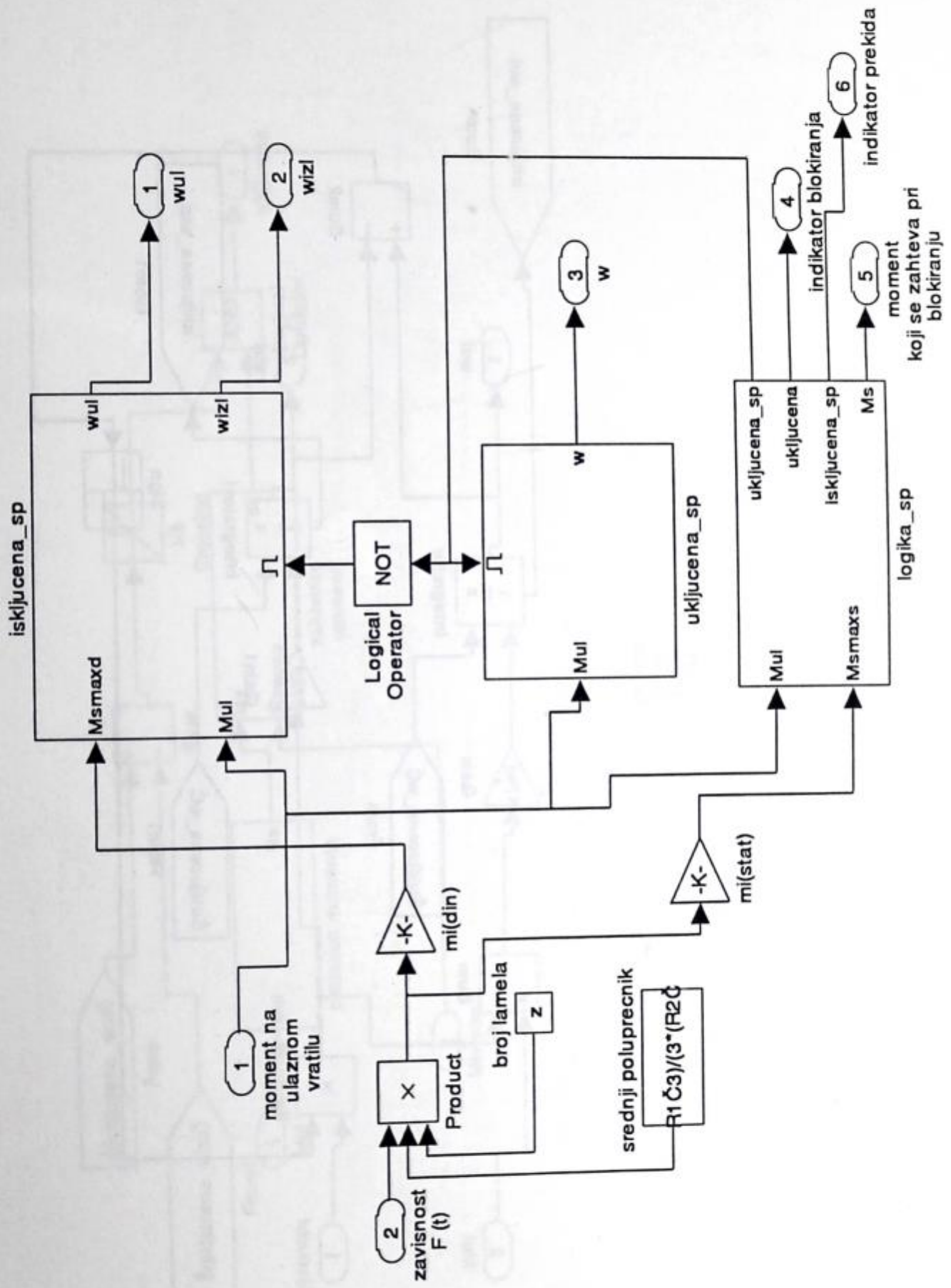
Blok šema podsistema turbomenjača
 – određivanje matrice $G(\Omega)$



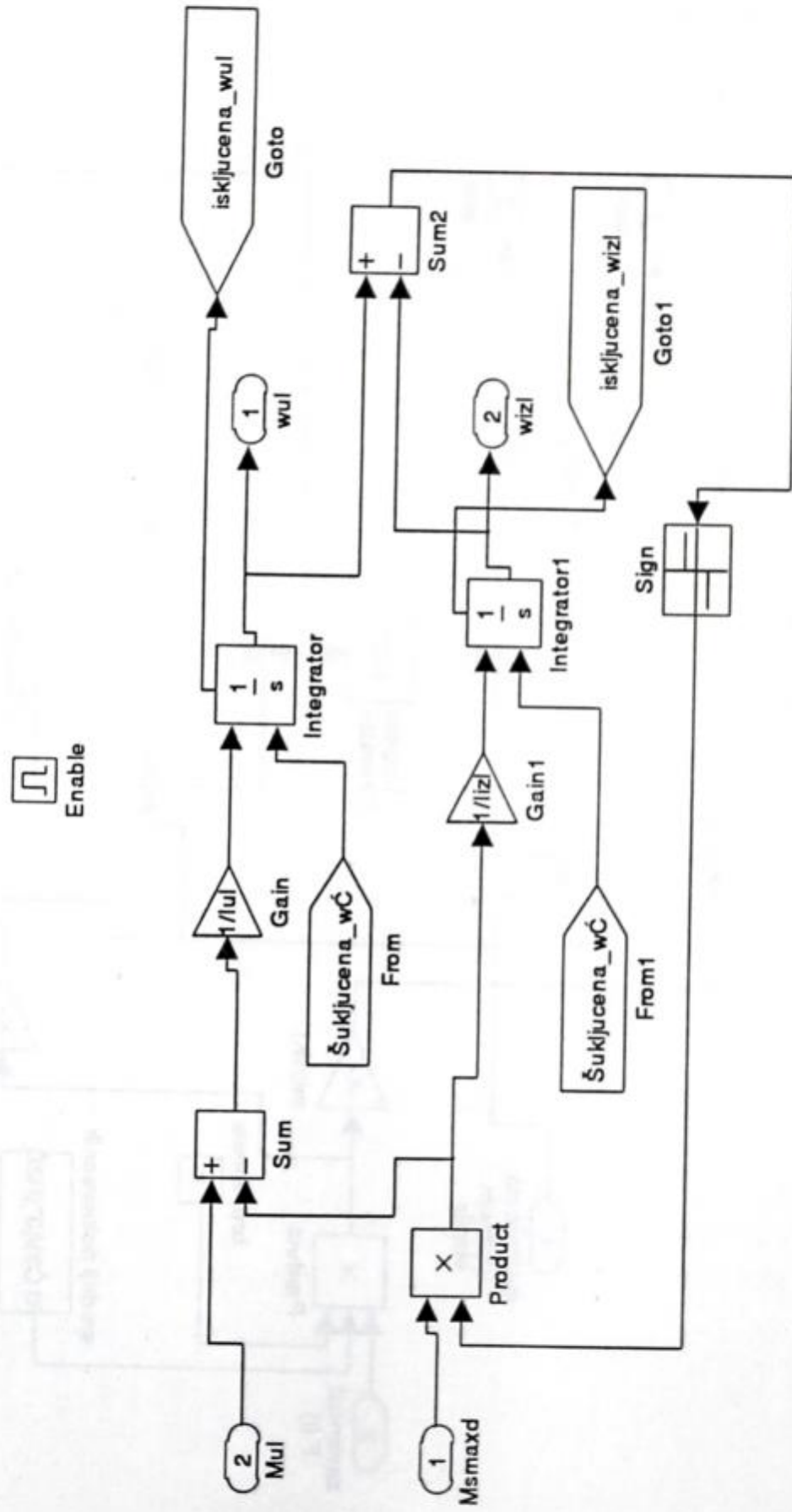
Blok šema podsistema turbomenjača
 – određivanje gubitaka



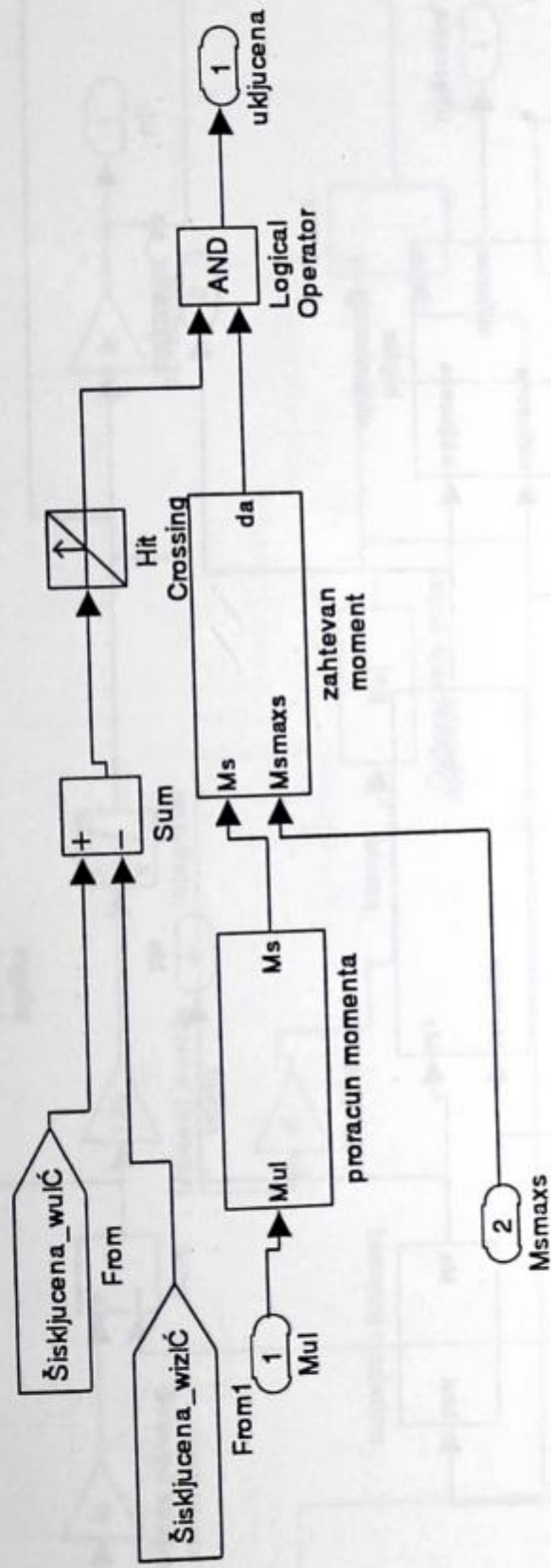
Blok šema podsistema lamelastih spojnica
– određivanje izlaznih parametara kao što su ugaone brzine i moment –



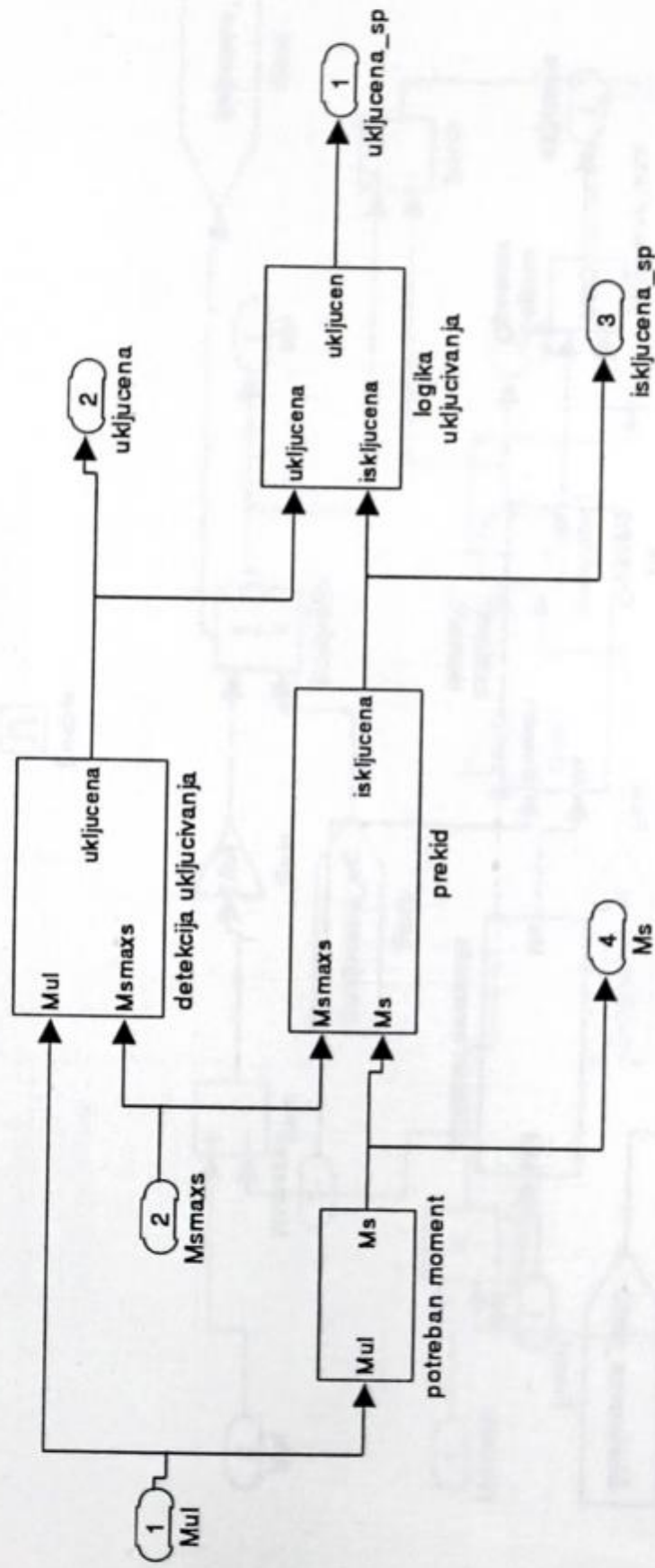
Blok šema podsistema lamelastih spojnice
 – logika isključivanja lamelaste spojnice



Blok šema podsistema lamelastih spojnica
 – određivanje trenutka kada se uključuje spojnica

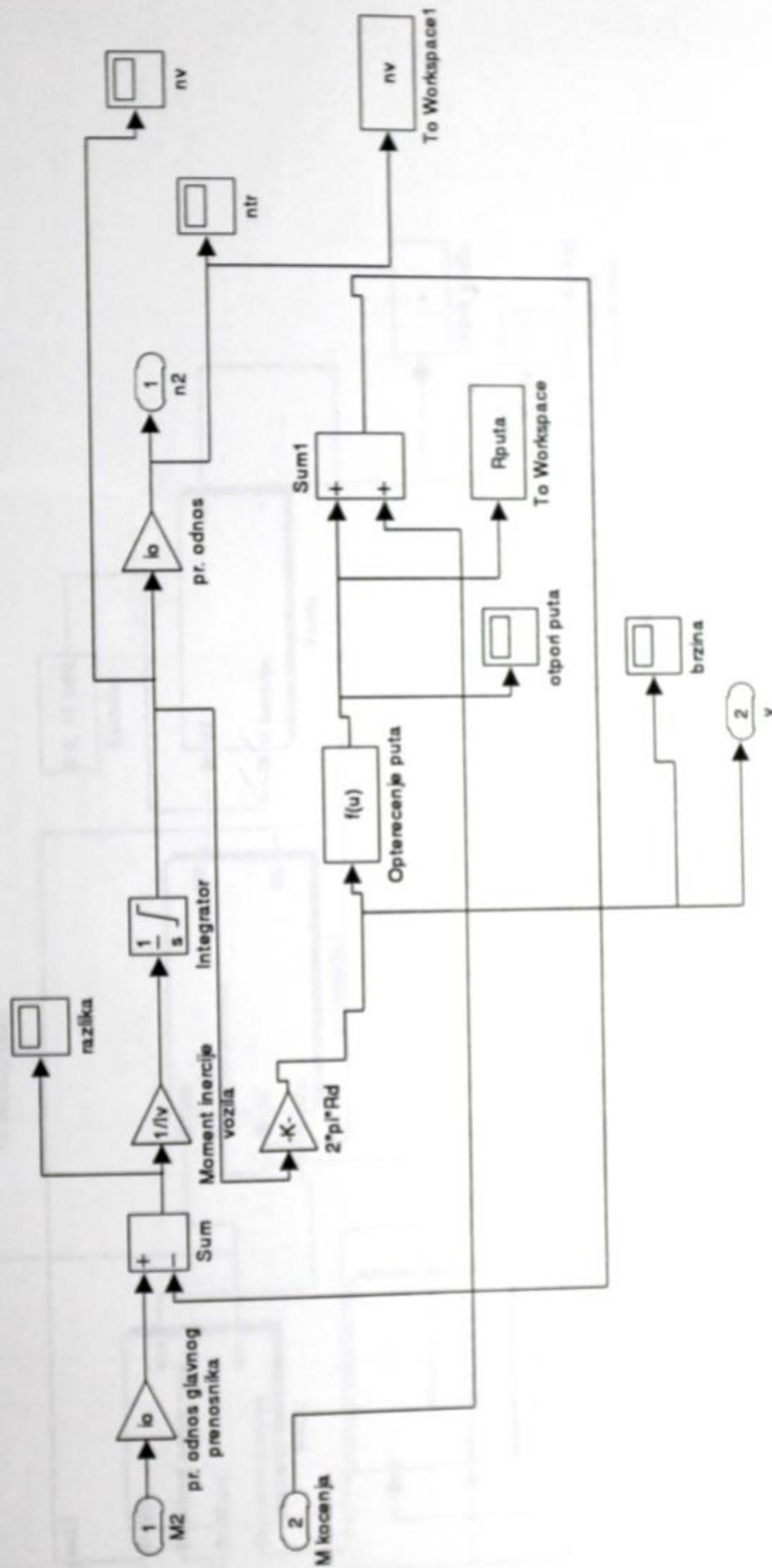


**Blok šema podsistema lamelastih spojnice
– logika uključivanja lamelaste spojnice**

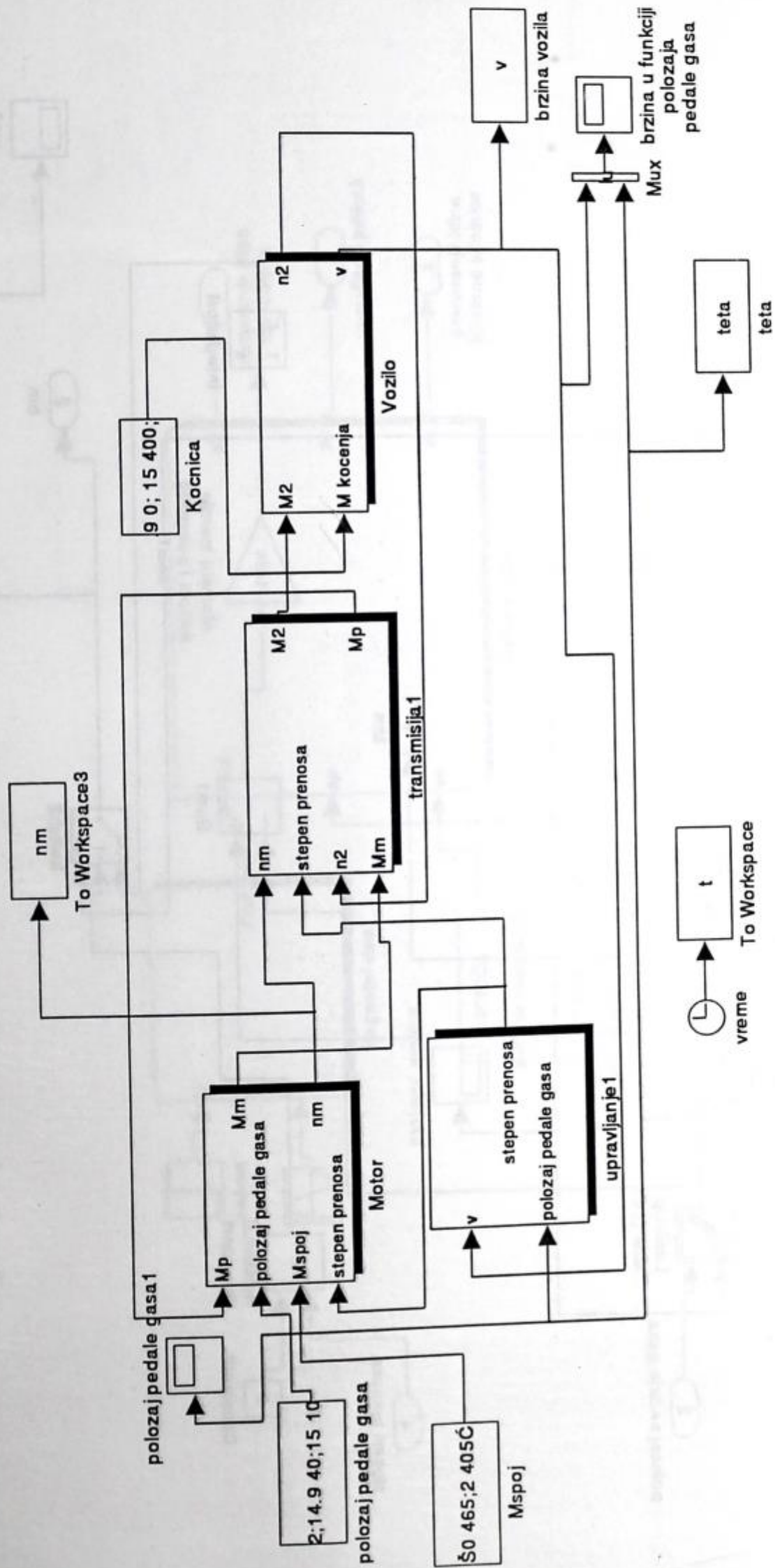


– PRILOG D –

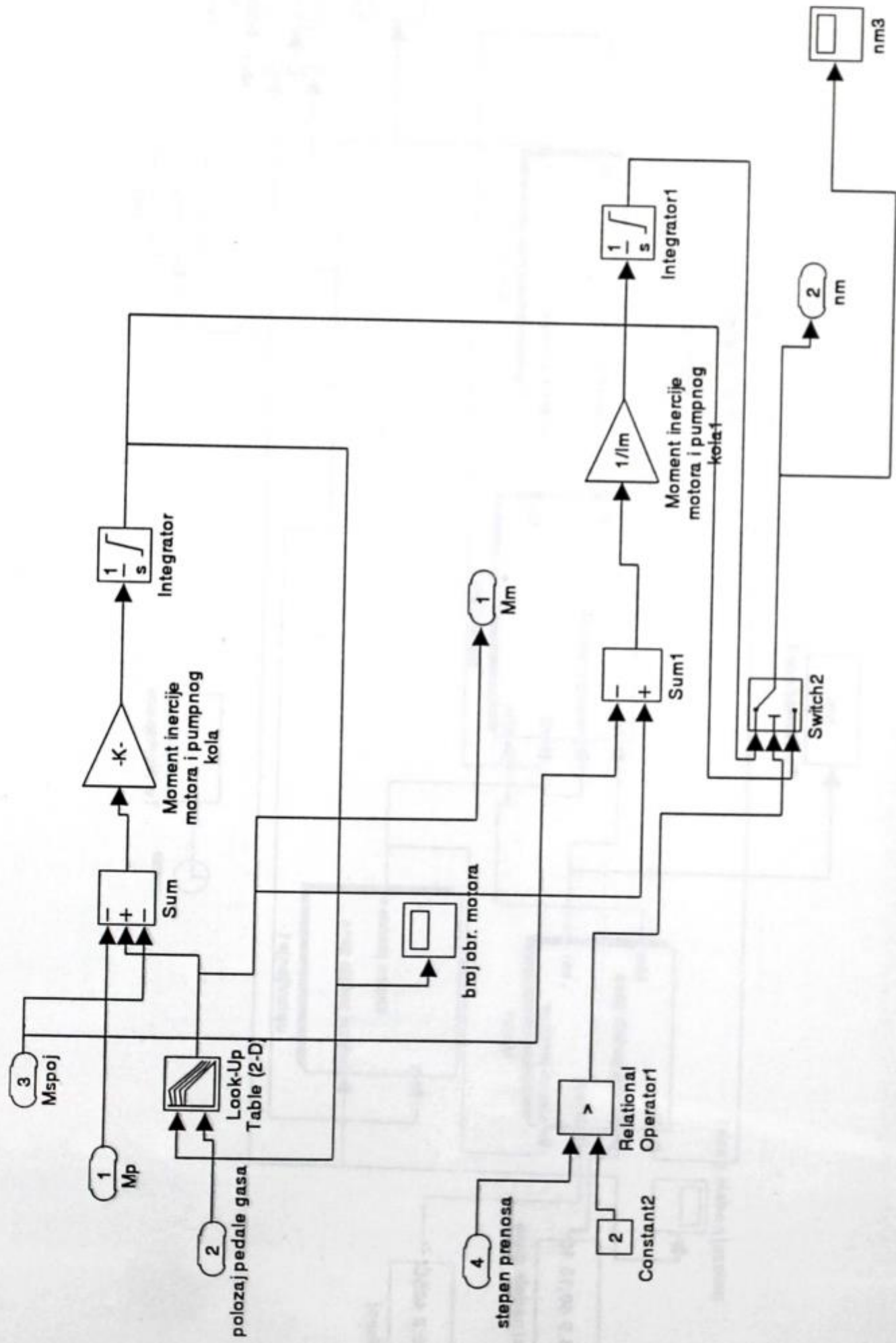
Blok šema podsistema vozila –
– određivanje karakteristika otpora puta i brzine vozila –



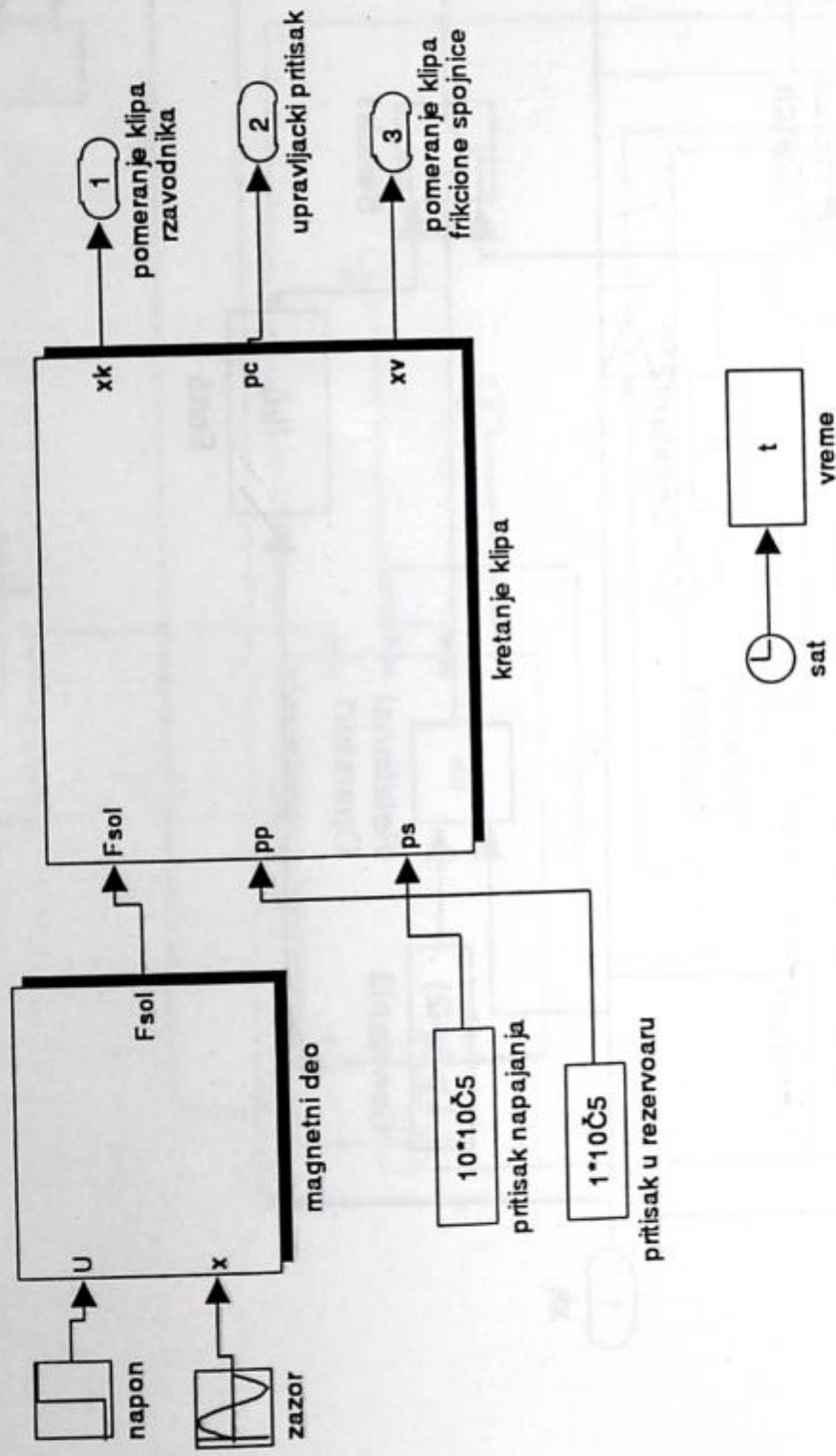
PRILOG F
Blok šema automatske transmisije



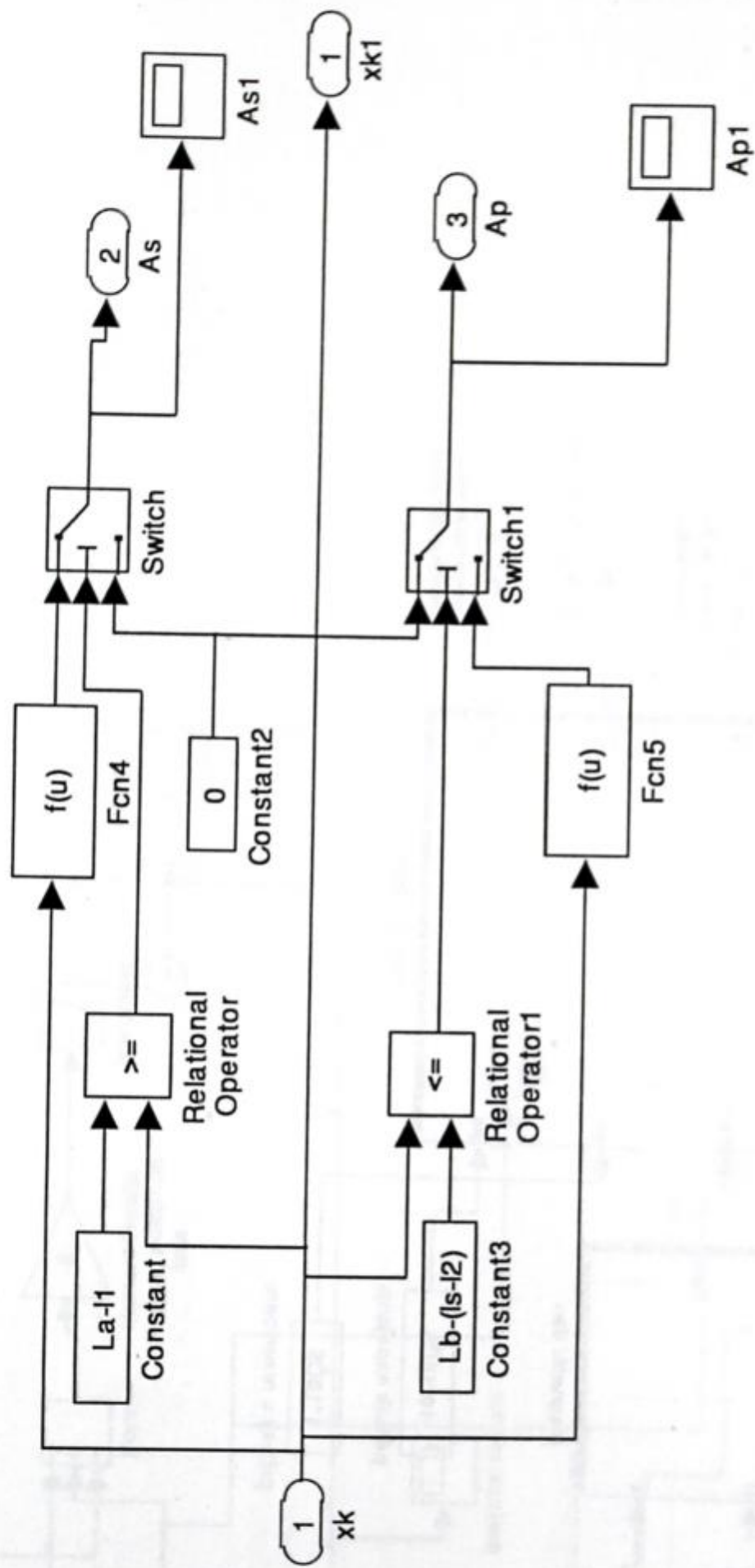
Blok šema automatske transmisije
 - **podsystem motora** -



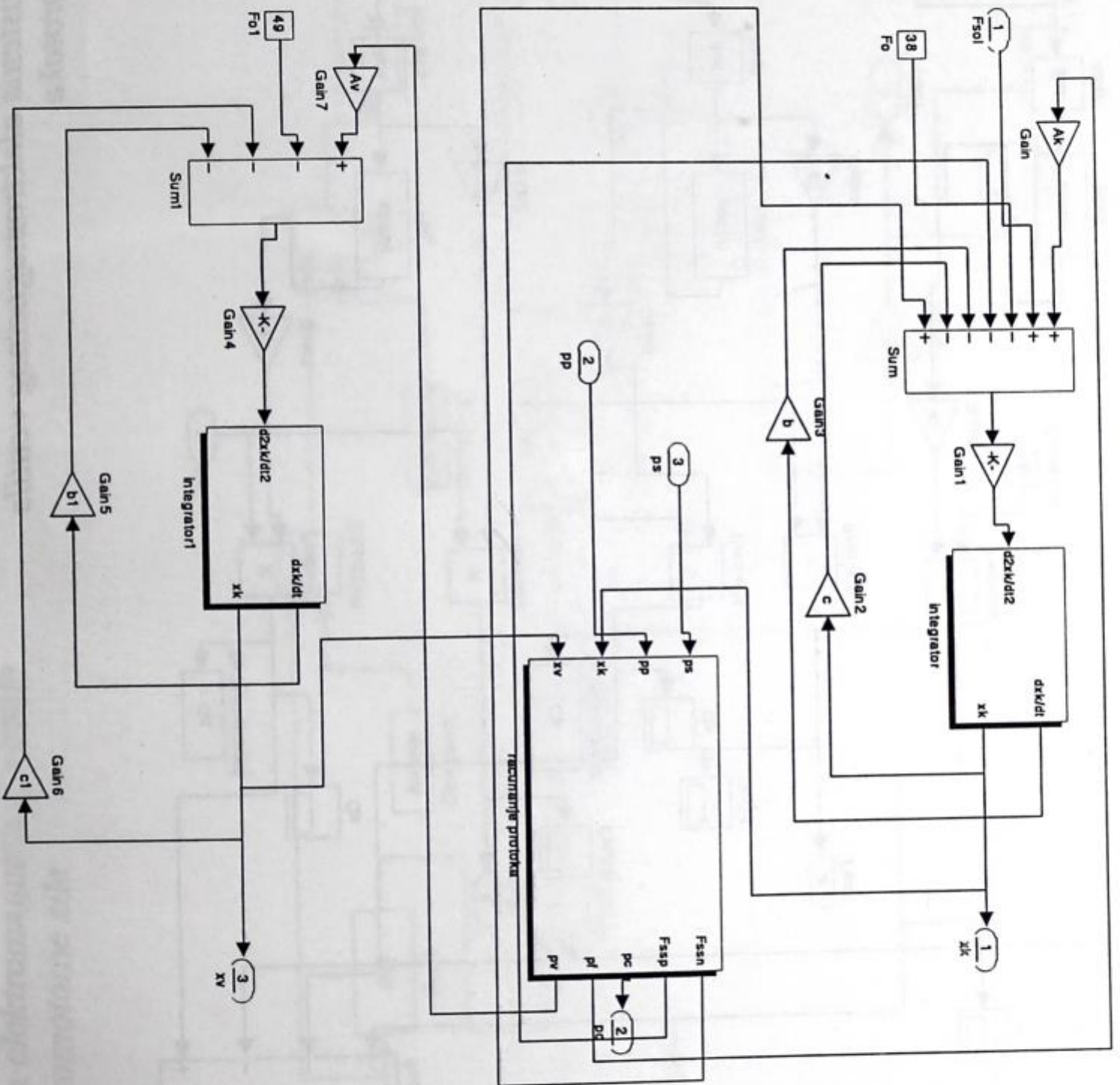
Blok šema sistema elektro-magnetnog ventila
- određivanje upravljačkog pritiska -



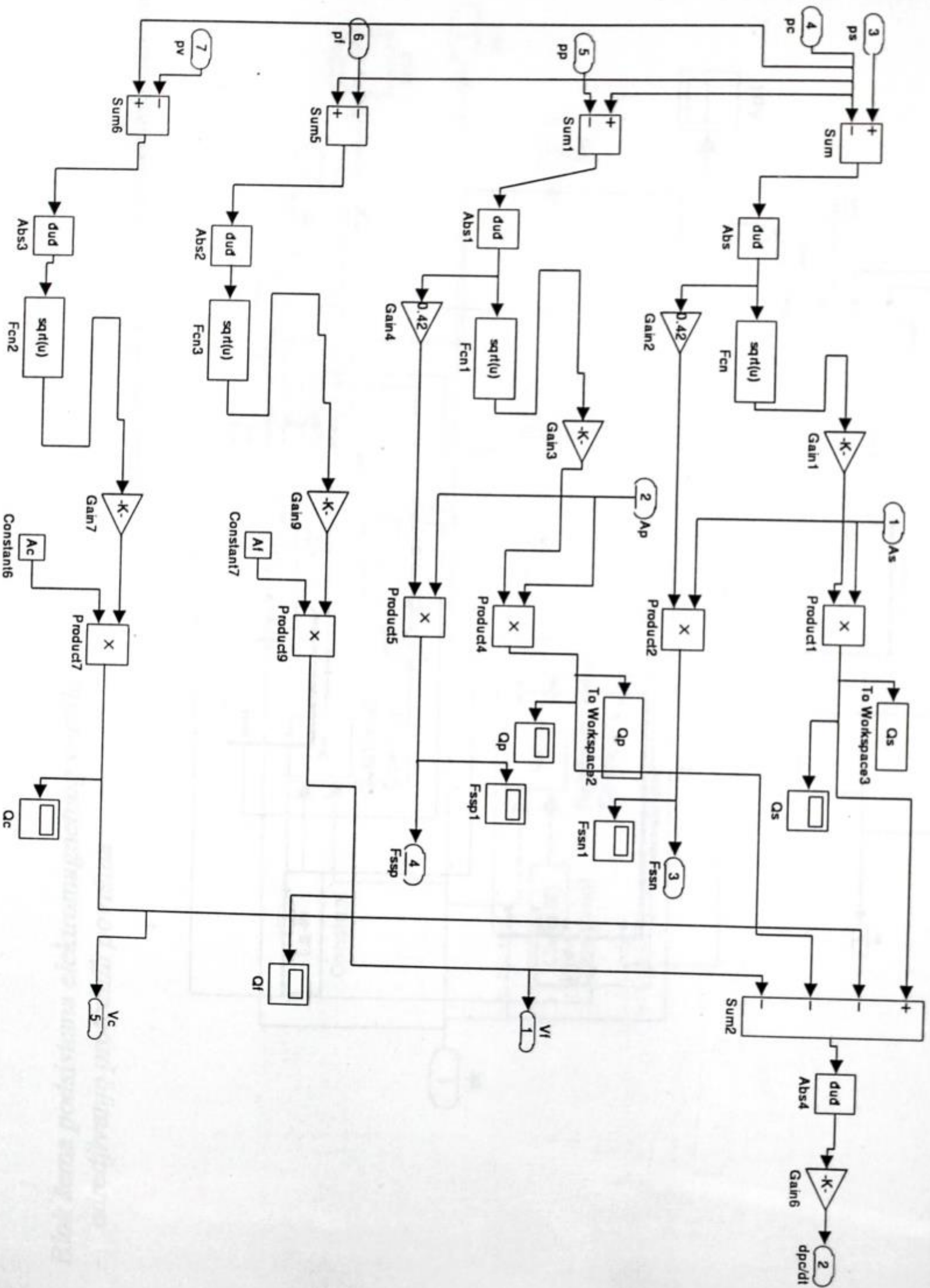
*Blok šema podsistema elektromagnetnog ventila
 - određivanje protočnih površina*



Blok šema podsistema elektro-magnetnog ventila



Blok šema podsistema elektromagnetnog ventila
 – određivanje protoka



*Blok šema podsistema elektromagnetnog ventila
- određivanje elektromotorne sile*

