

Uticajni parametri prelaznog procesa na kvalitet promene stepena prenosa u planetarnom menjaču

Dr Zlatimir Živanović, dipl.inž.¹⁾

Pomoću matematičkog modela na karakterističnom planetarnom sklopu (tipa RAVIGNEAUX) složenog menjačkog prenosioca, u okviru promene stepena prenosa bez prekida toka snage, određuju se najvažniji parametri prelaznog procesa koji karakterišu uključivanje frikcionih sklopova (period sinhronizacije njegovih elemenata). Rezultati dobijeni pomoću teorijskog modela se potom upoređuju s eksperimentalnim rezultatima, ostvarenim na probnom stolu. Podudarnost teorijskih i eksperimentalnih rezultata pokazuje da se pomoću odgovarajućeg matematičkog modela mogu, još u fazi projektovanja menjača i sistema za upravljanje, da odrede najvažniji parametri prelaznog procesa. Model pruža i mogućnost sprovođenja detaljne analize uticajnih faktora na veličinu ovih parametara radi dobijanja optimalnog dinamičkog procesa. Na taj se način, i bez ispitivanja, još u fazi razvoja menjača, mogu sagledati efekti koji proističu iz složenog procesa promene stepena prenosa pod opterećenjem i delovati u pravcu njegovog poboljšanja.

Ključne reči: Planetarni prenosnik, dinamički prelazni proces, teorijski rezultati, eksperimentalni rezultati.

Uvod

RAZVOJ transmisija za motorna vozila karakteriše sve veća zastupljenost automatizacije u procesu promene stepena prenosa. Automatizacija podrazumeva uvođenje niza novih rešenja u konstrukciju transmisija, pre svega u sistem za upravljanje, radi: efikasnijeg korišćenja raspoložive snage motora, eliminisanja prekida toka snage u procesu promene stepena prenosa, smanjenja mehaničkih i toplotnih opterećenja u transmisiji i ostvarivanja kontinualne, brze i lake promene stepena prenosa. Konstrukcijska rešenja transmisija s planetarnim menjačima i hidraulički upravljanim frikcionim sklopovima su pogodna za automatizaciju najvišeg nivoa.

Prvi korak u automatizaciji transmisija bilo kog nivoa jeste obezbeđenje neprekidnosti toka snage i određene kontinualnosti u procesu promene stepena prenosa. Automatizacija može da se ostvari pomoću posebnih komponenata hidrauličkog sistema za upravljanje poznatih kao uređaji za modulaciju pritiska. Regulacijom procesa uključivanja i isključivanja frikcionih sklopova uz kontrolisano proklizavanje frikcionih elemenata, mogu da se ostvare veoma dobri pokazatelji dinamičkog prelaznog procesa.

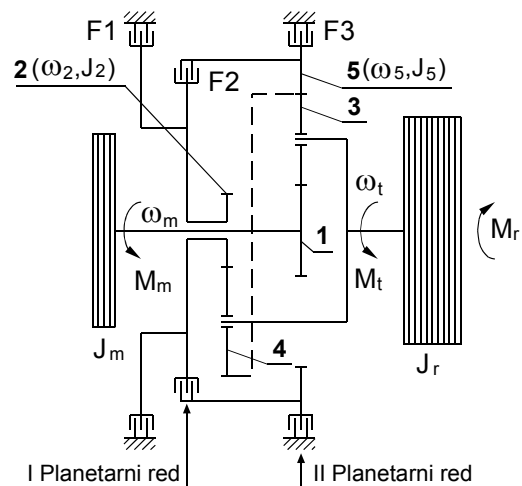
Deo procesa promene stepena prenosa, u okviru kojeg se odvija uključivanje frikcionog sklopa praćeno proklizavanjem, a počinje prenošenjem obrtnog momenta i traje do trenutka izjednačavanja ugaonih brzina njegovih pogonskih i gonjenih elemenata jeste sinhronizacija. Ovaj proces karakterišu sledeći parametri:

- ugaone brzine i ubrzanja rotirajućih elemenata,
- obrtni moment na izlaznom vratilu prenosnika i
- vreme trajanja prelaznog procesa.

Karakter ovog procesa je određen, ne samo zadatom zakonitošću pritiska aktiviranja frikcionog sklopa, već i njegovim položajem u kinematičkoj šemi menjača, konstrukcijskim rešenjima elemenata, veličinom momenata inercije rotirajućih masa, spoljašnjim opterećenjem prenosnika i sl.

Dinamički model planetarnog prenosnika

Kinematička šema planetarnog prenosnika u okviru kojeg je vršeno istraživanje dinamičkog prelaznog procesa, prikazana je na sl.1. Momenti inercije rotirajućih masa svedeni su na ulazno i izlazno vratilo prenosnika i proističu iz konstrukcije menjača, čiji je sastavni deo ovaj prenosnik i konfiguracije probnog stola na kome su obavljena eksperimentalna merenja.



¹⁾ Vojnotehnički institut VJ, 11000 Beograd, Katanićeva 15

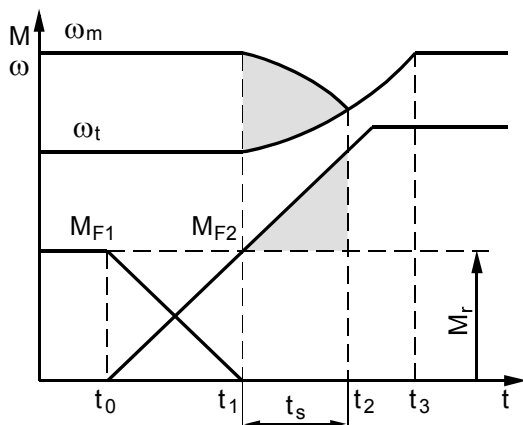
Slika 1. Dinamički model planetarnog prenosa

Kao što se vidi na sl.1, radi se o složenom planetarnom prenosniku s dva planetarna reda (od kojih je prvi nepotpun-bez epicikla) u okviru koga se realizuju tri stepena prenosa. U ovom radu je razmotren proces između drugog i trećeg stepena prenosa. Prvi stepen prenosa se ostvaruje aktiviranjem frikcionog sklopa $F3$, drugi - aktiviranjem frikcionog sklopa $F1$, a treći - aktiviranjem frikcionog sklopa $F2$. Centralni zupčanik (1) vezan je preko pogonskih elemenata s motorom, a zupčanik (2) s rotirajućim elementima frikcionih sklopova $F1$ i $F2$. Epicikl (5) je spojen s rotirajućim elementima spojnice $F2$ i kočnice $F3$, a zajednički nosač satelita s gonjenim masama prenosnika. Sateliti (3 i 4) su u međusobnom zahvatu. Unutrašnja karakteristika prvog planetarnog reda je $k_1=0,615$, a drugog $k_2=1,692$.

Momenti inercije rotirajućih elemenata svedeni na osu planetarnog prenosnika označeni su sa:

- J_m - moment inercije motora i pogonskih masa,
- J_2 - moment inercije zupčanika (2) s rotirajućim elementima frikcionih sklopova $F2$ i $F1$,
- J_3 - moment inercije epicikla (5) s rotirajućim elementima frikcionih sklopova $F3$ i $F2$ i
- J_r - moment inercije gonjenih masa prenosnika i probnog stola.

Pri teorijskoj analizi prelaznog procesa je usvojeno da se promena iz drugog u treći stepen prenosa vrši bez prekida toka snage i da se sastoji iz više etapa, što može da se ilustruje pomoću karakterističnih veličina, sl.2.



Slika 2. Ilustracija procesa promene stepena prenosa bez prekida toka snage

gde su:

M_{F1}, M_{F2} - momenti trenja frikcionih sklopova $F1$ i $F2$ koji učestvuju u procesu promene stepena prenosa i

ω_m, ω_t - ugaone brzine ulaznog i izlaznog vratila razmatranog planetarnog prenosnika.

Neprekidnost toka snage podrazumeva da se isključivanje nižeg stepena prenosa, odnosno isključivanje frikcionog sklopa $F1$, završava u trenutku kada je pritisak u frikcionom sklopu $F2$ dovoljan da ostvari potrebni moment trenja za savlađivanje spoljašnjih otpora u višem stepenu prenosa. Taj deo procesa označen je **prvom etapom** i obuhvata vremenski interval $(t_0 - t_1)$, u kojem je još uvek uključen niži stepen prenosa, pa između obrtnih elemenata planetarnog prenosnika postoji kinematička veza određena sledećim izrazom [1]:

$$\omega_t = \frac{1}{1+k_1} \omega_m \quad (1)$$

Druga etapa - počinje u trenutku (t_1) proklizavanjem frikcionih spojnice $F2$ pod opterećenjem i traje do trenutka (t_2) , kada dolazi do njenog potpunog uključivanja, odnosno sinhronizacije ugaonih brzina njenih pogonskih i gonjenih elemenata. Trajanje ove etapa uslovljeno je intenzitetom priraštaja momenta trenja, veličinom spoljašnjeg opterećenja, koeficijentom rezerve spojnice i sl. U okviru ove etapa dolazi do promene kinematičkog pomenog odnosa u planetarnom prenosniku praćenog promenom ugaonih brzina, dinamičkim opterećenjem elemenata i toplotnim opterećenjem frikcionih sklopova. U ovoj etapi sistem ima dva stepena slobode, pa je veza između obrtnih elemenata planetarnog prenosnika data izrazom [1]:

$$\omega_m = \frac{k_1(1+k_2)}{k_1-k_2} \omega_2 - \frac{k_2(1+k_1)}{k_1-k_2} \omega_5 \quad (2)$$

$$\omega_t = \frac{k_1}{k_1-k_2} \omega_2 - \frac{k_2}{k_1-k_2} \omega_5$$

ili:

$$\begin{aligned} \omega_m &= A\omega_2 - B\omega_5 \\ \omega_t &= C\omega_2 - D\omega_5 \end{aligned} \quad (3)$$

gde su:

$$\begin{aligned} A &= \frac{k_1(1+k_2)}{k_1-k_2} & B &= \frac{k_2(1+k_1)}{k_1-k_2} \\ C &= \frac{k_1}{k_1-k_2} & D &= \frac{k_2}{k_1-k_2} \end{aligned} \quad (4)$$

Treća etapa - traje od trenutka (t_2) do trenutka (t_3) i predstavlja vremenski interval u toku kojeg dolazi do ubrzavanja motora i svih obrtnih delova i uspostavljanja stacionarnog režima rada u trećem stepenu prenosa, kada između obrtnih elemenata važi relacija:

$$\omega_t = \omega_m = \omega_2 = \omega_5 \quad (5)$$

Matematički model prelaznog procesa

Dinamički proces se odvija u drugoj etapi u kojoj sistem ima dva stepena slobode, pa je položaj njegovih elemenata određen s dve nezavisne koordinate. Ako se usvoji da su dve nezavisne koordinate uglovi zakretanja φ_2 i φ_5 elemenata (2 i 5), onda se ugaone brzine elemenata mogu da odrede pomoću Lagranžovih diferencijalnih jednačina u obliku [2]:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}_2} - \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) &= Q_{\varphi_2} \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}_5} - \frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}_5} \right) &= Q_{\varphi_5} \end{aligned} \quad (6)$$

gde je E_k kinetička energija sistema, a Q_{φ_2} i Q_{φ_5} generalisane sile sistema koje predstavljaju koeficijente koji stoje u izrazima za radove spoljašnjih sila na generalisanim mogućim pomeranjima. Pretpostavka je da su veze idealne i holonomne.

Kinetička energija sistema sastoji se od :

- kinetičke energije pogonskih masa (E_{k1}):

$$E_{k1} = \frac{1}{2} J_m (\dot{\varphi}_m)^2 = \frac{1}{2} J_m (A\dot{\varphi}_2 - B\dot{\varphi}_5)^2 \quad (7)$$

- kinetičke energije rotirajućih masa vezanih za centralni

zupčanik 2 (E_{k2}):

$$E_{k2} = \frac{1}{2} J_2 (\dot{\varphi}_2)^2 \quad (8)$$

– kinetičke energije rotirajućih masa vezanih za epicikl 5 (E_{k3})

$$E_{k3} = \frac{1}{2} J_5 (\dot{\varphi}_5)^2 \quad (9)$$

– i kinetičke energije gonjenih masa (E_{k4})

$$E_{k4} = \frac{1}{2} J_r (\dot{\varphi}_t)^2 = \frac{1}{2} J_r (C\dot{\varphi}_2 - D\dot{\varphi}_5)^2 \quad (10)$$

Sređivanjem leve strane izraza (6), a uzimajući u obzir relacije (7-10), sistem Lagranžovih diferencijalnih jednačina se svodi na oblik:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2 X - \ddot{\varphi}_5 Y &= Q_{\varphi_2} \\ \ddot{\varphi}_5 Z - \ddot{\varphi}_2 Y &= Q_{\varphi_5} \end{aligned} \quad (11)$$

gde su:

$$\begin{aligned} X &= A^2 J_m + J_2 + C^2 J_r \\ Y &= AB J_m + CD J_r \\ Z &= B^2 J_m + J_5 + D^2 J_r \end{aligned} \quad (12)$$

Generalisane se sile Q_{φ_2} i Q_{φ_5} određuju iz generalisanog rada, sl.3, na sledeći način:

$$\begin{aligned} \text{Iz uslova } \varphi_2 \neq 0 \text{ i } \varphi_5 = 0; \text{ sledi} \\ \delta\varphi_m = A\delta\varphi_2 \text{ i } \delta\varphi_t = C\delta\varphi_2 \end{aligned} \quad (13)$$

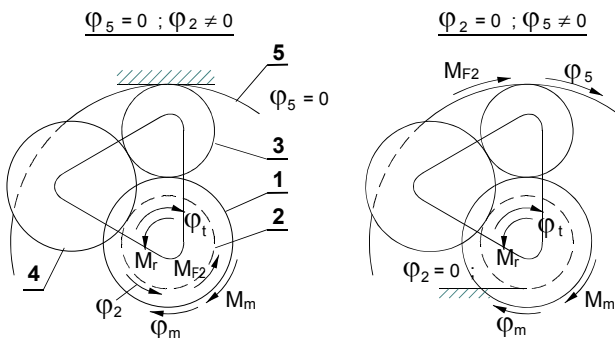
a generalisani rad i generalisana sila Q_{φ_2} su:

$$\begin{aligned} \delta A &= M_m \delta\varphi_m - M_r \delta\varphi_t + M_{F2} \delta\varphi_2 \\ \delta A &= AM_m \delta\varphi_2 - CM_r \delta\varphi_2 + M_{F2} \delta\varphi_2 \\ Q_{\varphi_2} &= AM_m - CM_r + M_{F2} \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \text{Iz uslova } \varphi_2 = 0 \text{ i } \varphi_5 \neq 0; \text{ sledi} \\ \delta\varphi_m = -B\delta\varphi_5 \text{ i } \delta\varphi_t = -D\delta\varphi_5 \end{aligned} \quad (15)$$

a generalisani rad i generalisana sila Q_{φ_5} su:

$$\begin{aligned} \delta A &= M_m \delta\varphi_m - M_r \delta\varphi_t + M_{F2} \delta\varphi_5 \\ \delta A &= -BM_m \delta\varphi_5 + DM_r \delta\varphi_5 + M_{F2} \delta\varphi_5 \\ Q_{\varphi_5} &= -BM_m + DM_r + M_{F2} \end{aligned} \quad (16)$$



Slika 3. Šema za određivanje generalisanih sila

U izrazima (14 i 16) spoljašnje sile su:

M_m - obrtni moment motora,
 M_r - moment spoljašnjeg opterećenja i
 M_{F2} - moment trenja spojnice F2.

Ako se moment trenja spojnice F2 izrazi preko proizvoda koeficijenta priraštaja momenta trenja (E) i vremena ($M_{F2} = Et$), uvodeći u izraze za generalisane sile smene:

$$\begin{aligned} AM_m - CM_r &= R \\ -BM_m + DM_r &= S \end{aligned} \quad (17)$$

onda se sistem jednačina (11) može prikazati u obliku:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2 X - \ddot{\varphi}_5 Y &= R + Et \\ \ddot{\varphi}_5 Z - \ddot{\varphi}_2 Y &= S + Et \end{aligned} \quad (18)$$

Rešavanjem ovog sistema jednačina dobija se:

$$\begin{aligned} \ddot{\omega}_5 &= \frac{d\omega_5}{dt} = P + QEt \\ \ddot{\omega}_2 &= \frac{d\omega_2}{dt} = V + WEt \end{aligned} \quad (19)$$

gde su:

$$P = \frac{XS + RY}{XZ - Y^2}; \quad Q = \frac{X + Y}{XZ - Y^2}; \quad V = \frac{YP + R}{X}; \quad W = \frac{YQ + 1}{X}$$

Ako se jednačine (19) napišu u obliku:

$$\begin{aligned} d\omega_5 &= (P + QEt)dt \\ d\omega_2 &= (V + WEt)dt \end{aligned} \quad (20)$$

i prva jednačina integrali u granicama:

$$\begin{aligned} \omega_5 &(\text{od } \omega_{50} \text{ do } \omega_{5s}) \text{ i} \\ t &(\text{od } 0 \text{ do } t_s) \end{aligned}$$

gde su:

ω_{50} - ugaona brzina elementa (5) na početku perioda sinhronizacije, kada je još uvek uključen niži stepen prenosa i kada je $\omega_2=0$, a $\omega_{50} = -\omega_{m0}/B$,
 ω_{m0} - ugaona brzina pogonskih elementa na početku procesa sinhronizacije,
 ω_{5s} - ugaona brzina elementa (5) na kraju procesa sinhronizacije i
 t_s - vreme sinhronizacije.

Usvojeno je da je ugaona brzina na početku sinhronizacije $\omega_m = 267 \text{ s}^{-1}$ što odgovara broju obrtaja motora 1800 min^{-1} . Tada se dobija početna ugaona brzina $\omega_{50} = 105 \text{ s}^{-1}$.

Integracijom prve jednačine izraza (20) dobija se:

$$\omega_{5s} = \frac{QE}{2} t_s^2 + P t_s + 105 \quad (21)$$

Na sličan način integracijom druge jednačine izraza (20), pri čemu je $\omega_{20}=0$, dobiće se izraz:

$$\omega_{2s} = \frac{WE}{2} t_s^2 + V t_s \quad (22)$$

Iz uslova da je u trenutku završetka procesa sinhronizacije $\omega_{2s} = \omega_{5s}$, može se iz jednačina (21 i 22) odrediti vreme sinhronizacije t_s :

$$t_s = \frac{(V - P) - \sqrt{(P - V)^2 - 210E(Q - W)}}{E(Q - W)} \quad (23)$$

Postavljajući jednačinu momenata za izlazno vratilo planetarnog prenosioca u obliku:

$$M_t = M_r + J_r \frac{d\omega_{rs}}{dt} \quad (24)$$

može da se odredi i veličina dinamičkog obrtnog momenta M_t na izlazu iz prenosioca koji se javlja na kraju procesa sinhronizacije.

Teorijski rezultati

Matematički izrazi kojima je opisan dinamički prelazni proces koji se odvija pri promeni stepena prenosa omogućavaju da se, za odgovarajuće ulazne podatke, odrede vrednosti karakterističnih parametara tog procesa. Ulazne podatke čine tri grupe veličina:

- veličine k_1, k_2, J_m, J_r, J_2 i J_5 predstavljaju konstrukcijske parametre razmatranog planetarnog prenosioca i probnog stola na kome su obavljena eksperimentalna merenja,
- veličine M_r i M_m predstavljaju obrtne momente koji proističu iz simuliranog spoljašnjeg opterećenja prenosioca, pri čemu je M_m obrtni moment motora i
- veličina E proističe iz pretpostavljene zakonitosti uključivanja frikcionog sklopa F_2 koji učestvuje u prenosu snage pri promeni stepena prenosa.

Za moment spoljašnjeg opterećenja M_r usvojena je vrednost koja se može realizovati na probnom stolu i pri kojoj rezerva snage motora omogućava promenu iz nižeg u viši stepen prenosa bez preopterećenja.

Vrednost obrtnog momenta motora M_m uzeta je kao srednja vrednost obrtnog momenta motora u nižem i višem stepenu prenosa, pri zadatom spoljašnjem opterećenju.

Za koeficijent priraštaja momenta trenja E usvojena je vrednost koja se dobija iz moguće zakonitosti promene pritiska u frikcionom sklopu, odnosno srednje vrednosti momenta trenja, koji može da se realizuje na probnom stolu. Vrednosti veličina M_m, M_r i E uzete su kao konstante.

Pozitivna rešenja izraza (24) daju vreme sinhronizacije, na osnovu koga se mogu, pomoću izraza (22,23 i 3), izračunati ugaone brzine svih rotirajućih elemenata na kraju procesa sinhronizacije. Na isti se način pomoću izraza (19) i diferenciranjem izraza (3) mogu odrediti ugaona ubrzanja elemenata, a pomoću izraza (25) dinamički obrtni moment. Dobijeni rezultati prikazani su u tabeli 1.

Tabela 1. Parametri prelaznog procesa određeni pomoću matematičkog modela

Ulazni podaci						
M_m (Nm)	M_r (Nm)	E (Nm/s)	J_m (kgm ²)	J_r (kgm ²)	J_2 (kgm ²)	J_5 (kgm ²)
533	659	528	1,73	34,6	1,37	1,32
Izračunate vrednosti						
t_s (s)	$\omega_1, \omega_2,$ ω_5, ω_m (s ⁻¹)	$d\omega_{5s}/dt$ (s ⁻²)	$d\omega_{2s}/dt$ (s ⁻²)	$d\omega_{1s}/dt$ (s ⁻²)	$d\omega_{ms}/dt$ (s ⁻²)	M_t (Nm)
1,58	190	162	390	32	-187	1780

Eksperimentalni rezultati

Pri eksperimentalnim merenjima koja su realizovana na odgovarajućem probnom stolu, sl.4, registrovane su sledeće

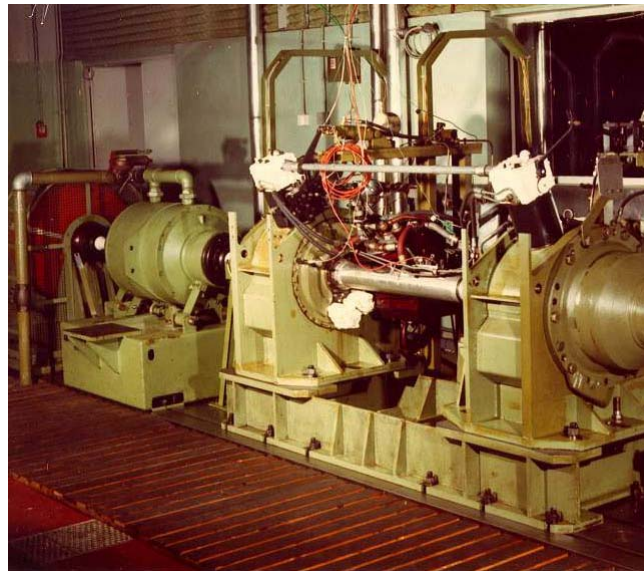
merne veličine:

$$\omega_m, \omega_1, M_m, M_t, p_{F1} \text{ i } p_{F2},$$

gde su: p_{F1} i p_{F2} - pritisci aktiviranja frikcionih sklopova $F1$ i $F2$.

Ugaone brzine ω_2 i ω_5 određene su preko registrovanih ugaonih brzina ω_m i ω_1 korišćenjem izraza (3).

Probni sto sačinjavali su dizel-motor, prenosioci snage za vezu motora s menjačem, petostepeni menjački prenosnik, hidraulička kočnica za zadavanje opterećenja i zamajna masa za simulaciju kinetičke energije vozila.



Slika 4. Izgled probnog stola

Aktiviranje frikcionih sklopova u menjaču je ostvareno pomoću uređaja za hidrauličko upravljanje (modulaciju pritiska) [3] koji je omogućavao promenu stepena prenosa pod opterećenjem i bez prekida toka snage.

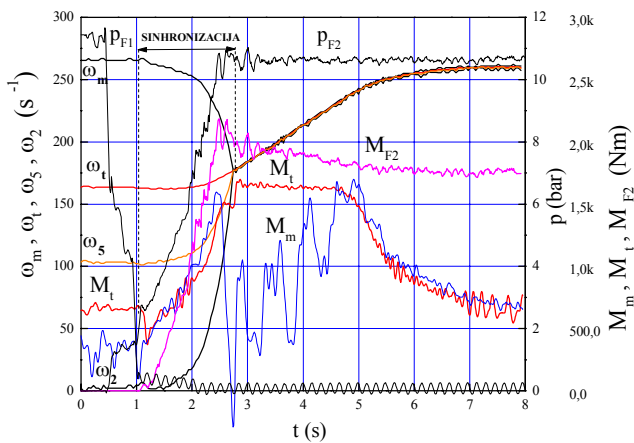
Moment trenja spojnice M_{F2} određen je indirektno preko merenog pritiska p_{F2} pomoću izraza:

$$M_{F2} = \mu R_5 z (p_{F2} A_k - F_0) \quad (26)$$

gde su:

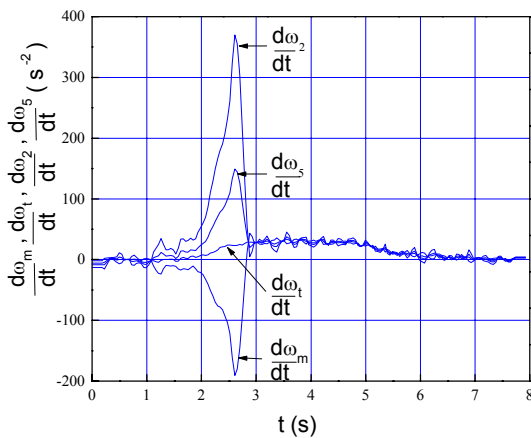
- μ - koeficijent trenja,
- R_5 - srednji poluprečnik trenja,
- z - broj površina trenja,
- A_k - površina klipa spojnice i
- F_0 - sila povratnih opruga klipa.

Eksperimenti su realizovani s vrednostima momenata M_m, M_r i koeficijenta E koji su simulirani i u teorijskom modelu.



Slika 5. Registrovane merne veličine na probnom stolu

Diferenciranjem registrovanih ugaonih brzina određena su ugaona ubrzanja svih rotirajućih elemenata planetarnog prenosnika u toku procesa sinhronizacije, sl.6.



Slika 6. Ugaona ubrzanja elemenata planetarnog prenosnika

Obradom eksperimentalnih rezultata, slike 5 i 6, određeni su svi karakteristični parametri dinamičkog prelaznog procesa, čije su numeričke vrednosti u toku perioda sinhronizacije prikazane u tabeli 2.

Tabela 2. Pokazatelji prelaznog procesa određeni eksperimentalnim putem

Izmerene vrednosti									
M_m	M_r	E	t_s	M_t	$\omega_1, \omega_2, \omega_5, \omega_m$	$d\omega_5/dt$	$d\omega_{2s}/dt$	$d\omega_r/dt$	$d\omega_m/dt$
(Nm)	(Nm)	(Nm/s)	(s)	(Nm)	(s ⁻¹)	(s ⁻²)	(s ⁻²)	(s ⁻²)	(s ⁻²)
533	659	528	1,7	1623	176	145	370	29	-190

Koeficijent priraštaja momenta trenja E određen je na osnovu srednje vrednosti ostvarenog momenta trenja u periodu sinhronizacije.

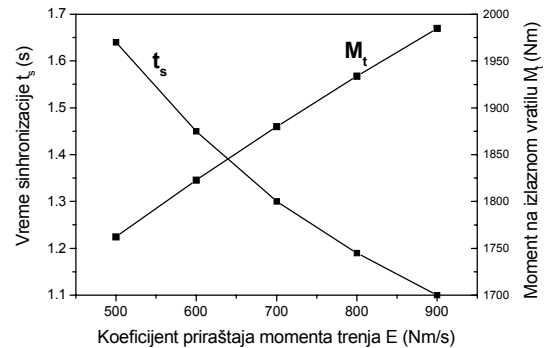
Zahvaljujući realizovanom načinu upravljanja procesom promene stepena prenosa, ostvarena je promena bez prekida toka snage, što se vidi iz karaktera promene momenta M_t i ugaone brzine ω_r . U toku prelaznog procesa vršen je prenos obrtnog momenta, a ugaona brzina izlaznog vratila menjala se u granicama prenosnih odnosa u nižem, odnosno višem stepenu prenosa. Postepen porast pritiska p_{F2} pri uključivanju frikcionog sklopa $F2$, odnosno postepen porast njegovog momenta trenja, doveo je do ravnomernog opterećenja motora i minimalnog dinamičkog momenta na izlazu iz planetarnog prenosnika na kraju prelaznog procesa. Istraživanja koja su sprovedena u oblasti toplotnog opterećenja frikcionih sklopova [4], pri identičnim

uslovima, pokazala su da ovaj frikcioni sklop nije toplotno ugrožen, a razvijena temperatura na površinama trenja je ispod dozvoljenih vrednosti. I pored tako ostvarene promene stepena prenosa, neki elementi ispitivanog prenosnika bili su izloženi velikim promenama brzine obrtanja, što je sigurno bilo praćeno i njihovim dodatnim opterećenjem. Upoređujući eksperimentalne rezultate s teorijskim, zaključuje se da postoji dobra saglasnost dobijenih podataka, pri čemu njihova razlika ne prelazi 10%.

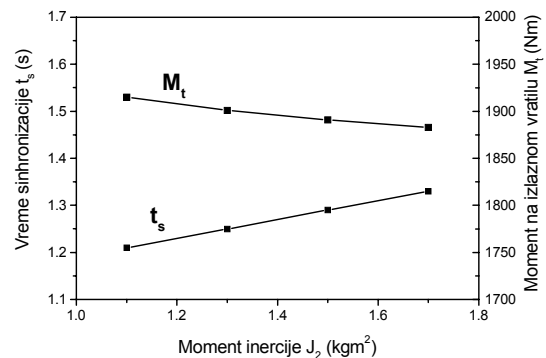
Radi sveobuhvatnije analize dinamičkog prelaznog procesa koji se odvija pri promeni stepena prenosa u navedenom planetarnom prenosniku, pomoću matematičkog modela izvršeno je simuliranje različitih vrednosti ulaznih veličina. Dobijeni parametri prelaznog procesa delimično su dati na sl.7, gde je prikazan uticaj promene ulaznih parametara na vreme trajanja procesa sinhronizacije i na vrednost dinamičkog momenta na izlazu vratilu prenosnika.

Iz navedenih rezultata zapaža se da je intenzitet priraštaja momenta trenja u procesu promene stepena prenosa, sl. 7a, koji veoma utiče na tok i kvalitet prelaznog procesa. Veći intenzitet uključivanja frikcionog sklopa, izazvan naglim porastom pritiska aktiviranja, značajno skraćuje trajanje prelaznog procesa i dovodi do povećanja dinamičkog momenta što pogoršava prelazni proces.

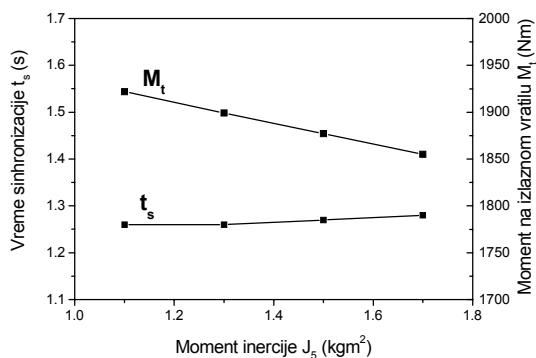
S porastom momenata inercije J_2 i J_5 pogonskih i gonjenih elemenata frikcionog sklopa $F2$, slike 7b i 7c, produžava se vreme sinhronizacije (produžetak klizanja frikcionog sklopa) i smanjenja dinamičkog momenta, što doprinosi kontinualnijem toku prelaznog procesa i većem toplotnom opterećenju frikcionih elemenata.



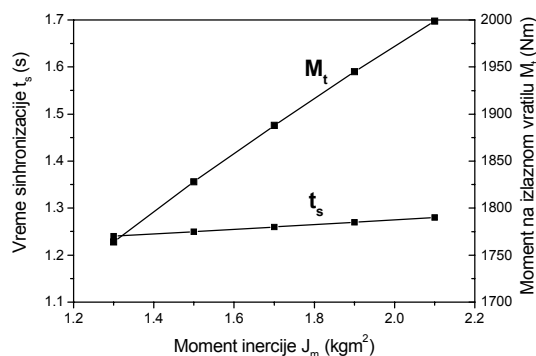
a)



b)

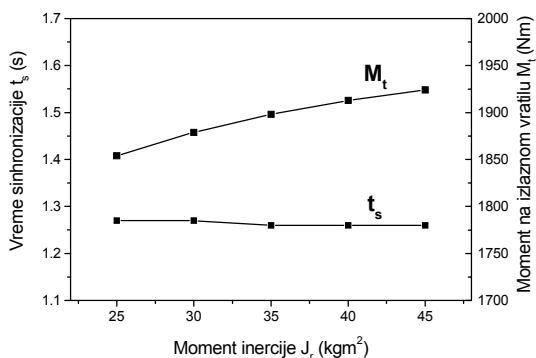


c)

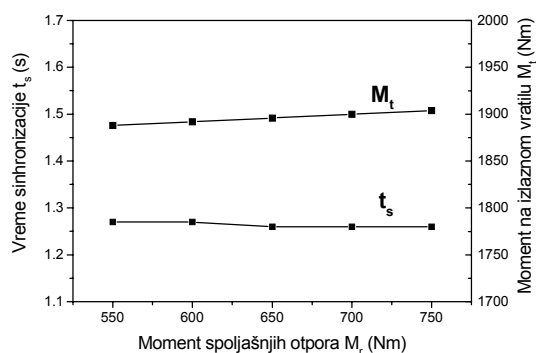


d)

Slika 7. Karakter promene parametara prelaznog procesa



e)



f)

Slika 7. Karakter promene parametara prelaznog procesa

Veći moment inercije pogonskih masa J_m , sl.7d,

doprinosi većem dinamičkom momentu, s neznatnim uticajem na trajanje prelaznog procesa.

Moment inercije gonjenih masa J_r i spoljašnje opterećenje prenosnika M_r , slike 7e i 7f, nemaju bitan uticaj na trajanje prelaznog procesa u razmatranom frikcionom sklopu, niti na veličinu dinamičkog momenta.

Ovi rezultati pokazuju da se na sličan način može, korišćenjem dobro postavljenog matematičkog modela kojim je opisan prelazni proces, uticati na konstrukcijsko rešenje pojedinih elemenata planetarnog prenosnika i sistema upravljanja, radi dobijanja optimalnih vrednosti parametara dinamičkog procesa. S druge strane, model pruža i mogućnost simuliranja određenih režima u procesu promene stepena prenosa i istraživanja njihovog uticaja na tok i karakter prelaznog procesa.

Zaključak

Realizovana teorijska i eksperimentalna istraživanja dinamičkog prelaznog procesa pri promeni stepena prenosa bez prekida toka snage u planetarnom menjaču pokazuju:

- Postavljeni matematički model realno opisuje dinamički proces koji se odvija pri promeni stepena prenosa pod opterećenjem, što je potvrđeno relativno dobrim poklapanjem teorijskih i eksperimentalnih rezultata;
- Matematički model pruža mogućnost istraživanja uticaja konstrukcijskih parametara prenosnika i različitih zakonitosti upravljanja razmatranim frikcionim sklopom na karakter promene i veličinu parametara dinamičkog procesa;
- Dobijeno poklapanje teorijskih i eksperimentalnih rezultata govori da se još u fazi projektovanja složenog menjačkog prenosnika i sistema za upravljanje mogu, pomoću postavljanja sličnog matematičkog modela, sagledati očekivani efekti pri realnim uslovima ispitivanja prenosnika;
- Metodologija određivanja dinamičkih parametara još u fazi teorijskih istraživanja, pruža značajne prednosti i skraćuje put ka iznalaženju optimalnog konstrukcijskog rešenja menjačkog prenosnika i sistema upravljanja.

Literatura

- [1] ŽIVANOVIĆ, Z. *Neke specifičnosti procesa sinhronizacije pri promeni stepena prenosa u automatskom menjaču*. IV međunarodni naučnostručni skup „Izvor i prenos snage – IPS'97”, Podgorica-Bečići, 1997.
- [2] ŽIVANOVIĆ, Z., JANIĆIJEVIĆ, N. *Automatske transmisije motornih vozila*. Monografija, I.P. Ecolibri, Beograd, 1999.
- [3] ŽIVANOVIĆ, Z. *Istraživanje teorijskog modela i uređaja za optimalnu promenu stepeni prenosa bez prekida toka snage u transmisijama motornih vozila*. Doktorska disertacija, Mašinski fakultet Beograd, 1991.
- [4] ŽIVANOVIĆ, Z. *Toplotno opterećenje frikcionih sklopova u procesu promene stepena prenosa*. Međunarodni naučni skup „Motorna vozila i motori”, Kragujevac, 1996.

Rad primljen: 20.11.2001.god.

