

MODELIRANJE PROCESA PROMENE STEPENA PRENOSA U PLANETARNIM MENJAČKIM PRENOSNICIMA MOTORNIH VOZILA

Grkić R. *Aleksandar*, Vojna akademija, Katedra vojnih mašinskih sistema, Beograd,
Duboka V. *Čedomir*, Mašinski fakultet Univerziteta u Beogradu, Katedra za motorna vozila,
Krsmanović M. *Milan*, Vojna akademija, Katedra vojnih mašinskih sistema, Beograd

UDK: 629.313-585.86

Sažetak:

Menjački prenosnik, odnosno realizacija njegovih funkcija, posebno promena stepena prenosa, umnogome doprinosi upotrebnosti kvaliteta vozila uticajem na njegove performanse i komfor. U radu je prikazan način modeliranja prelaznog procesa pri promeni stepena prenosa na primeru planetarnog menjačkog prenosnika. Simulacioni model razvijen je s ciljem da se omoguće virtualna ispitivanja planetarnog prenosnika čime bi se pozitivno uticalo na smanjivanje broja ispitivanja realnih prototipova. Na taj način omogućilo bi se skraćivanje vremenskog ciklusa razvoja novog proizvoda, smanjenje troškova i doprinelo bi se poboljšanju upotrebne kvaliteta finalnog proizvoda (prenosnika), pa i vozila u celini.

Ključne reči: model, simulacija, planetarni prenosnik, promena stepena prenosa.

Uvod

Najdelikatniji proces u toku upotrebe stepenastog mehaničkog menjačkog prenosnika je promena stepena prenosa. Na izbor odgovarajućeg stepena prenosa utiče veliki broj faktora kao što su brzina kojom se vozilo kreće, režim rada motora i uslovi puta. Veoma značajna je i veština vozača koji, pored toga što mora svu pažnju da usmeri na upravljanje vozilom, mora da pravilno proceni pomenute faktore i da u pravom trenutku adekvatno promeni stepen prenosa.

Sam način realizacije procesa promene stepena prenosa zavisi od konstrukcije menjačkog prenosnika. Zahvaljujući višamelastim frikcionim sklopovima moguće je promeniti stepen prenosa bez prekida toka snage.

Promena stepena prenosa bez prekida toka snage [1] podrazumeva promenu koja se može ostvariti bez prethodnog rasterećenja motora i bez prekida kinematskog lanca između motora i kretača, što omogućava realizaciju transmisije bez glavne spojnice i olakšava upravljanje transmisijom. Proces razvoja menjačkog prenosnika koja omogućava ovakav način promene stepena prenosa u prošlosti je bio jako skup i oduzimao je dosta vremena. Zahtevani su ekskluzivni prototipovi i specijalizirane analize. Primena savremenih tehnologija projektovanja menjačkih prenosnika podrazumeva, pored dobrog poznavanja fizičkih procesa pri kretanju vozila, posedovanje odgovarajućih simulacionih modela koji mogu da doprinesu definisanju parametara sistema za upravljanje i razvoju podsistema samog menjačkog prenosnika. Simulacioni modeli obezbeđuju mogućnost formiranja tzv. virtuelnog prototipa prenosnika. Ispitivanjem virtuelnog prototipa racionalizuje se proces projektovanja i obezbeđuju se daleko kvalitetnije prve serije proizvoda.

U radu će se prikazati pristup modeliranju prelaznog procesa pri promeni stepena prenosa u programskom okruženju Matlab, odnosno njegovom modulu Simulink/SimMechanics koji omogućava neposredno modeliranje mehaničkih sistema.

Model koji je formiran u Simulink okruženju predstavlja strukturu mehaničkog sistema, geometrijske i kinematske odnose njegovih delova i sve to podržano ekvivalentnim matematičkim modelom. Opisivanje mehaničkih sistema realizuje se preko tzv. tela, koja simbolizuju delove sistema i veza između tela. Tela se opisuju koordinatama težišta (centra mase), masom i senzorom inercije.

Modul Simulink sadrži jedan interni koordinatni sistem i referentnu ravan koji se naziva World koordinatni sistem. Osim World koordinatnog sistema na blokovima koji predstavljaju tela postoji mogućnost određivanja centra mase (CG) i položaja drugih tačaka na telu koje predstavljaju lokalne koordinatne sisteme (CS1, CS2,...), koji se mogu definisati u odnosu na:

- referentni koordinatni sistem,
- druge koordinatne sisteme na telu i
- koordinatni sistem na susednom telu (*Adjoining CS*) sa kojim je dato telo povezano određenom vrstom veze.

Veze ograničavaju broj stepeni slobode kretanja tela i na taj način obezbeđuju pravilno funkcionisanje mehaničkog sistema. *Simulink* veze pridružuju stepene slobode kretanja modelu, pošto su blokovi koji predstavljaju tela definisani tako da ne poseduju nijedan stepen slobode kretanja. Bazno telo u vezi može biti i oslonac (*ground*). Osnovne vrste veza koje su dostupne u *Simulink* biblioteci blokova su:

- prizmatična (*Prismatic*) koja obezbeđuje jedan stepen slobode kretanja duž prave,
- rotaciona (*Revolute*) koja obezbeđuje jedan stepen slobode kretanja oko ose rotacije,

– sferna (*Spherical*) koja obezbeđuje tri stepena slobode kretanja oko tačke (*pivot*) i

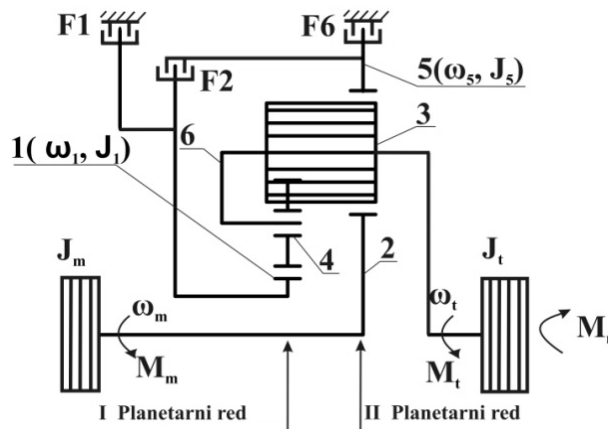
– čvrsta (*Weld*) koja nema nijedan stepen slobode kretanja.

Kombinacijom osnovnih veza može se dobiti više vrsta složenih veza koje predstavljaju idealizovane realne veze (npr. Bearing koja predstavlja ležaj). Bitno je naglasiti da svaka vrsta veze može da povezuje samo dva tela, a ne više njih. Pored veza mogu biti definisani i drugi tipovi ograničenja. Veza „mehaničkog“ i klasičnog Simulink okruženja ostvaruje se preko davača (merenje određene veličine) i aktuatora (zadavanje određene veličine). To znači da se ulaznim veličinama, koje su predstavljene Simulink signalima i imaju određenu matematičku funkciju, preko aktuatora daje fizički smisao i određuje fizička veličina (ugaona brzina, ubrzanje, moment, sila...). Rezultati simulacije formiranog mehaničkog modela mere se pomoću davača i kao Simulink signali (određene matematičke funkcije) predstavljaju izlaz iz sistema i mogu biti predstavljeni na odgovarajući način. Grafičko okruženje Simulink, osim što omogućava definisanje ulaza i izlaza, ima mogućnost definisanja početnih uslova simulacije (*IC – Initial conditions*) [2].

Opisano modeliranje mehaničkih sistema vrši se pomoću različitih blokova koji su smešteni u Simulink biblioteku i razvrstani su u pet osnovnih grupa: *Body*, *Joint*, *Constraint*, *Actuator* i *Sensor* [3].

Model za simulaciju promene stepena prenosa

Modeliranje procesa promene stepena prenosa realizovano je na planetarnom prenosniku tipa Ravigneaux koji se primenjuje u planetarnim menjačkim prenosnicima motornih vozila. Elementi prenosnika Ravigneaux prikazani su na slici 1.



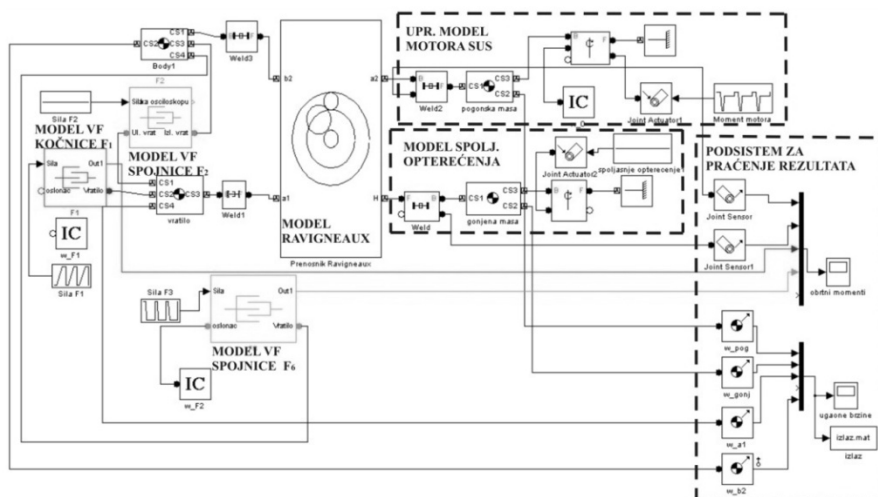
Slika 1 – Kinematska šema planetarnog prenosnika tipa Ravigneaux
Figure 1 – Kinematic scheme of the Ravigneaux planetary gear train

Prenosnik se sastoji od sledećih elemenata:

- centralnog zupčanika sa spoljašnjim ozubljenjem (1, 2)
- centralnog zupčanika sa unutrašnjim ozubljenjem – epicikla (5)
- satelita (3, 4) i
- nosača satelita (6).

Prvi stepen prenosa ostvaruje se aktiviranjem frikcionog sklopa F_6 (kočnica), drugi aktiviranjem frikcionog sklopa F_1 (kočnica), a treći aktiviranjem frikcionog sklopa F_2 (spojnica). Centralni zupčanik (1) preko ulaznog vratila vezan je sa motorom.

Za centralni zupčanik (1) vezani su rotirajući elementi frikcionih sklopova F_1 i F_2 . Rotirajući elementi frikcionih sklopova F_2 i F_6 vezani su za epicikl (5). Zajednički nosač satelita (6) vezan je preko izlaznog vratila sa gonjenim masama prenosnika. Model za simulaciju promene stepena prenosa prikazan je na slici 2.



Slika 2 – Model za simulaciju promene stepena prenosa
Figure 2 – Model for the gearshift simulation

Osnovni elementi modela su:

- uprošćeni model motora SUS,
- model spoljašnjeg opterećenja sistema,
- model planetarnog prenosnika tipa Ravigneaux,
- model višelamelastog frikcionog sklopa (spojnice, kočnice) i
- podsistem za praćenje rezultata simulacije.

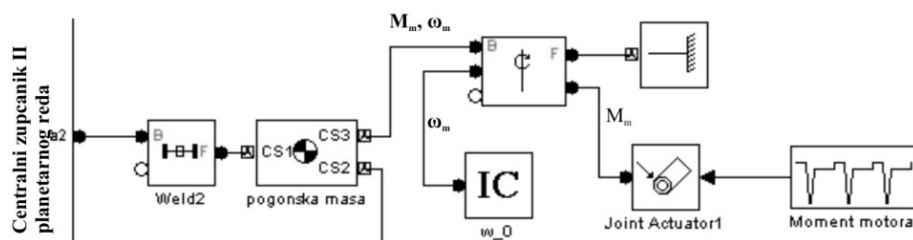
Model je razvijen modularno, tako da se čitav može dodati većem simulacionom modelu. Istovremeno, svaki podsistem predstavlja model za sebe koji se može koristiti nezavisno od glavnog modela. Podsystemi se, takođe vrlo lako mogu menjati i prilagođavati drugim modelima sistema za prenos snage [4] [5].

Uprošćeni model motora SUS

Rad dizel motora SUS opisuju sledeći parametri:

- prečnik i hod klipa,
- broj i raspored cilindara i
- stepen kompresije.

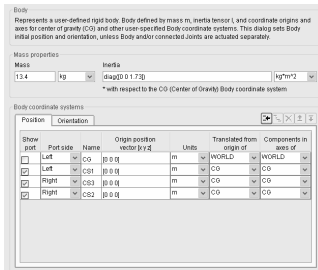
Osim ovoga rad motora zavisi i od vrste sistema za ubrizgavanja goriva i načina punjenja cilindara vazduhom. Način regulisanja broja obrtaja i momenta ubrizgavanja takođe utiču na rad motora odnosno na izgled spoljne brzinske karakteristike. Formiranje ovako složenog sistema i simulacija njegovog rada zahteva detaljno istraživanje koje nije predmet ovog rada. Imajući u vidu da su za simulaciju rada planetarnog prenosnika, koji je predmet ovog rada, neophodni ulazni parametri u vidu obrtnog momenta motora M_m , ugaone brzine motora ω_m i momenta inercije rotirajućih elemenata motora sveden na ulazno vratilo prenosnika, formiran je uprošćeni model motora SUS koji je prikazan na slici 3.



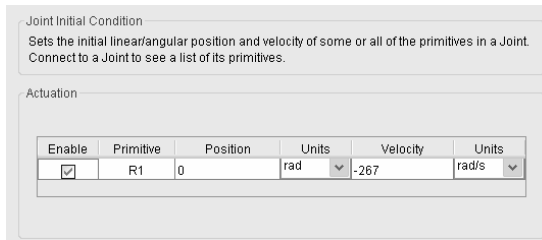
Slika 3 – Uprošćeni model motora SUS
Figure 3 – Simplified model of the engine

Pogonska masa predstavlja ulazno vratilo koje je sa jedne strane preko „Weld“ veze u čvrstoj vezi sa centralnim zupčanikom II planetarnog reda (a_2), a sa druge strane je preko „Revolut“ veze spojeno sa kolenastim vratilom motora. Blokom za unos parametara, slika 4 a), definiše se masa ulaznog vratila i svih elemenata koji su u čvrstoj vezi sa njim i momenti inercije obrtnih delova motora i ulaznog vratila sa elementima, kao i položaj elemenata koji su u vezi sa telom (pogonska masa).

Blokom IC (Initial Condition) definišu se početni uslovi, koji se u ovom slučaju odnose na početni broj obrtaja ω_m motora SUS. Maska za unos ovih podataka prikazana je na slici 4b). Početni uslovi sistemu se saopštavaju preko *Revolut* veze kao i ulazni obrtni moment, odnosno obrtni moment motora M_m .



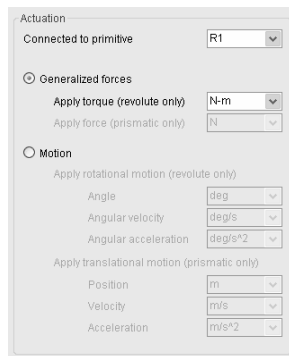
a)



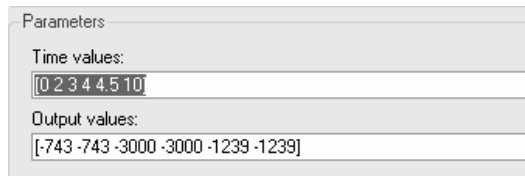
b)

Slika 4 – a) Unos parametara pogonske mase; b) Unos početnih uslova
 Figure 4 – a) Entering parameters of the driving mass; b) Entering the initial conditions

Ovo se realizuje preko Joint Actuator-a, a na osnovu vrednosti koje do-
 bija iz generatora signala, na slici 3. označenog kao moment motora. S obzi-
 rom na to da Joint Actuator može da generiše i položaj, odnosno brzinu i
 ubrzanje, potrebno je definisati željenu veličinu, slika 5. Vrednost obrtnog
 momenta definiše se u funkciji vremena u generatoru signala, slika 5b).



a)



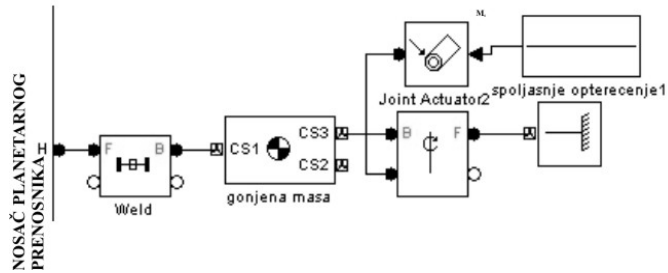
b)

Slika 5 – a) Parametri za izbor veličine za pobuđivanje u Joint Actuator-u;
 b) Parametri za definisanje obrtnog momenta motora
 Figure 5 – a) Parameters for the selection of the size of the excitation in the Joint
 Actuator; b) Parameters to define the engine torque

Model spoljašnjeg opterećenja sistema

Spoljašnje opterećenje predstavlja otpore u vidu obrtnog momenta M_t koji nastaju na pogonskom točku vozila. Sa druge strane, ovo opterećenje definisano je momentom inercija rotirajućih elemenata od planetarnog prenosnika do pogonskog točka, svedenih na izlazno vratilo na slici prikazano

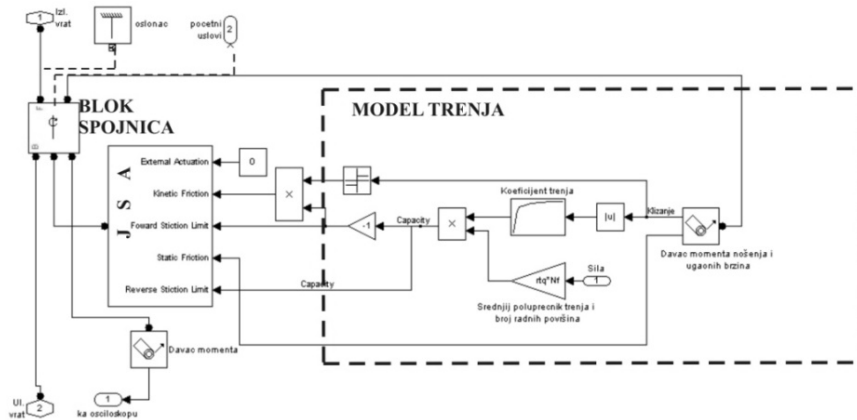
kao gonjena masa. Podsystem koji predstavlja spoljašnje opterećenje sistema prikazan je na slici 6. Ovaj podsystem ima potpuno iste elemente i na potpuno isti način definišu se parametri kao i kod podsystema koji predstavlja uprošćeni model motora SUS, tako da se neće posebno objašnjavati.



Slika 6 – Podsystem za definisanje opterećenja izlaznog vratila
Figure 6 – Subsystem to define the output shaft load

Model za simulaciju rada frikcionih prenosičnika

Kontrola prenosa snage u planetarnim prenosičnicima ostvaruje se preko frikcionih sklopova. Podsystem u okviru koga se simuliraju procesi uključivanja – isključivanja frikcionog sklopa prikazan je na slici 7.



Slika 7 – Podsystem za simulaciju rada frikcionih sklopova
Figure 7 – Subsystem for the simulation of friction components

Ulazni parametri za rad ovog modela su signali u vidu promena ugaonih brzina pogonskih i gonjenih elemenata frikcionog sklopa u vremenu, kao i promena pritiska u funkciji vremena u hidrauličkom sistemu za upravljanje radom višelamelastih frikcionih sklopova.

Izlazna veličina iz ovog podsistema je moment nošenja frikcionog sklopa. Na ovom podsistemu, mogu se razlikovati tri celine i to:

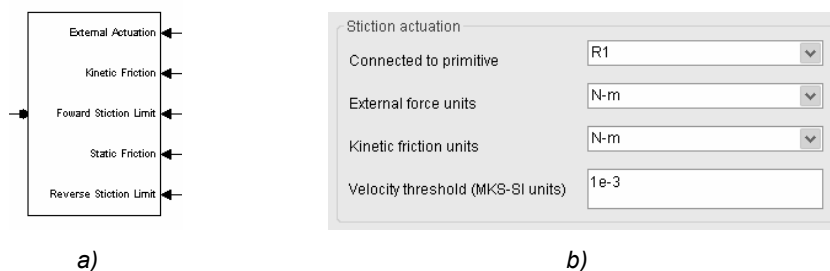
- blok Spojnica,
- Joint Stiction Actuator, označen kao JSA i
- model trenja, uokviren isprekidanom linijom.

Blok spojnica

Blok „Spojnica“ definisan je *Revolute* vezom. Na ovaj način ostvarena je veza između ulaznog i izlaznog vratila, što predstavlja frikcionu spojnicu. Ukoliko se umesto izlaznog vratila postavi oslonac i definišu početni uslovi (ugaona brzina jednaka nuli), veze prikazane isprekidanom linijom na slici 7, onda je u pitanju frikciona kočnica. Iz ovog bloka vode još tri signala. Prvi signal je usmeren ka davaču obrtnog momenta, koji ovaj signal dalje prosljeđuje ka osciloskopu. Drugi signal dolazi od sklopa JSA, koji bloku „Revolute“ saopštava u kakvom stanju je veza između elemenata u funkciji vremena. Treći signal je veza sa davačem momenata i davačem ugaonih brzina pogonskih i gonjenih elemenata, čije se vrednosti koriste kao povratna veza radi definisanja potrebnog momenta nošenja.

Joint Stiction Actuator

Blok u kome se na osnovu ulaznih parametara, konstrukcijskih karakteristika i proračuna odlučuje kojom vrstom i koja će biti vrednost momenta nošenja kojim će se delovati na elemente u relativnom kretanju u frikcionom sklopu naziva se Joint Stiction Actuator, slika 8. a).



Slika 8 – a) Joint Stiction Actuator; b) Parametri koji određuju rad JSA
Figure 8 – a) Joint Stiction Actuator, b) Parameters defining the JSA operation

Joint Stiction Actuator (JSA) povezuje silom trenja dva elementa koja se nalaze u relativnom kretanju na osnovu prethodno definisanih parametara. Parametri kojima se definiše rad JSA prikazani su na slici 8b.

S obzirom na to da sila trenja može da povezuje elemente koji su u međusobnom translatorskom ili rotacionom kretanju, potrebno je iz padajućeg menija definisati vrstu veze. U skladu sa izabranom vrstom veze, potrebno je definisati, takođe iz padajućeg menija, merne jedinice i prag razlike brzine između elemenata koje treba povezati, posle kog dolazi do „zaključavanja“ frikcionog sklopa.

Vrednost relativne ugaone brzine može biti sa pozitivnim ili negativnim predznakom, s obzirom na to da frikcionni elementi mogu biti u ulozi pogonskih, ali i gonjenih elemenata.

U vezi sa ovim JSA razlikuje tri stanja frikcionog sklopa:

- otključano,
- zaključano,
- stanje na čekanju.

Otključano stanje podrazumeva da postoji razlika između ugaonih brzina pogonskih i gonjenih elemenata frikcionih sklopova, kao i da nema dejstva sile na upravljački uređaj frikcionog sklopa.

Zaključano stanje podrazumeva da ne postoji razlika između ugaonih brzina pogonskih i gonjenih elemenata frikcionog sklopa. Moment nošenja određen je statičkim momentom nošenja koji se mora nalaziti u granicama (Forward Stiction Limit i Reverse Friction Limit), koje su definisane proračunskim momentom nošenja.

Stanje na čekanju predstavlja prelazno stanje između stanja „otključano“ i stanja „zaključano“. Moment koji se ostvaruje između pogonskih i gonjenih elemenata frikcionog sklopa određen je proračunskim momentom trenja i zavisi od brzine klizanja između elemenata u relativnom kretanju.

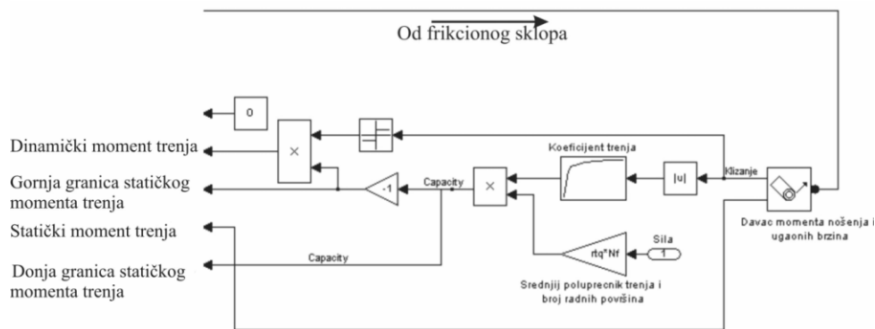
Model trenja

Model trenja (slika 9) vrši proračun momenata koji se javljaju na frikcionom sklopu. Proračun se radi na osnovu:

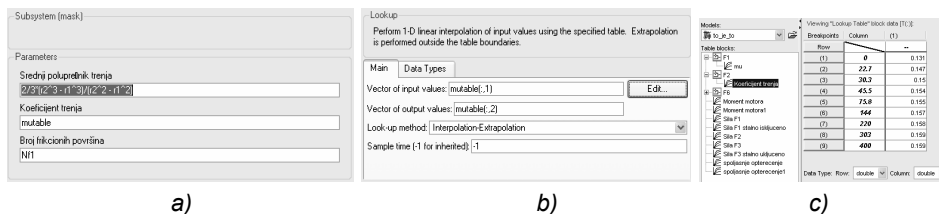
- sile aktiviranja frikcionog sklopa,
- trenutnih vrednosti ugaonih brzina pogonskih i gonjenih elemenata i momenata nošenja i
- tzv. „prethodno definisanih parametara“.

Sila aktiviranja definiše se u funkciji vremena i praktično ne postoje ograničenja u smislu kakvog će oblika ta funkcija biti. Trenutne vrednosti ugaonih brzina pogonskih i gonjenih elemenata i momenata nošenja dobijaju se preko davača direktno sa frikcionih elemenata.

Prethodno definisani parametri odnose se na konstrukcione karakteristike frikcionog sklopa, odnosno na srednji poluprečnik trenja i broj frikcionih površina (slika 10a).



Slika 9 – Model trenja
Figure 9 – Model of friction



a) b) c)

Slika 10 – Parametri modela trenja

a) Konstrukcioni parametri; b) i c) Koefficient trenja u funkciji brzine klizanja

Figure 10 – Friction model parameters

a) structural parameters, b) and c) The coefficient of friction in the function of the slide speed

Pored konstrukcionih parametara u ovom bloku unapred je definisana i vrednost trenja u funkciji brzine klizanja, slika 10. b) i c). Prva kolona predstavlja brzinu klizanja između frikcionih površina i definiše se na osnovu apsolutne vrednosti razlike ugaonih brzina pogonskih i gonjenih elemenata svedene na srednji poluprečnik trenja. Druga kolona predstavlja koefficient trenja za zadatu brzinu klizanja. U narednom bloku određuje se moment nošenja u obliku u obliku:

$$M_n = F * \mu(v_k) * r_{sr} * N_f \quad (1)$$

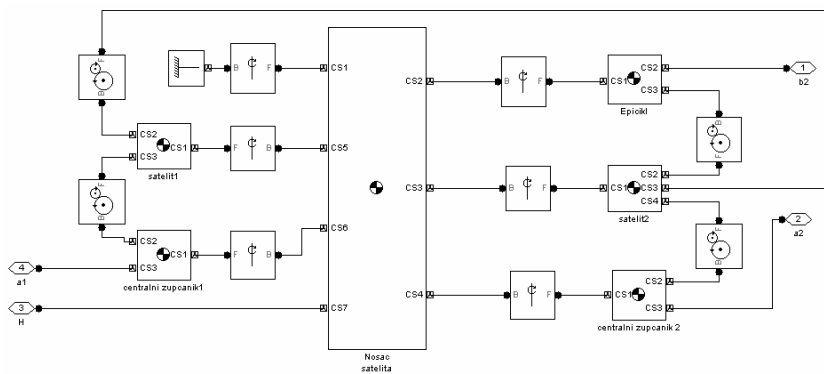
gde je:

- F – sila aktiviranja frikcionih sklopova
- $\mu(v_k)$ – trenje u funkciji brzine klizanja frikcionih površina
- r_{sr} – srednji poluprečnik trenja
- N_f – broj frikcionih površina

Vrednost momenta dobijena izrazom (1) služi za definisanje granica statičkog momenta nošenja. Dinamički moment nošenja takođe se određuje korišćenjem izraza (1) sve do trenutka izjednačavanja ugaonih brzina pogonskih i gonjenih elemenata frikcionog sklopa, kada „prelazi“ u statički moment trenja, koji se mora nalaziti u gore pomenutim granicama.

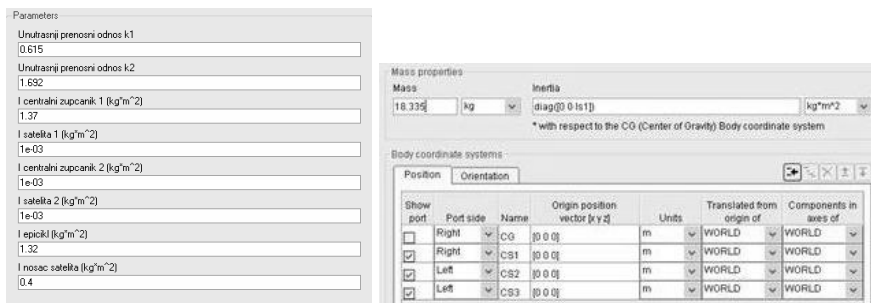
Model za simulaciju rada planetarnog prenosnika

Model za simulaciju rada planetarnog prenosnika tipa Ravigneaux (slika 11) formiran je prema kinematskoj šemi na slici 1.



Slika 11 – Model za simulaciju rada planetarnog prenosnika
Figure 11 – Model of the planetary gear train simulation

Parametri koji sačinjavaju ovaj planetarni prenosnik (mase, momenti inercije, brojevi zubaca) prikazani su na slici 12. a).

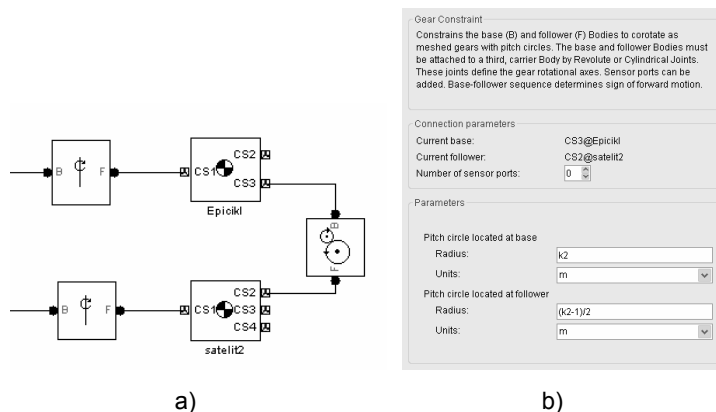


a) Slika 12 – a) Osnovni parametri planetarnog prenosnika tipa Ravigneaux;
b) Parametri zupčanika

Figure 12 – a) Basic parameters of the Ravigneaux planetary gear; b) Gear parameters

Zupčanici su predstavljeni kao čvrsta tela definisana masom, momentom inercije, položajem u odnosu na koordinatni sistem i centrom gravitacije. Parametari zupčanika prikazani su na slici 12. b). Pored definisanja mase i momenta inercije zupčanika potrebno je definisati i veze zupčanika sa drugim telima. Veze se definišu preko koordinatnih sistema i njihovih međusobnih odnosa. U konkretnom slučaju, centralni zupčanik I reda ostvaruje tri veze kod kojih se vektori položaja poklapaju.

Veze između zupčanika su specifične i definisane su specijalnim blokom pod nazivom „Gear Constraint“. Na slici 13. a), prikazana je jedna takva veza između epicikla i satelita II planetarnog reda.



Slika 13 – a) Gear Constraint veza između epicikla i satelita II planetarnog reda;
b) Parametri za definisanje odnosa između dva zupčanika
Figure 13 – a) Gear Constraint connection between the ring and the planetary gear;
b) Parameters for defining relations between the two gears

„Gear Constraint“ definiše vezu između dva zupčanika parametrima poluprečnika kinematskih kružnica. Tela koja su spojena ovakvom vezom sa druge strane moraju biti povezana Revolute vezom kako je to prikazano na slici 13. b). Da bi se ostvarila ovakva veza između dva tela neophodno je u masku za definisanje odnosa dva zupčanika uneti poluprečnike kinematskih kružnica pogonskog i gonjenog zupčanika.

Podsystem za praćenje rezultata simulacije

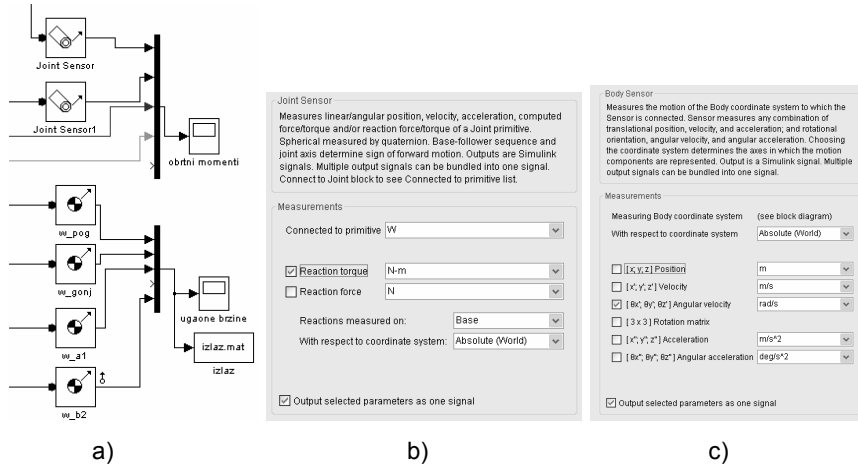
Merenja i beleženje rezultata simulacije simulira se podsystemom za praćenje rezultata simulacije koji je prikazan na slici 14. a). Veličine kojima se opisuju rezultati simulacije su obrtni momenti i ugaone brzine u funkciji vremena. Ovaj podsystem sastoji se od:

- „Sensor“ – a obrtnih momenata,
- „Sensor“ – a ugaonih brzina,
- sabirača signala i
- osciloskopa.

Blokovi tipa „Sensor“ simuliraju rad davača obrtnim momenata i davača ugaonih brzina.

Davač obrtnog momenta može da se koristi i kao davač sile, te je zato potrebno definisati veličinu koja se želi meriti, slika 14. b).

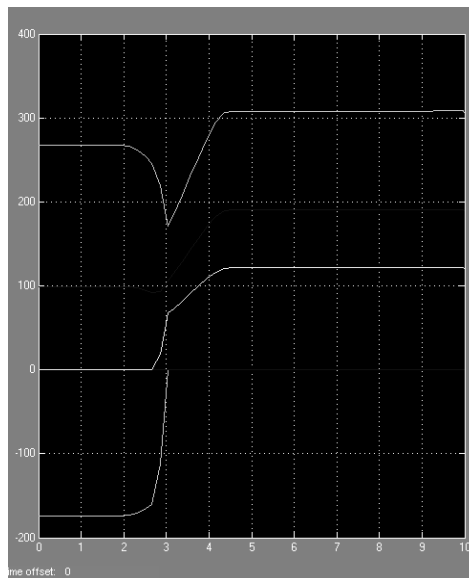
Merno mesta za ovu vrste davača su objekti kojima se definiše veza između dva tela (ranije opisane Weld ili Revolut veze).



Slika 14 – a) Podsystem za praćenje rezultata simulacije; b) i c) Definisiranje rada davača obrtnog momenta i ugaone brzine

Figure 14 – a) Subsystem for monitoring the simulation results, b) and c) Definition of torque and angular velocity sensors

Davač ugaone brzine ima mogućnost merenja i pomaka, brzine, ubrzanja i ugaonog ubrzanja, zbog čega je potrebno definisati veličinu koja se želi meriti, slika 14 c). Merno mesto ovog davača je objekat koji opisuje telo „Body” na slici označeno kao pogonska ili gonjena masa.



Slika 15 – Prikaz rezultata simulacije na osciloskopu
Figure 15 – Overview of the simulation results on an oscilloscope

Osciloskopi omogućavaju vizuelizaciju rezultata simulacije, slika 15. Osnovna namena osciloskopa je vizuelizacija rezultata simulacije, odnosno on poseduje samo najosnovnije funkcije vezane za definisanje mer-nog opsega, „zumiranje“ po obe ose radi sagledavanja vrednosti promenli-ve u tačno određenoj tački, omogućava štampu dobijenih rezultata, odno-sno praćenje rezultata tokom simulacije, u realnom vremenu. Dijagrami ko-ji pružaju mnogo više detalja i koji su namenjeni prezentaciji rezultata si-mulacije dobijaju se upotrebom komande „plot“ iz radnog prostora. Ovakvi dijagrami dobijaju se zahvaljujući objektu na slici 14 a). prikazanom kao „izlaz. mat“, koji rezultate simulacije šalje u radni prostor u vidu matrice.

Analiza rada simulacionog modela

Nakon formiranja modela potrebno je definisati uslove u kojima će se odvijati simulacija i u vezi sa tim potrebno je definisati sledeće:

- konstrukcione parametre prenosnika,
- ulazne parametre,
- spoljašnje opterećenje i
- vreme trajanja simulacije.

Definisanjem konstrukcionih parametara, modelu planetarnog preno-snika se praktično dodeljuju fizičke osobine. Parametri koji se definišu su: unutrašnji prenosni odnosi k_1 i k_2 , mase i momenti inercije zupčanika sa rotirajućim elementima, koeficijent trenja i brojevi frikcionih površina u svakom frikcionom sklopu. Ulazni parametri prenosnika su u stvari izlazni parametri motora, koji pokreće ovaj planetarni prenosnik a to su obrtni momenat i ugaona brzina. Ugaona brzina motora definisana je kao po-četni uslov, prikazan na slici 3. i 4 a). Obrtni moment definisan je signa-lom iz generatora signala, kako je prikazano na slici 3. i 4. b).

Spoljašnje opterećenje predstavlja otpore kretanju vozila i simulira se signalom iz signal generatora preko Joint Actuator-a u obliku obrtnog momenta na izlaznom vratilu prenosnika M_t . Planetarni prenosnik optere-ćen je i „zamajnim masama“, koje simuliraju inerciju vozila prilikom ubr-zavanja, odnosno usporavanja i to opterećenje prikazano je u vidu mo-menta inercije gonjenih masa I_{opt} slika 6.

Ukupna vrednost obrtnog momenta opterećenja na izlaznom vratilu iznosi:

$$M_{tu} = M_t + M_j, \quad (2)$$

gde je M_j – obrtni moment zamajnih masa i iznosi:

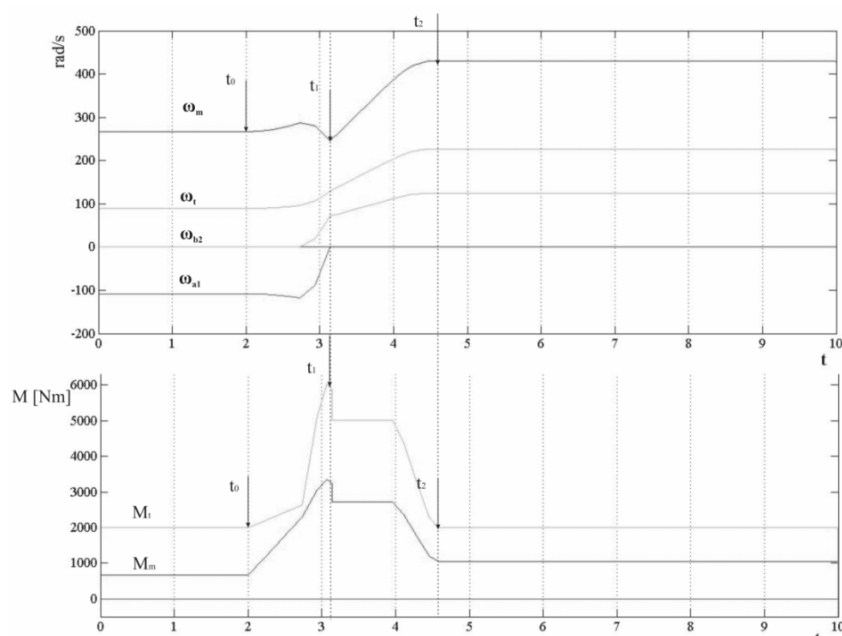
$$M_j = I_{opt} * \dot{\omega}_i \quad (3)$$

gde je $\dot{\omega}_i$ – ugaono obrzanje izlaznog vratila.

Vreme trajanja simulacije iznosi 10 sekundi i može se podeliti u tri intervala. Prvi predstavlja period u kome je uključen prvi stepen prenosa, odnosno aktivna je kočnica F_6 . Drugi period predstavlja prelazni proces, odnosno proces promene stepena prenosa i traje od momenta početka isključivanja kočnice F_6 do momenta potpunog uključivanja kočnice F_1 .

Treći interval predstavlja period u kome je uključen drugi stepen prenosa odnosno aktivna je kočnica F_1 .

Rezultati simulacije na prethodno definisanom modelu prikazani su na slici 16.



Slika 16 – Rezultati simulacije
Figure 16 – Simulation results

Do trenutka t_0 model radi u stacionarnom režimu rada u prvom stepenu prenosa, odnosno aktivna je jedino višelamelasta frikciona kočnica F_6 . U ovoj fazi vrednosti ugaonih brzina motora ω_m i nosača satelita, odnosno izlaznog vratila ω_i , kao i obrtni momenti motora M_m i izlaznog vratila M_i su konstantne.

Ugaona brzina centralnog zupčanika I planetarnog reda ω_{a1} takođe je konstantna samo sa negativnim predznakom, dok je ugaona brzina epicikla II planetarnog reda ω_b , s obzirom na to da je u čvrstoj vezi sa rotirajućim elementima višelamelaste frikционе kočnice F_6 jednaka nuli. Promena stepena prenosa, odnosno prelazni proces, počinje u trenutku t_0 isključivanjem frikcionog sklopa F_6 i istovremenim uključivanjem frikcionog sklopa F_1 . Istovremeno

se povećava ulazni obrtni momenat. U početnoj fazi ovog intervala dolazi do blagog rasterećenja motora, koje se ogleda u povećanju ugaone brzine ω_m , što je posledica povećanja ulaznog obrtnog momenta i početka isključivanja frikcionog sklopa F_6 . U drugoj fazi ovog intervala, kako frikcioni sklop F_1 preuzima na sebe moment nošenja, ω_m počinje da opada. Tokom trajanja prelaznog procesa vrednost ugaone brzine izlaznog vratila ω_i , kao i obrtni moment M_i , raste. Ugaona brzina epicikla ω_b takođe počinje da raste, dok centralni zupčanik I planetarnog reda, zbog aktiviranja frikcionog sklopa F_1 , prelazi u stanje mirovanja, odnosno njegova ugaona brzina ω_{a1} opada i u trenutku t_1 ima vrednost jednaku nuli. Potpuno uključivanje frikcionog sklopa F_1 završava se u trenutku t_1 , kada se na izlaznom vratilu ostvaruje maksimalni moment i od tog trenutka počinje period sinhronizacije koji se ogleda istovremenim porastom ugaonih brzina ulaznog i izlaznog vratila. Promena stepena prenosa završava se u trenutku t_2 , kada se uspostavlja stacionarni režim rada u drugom stepenu prenosa. Sa slike 16. može se videti da je promena stepena prenosa izvršena bez prekida toka snage, odnosno nije došlo do prekida ili do pada vrednosti obrtnog momenta M_i na izlaznom vratilu.

Formirani simulacioni model omogućava virtualno ispitivanje planetarnog prenosnika odnosno analizu uticaja pojedinih parametara na ponašanje prenosnika tokom promene stepena prenosa. Drugim rečima stvorena je mogućnost da se ispita ponašanje modela za simulaciju u različitim uslovima rada. Na raspolaganju su sledeće mogućnosti:

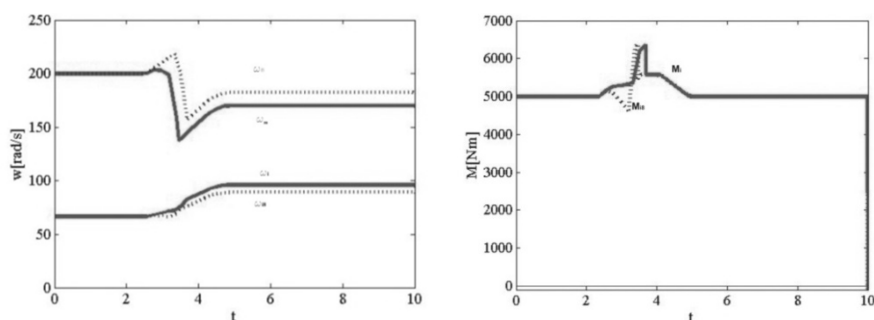
- promena konstrukcijskih parametara,
- promena ulaznih parametara,
- promena parametara opterećenja i
- promena parametara koji definišu „strategiju“ promene stepena prenosa.

Promena konstrukcijskih parametara omogućava modifikaciju formiranog modela prenosnika. Analizom simulacije modifikovanog modela u istim uslovima kao i pre modifikacije može se zaključiti kakav uticaj imaju pojedini konstrukcioni parametri na proces promene stepena prenosa (mase i momenti inercije pojedinih sklopova, pritisci u frikcionim sklopovima, broj frikcionih površina u frikcionim sklopovima itd.). Sa druge strane, promenom vrednosti unutrašnjih prenosnih odnosa k_1 i k_2 stvara se potpuno novi planetarni prenosnik. Promenom ulaznih parametara (obrotni momenat i broj obrtaja motora) i parametara opterećenja (moment inercije zamajnih masa i moment kočnice) može se analizirati uticaj ovih parametara na proces promene stepena prenosa.

Definisanje „strategije“, podrazumeva određivanje načina promene stepena prenosa: sa prekidom toka snage ili bez prekida toka snage (sa optimalnim ili sa suvišnim preklapanjem), kao i dužinu trajanja prelaznog procesa.

Na slici 17 a) prikazan je uporedni dijagram promene ugaonih brzina ulaznog ω_m i izlaznog vratila ω_i za slučaj povišenog spoljašnjeg optereće-

nja i za slučaj povišenog spoljašnjeg opterećenja, ali sa smanjenim brojem frikcionih površina (ω_{m8} ω_{i8}). Na slici 17. b) prikazan je uporedni dijagram promene obrtnih momenata izlaznog vratila za slučaj povišenog spoljašnjeg opterećenja M_i i za slučaj povišenog spoljašnjeg opterećenja M_{i8} , ali sa smanjenim brojem frikcionih površina $N_{f1} = 8$.



Slika 17 – Uporedni dijagram: a) promene ugaonih brzina i b) promene obrtnih momenata
 Figure 17 – Comparative chart: a) changes in angular velocity and b) change of torque

Konstrukcijom je predviđeno da sklop F_1 ima 12 frikcionih površina, odnosno pet frikcionih lamela. Broj frikcionih lamela u ovom sklopu smanjivan je za jedan, a zatim je pokretana simulacija i na osciloskopu su se pratili rezultati. Uklanjanjem jedne frikционе lamele, odnosno posmatranjem simulacije sa 10 frikcionih površina u frikcionom sklopu F_1 , može se zaključiti da se promena stepena prenosa obavlja korektno uz izvesno produženje procesa sinhronizacije. Daljim smanjenjem broja frikcionih površina prikazan je slučaj za $N_{f1} = 8$, trajanje prelaznog procesa se značajno povećava, odnosno znatno je klizanje u frikcionom sklopu F_1 , što utiče na povećanje broja obrtaja motora.

Zaključak

U radu je prikazano modeliranje procesa promena stepena prenosa u planetarnom menjačkom prenosniku pomoću računara u Matlab/Simulink okruženju.

Navedeni rezultati pokazuju da primena savremenih metoda i tehnika u projektovanju složenih prenosnika kakav je planetarni prenosnik omogućava brzu procenu alternativa i njegovu optimizaciju. Na taj način stvaraju se mogućnosti za kvalitetnu analizu prelaznog procesa prilikom promene stepena prenosa, kao i analizu uticaja konstrukcijskih parametara prenosnika na proces promene stepena prenosa. Osim toga, moguće je analizirati i uticaje parametara koji definišu „strategiju“ promene stepena prenosa, kako bi se ova složena radnja realizovala što efikasnije.

Tradicionalno projektovanje bazira se na principu „trial-and-error“, što zahteva dosta novca i vremena. Računarski podržano modeliranje procesa promene stepena prenosa omogućava generisanje različitih varijanti virtuelnih modela prenosa sa relevantnim podacima o njegovim osobinama čime se projektantima omogućava podrška u donošenju odluka u iterativnom procesu projektovanja, odnosno donošenje adekvatnih odluka u početnim fazama projektovanja.

Literatura

[1] Živanović, Z., Janićijević, N., *Automatske transmisije motornih vozila*, ECOLIBRI, Beograd, 2000.

[2] Grkić, A., *Simulacija rada planetarnog menjačkog prenosa pri promeni stepena prenosa bez prekida toka snage*, Magistarski rad, Mašinski fakultet, Beograd, 2008.

[3] Grkić A., Muždeka, S., Duboka, Č., Simulacioni model višelamelastih frikcionih sklopova, *Vojnotehnički glasnik*, vol. 57, br. 1, pp. 65–80, Beograd, 2009.

[4] Krsmanović, M., Muždeka, S., Grkić, A., Arsenić, Ž., *Simulacija rada elemenata sistema za prenos snage prilikom polaska motornog vozila s mesta*, 21. međunarodni naučnostručni skup *Nauka i motorna vozila 2007*, JUMV – SP – 0702, ISBN 978–86–80941–32–5, NMV0756S, Beograd, 2007.

[5] Lang T., Schyr Ch., Simulation Aided Proces for Developing Powertrains, SAE Convention, Sao Paulo Brasil, October 2000.

MODELING OF THE PROCESS OF GEAR SHIFTING IN PLANETARY GEAR TRAINS OF MOTOR VEHICLES

Summary:

Gear boxes, i. e. the realization of their functions, especially gear shift, have a big impact on vehicle operation quality through their effects on the performance of vehicles and their comfort. This paper shows a method of modeling the transition process during gear shifting in planetary gear trains. The simulation model is developed with in order to provide virtual research of planetary gear trains, which would positively decrease the number of real prototypes, thus considerably saving time and contributing to the quality improvement of the final product (planetary gear train) and vehicles in general.

Introduction

Modeling of gear shift processes has been carried out on the planetary gear type Ravigneaux used in planetary gear trains of motor vehicles.

The model was developed modularly, so that more simulation models can be added to the whole. At the same time each subsystem is a model for itself and can be used independently from the main model.

Simplified engine model

Bearing in mind that, for the simulation of the planetary gear which is the subject of this paper, the necessary input parameters are in the form of engine torque M_m , angular velocity and motor ω_m moment of inertia of rotating engine components reduced to the input shaft gear, a simplified model of an internal combustion engine has been formed.

Model of external load

External load resistance is in the form of the torque M_t occurring on the drive wheel of the vehicle. On the other hand, this load is defined by the moment of inertia of rotating elements from the planetary gear to the drive wheel, reduced to the output shaft.

Model of friction transmission simulation

Transmission power control in planetary gears is achieved through friction components. The output size of this subsystem is the moment of carrying the friction assembly.

Simulation model of the planetary gear train

The model simulation of the planetary gear type Ravigneaux was formed in accordance with the kinematic scheme of the gear train. The gears are presented as a solid body defined by mass, moment of inertia, position with respect to the system and the center of gravity.

Subsystem for monitoring the simulation results

Measuring and recording the simulation results are simulated with the simulation tracking subsystem. The simulation results are described through the torque and the angular velocity as a function of time.

Analysis of the simulation model

Forming a simulation model enables virtual testing of the planetary gear and the analysis of the impact of certain parameters on the behavior of the gear during gear changes. In other words, an opportunity has been created to examine the behavior of the model while simulating different conditions.

Conclusion

This paper presents the modeling of the gear change process in a planetary gear using computers in the Matlab / Simulink environment. Computer-aided modeling of the gear change process enables the generation of different versions of virtual gear models with relevant data about their characteristics thus helping designers in their decision making in the iterative process of design, i. e. in making appropriate decisions in the early stages of design.

Key words: model, simulation, planetary gear train, gear shifting

Datum prijema članka: 04. 10. 2010.

Datum dostavljanja ispravki rukopisa: 10. 12. 2010.

Datum konačnog prihvatanja članka za objavljivanje: 13. 12. 2010.