

XVI Međunarodni naučno-stručni skup NAUKA I MOTORNA VOZILA
International Conference SCIENCE AND MOTOR VEHICLES

N **97**
AUTOMOBILSKA TEHNIKA
NA PUTU KA VEĆOJ MOBILNOSTI

JUMV - SP - 9702



YU-97454

Stojković S., Šušteršić V., Gordić D., Luković B.:

OPTIMIZACIJA HIDRAULIČKOG SISTEMA ZA AKTIVIRANJE FRIKCIIONIH SPOJNICA U TURBO-PLANETARNIM MENJAČIMA

OPTIMIZATION OF HYDRAULIC SYSTEM FOR ACTUATION OF FRICTION CLUTCHES IN TURBOPLANETARY GEAR TRANSMISSION

Mašinski fakultet, Kragujevac

IZVOD: Za pravilan rad automatskog turboplanetarnog menjača neophodno je da upravljački sistem obezbedi kontinualno uključivanje, brzo, kontinualno i potpuno isključivanje frikcionih lamelastih spojnika koje se ostvaruje u tri faze: eliminacija zazora između lamela, kontakt lamela sa proklizavanjem i kontakt lamela bez proklizavanja. U radu je pokazano da se optimizacija uključivanja lamela postiže pravilnim izborom brzine klipa hidrocilindra i korišćenjem ventila proporcionalnosti radnog pritiska, a optimizacija isključivanja spojnica korišćenjem centrifugalnog kugličnog regulatora.

KLJUČNE REČI: lamela, automatski menjač, ventil proporcionalnosti radnog pritiska, centrifugalni kuglični regulator

ABSTRACT: In order to have a regular operation of an automatic turboplanetary transmission, it is necessary that a control system provides a continuous turning on and a fast, continuous and definite turning off of friction disc clutches, which is accomplished in three stages: a removing of a clearance between clutches, a contingency of clutches with a slippage and a conjunction of clutches without the slippage. It is shown in the paper that the optimization of turning on clutches is obtained by a proper selection of a hydro-cylinder piston velocity and by employing a proportional operative pressure valves, and optimization of turning off clutches is obtained by using a centrifugal ball regulator.

KEY WORDS: disk clutch, turboplanetary transmission, valves of proportional operative pressure, centrifugal ball regulator

1. UVOD

Rednom, paralelnom i kombinovanom vezom turbovarijatora i višestepenog planetarnog menjača formiraju se višestepeni kontinualno-diskontinualni menjači. Sadejstvo turbovarijatora i diferencijala čini pogodnim menjanje stepena prenosa pomoću frikcionih lamelastih spojnika i kočnica, pri čemu izostaje potreba za korišćenjem glavnog kvačila. Kako je frikcionala lamelasta kočnica samo specijalan slučaj frikcione lamelaste spojnice, to se u nastavku rada termin spojnika odnosi i na kočnicu.

Predmetne frikcione lamelaste (diskaste) spojnice predstavljaju izvršne upravljačke organe elektro-hidrauličnog upravljačkog sistema. Od njihovog pravilnog funkcionisanja u velikoj meri zavisi pravilan rad upravljačkog sistema, a time i samog menjača i vozila kao celine.

Upravljački sistem treba da ostvari:

- kontinualno uključivanje spojnika sa ciljem da se izbegnu udarna opterećenja u procesu uključenja i vibracije nakon uključenja;
- brzo isključivanje spojnika i njihovo potpuno rasterećenje kako bi se doprinelo efikasnom upravljanju;
- minimalni rad trenja frikcionih površina, tj. dug radni vek i što manje gubitke energije;
- prenos snage bez prekida njenog toka, čime se postiže bolja dinamika vozila, veća produktivnost, duži radni vek pogonskog sistema i dr.

U ovom radu su izložena istraživanja vezana za prva dva kompleksna problema, pri čemu se, izvedenim rešenjima delimično rešava i treća grupa zadataka. Inače, ovo je izvod iz aktivnosti u okviru strateškog projekta "Istraživanje i razvoj

automatskih turboplanetarnih menjača za teška vozila" koji participira Ministarstvo za nauku i tehnologiju Srbije i više firmi korisnika.

2. KONTINUALNO UKLJUČIVANJE FRIKCIONE LAMELASTE SPOJNICE

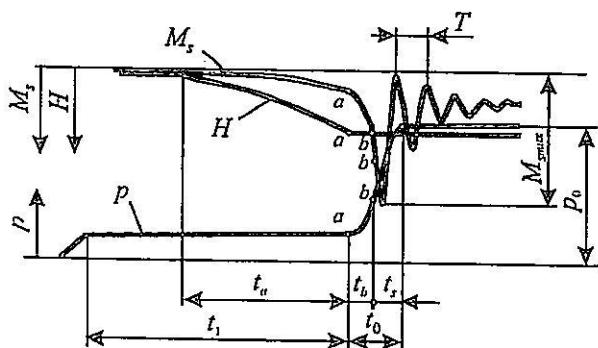
Jedan od najvažnijih i najtežih zadataka sistema za automatsko upravljanje menjačem je obezbeđenje kontinualnog uključivanja spojnika. Ovaj problem se rešava na različite načine. Najčešće se koriste rešenja:

- pomoću vazdušnih akumulatora;
- pomoću ventila za kontinualnu promenu pritiska na principu prigušivanja;
- pomoću ventila za kontinualnu promenu prelivnog protoka, takođe na principu prigušivanja.

Nekada se na istom višestepenom menjaču kombinovano koriste prethodni uredaji. Pristup rešenjima stranih firmi praktično nije moguć, jer su rešenja pod embargom.

Ovde je reč o neposrednom zadatku da se odredi optimalna karakteristika porasta pritiska u hidrocilindru tokom procesa uključenja spojnice i da se definise hidraulična komponenta upravljačkog sistema pomoću koje se postiže tražena karakteristika.

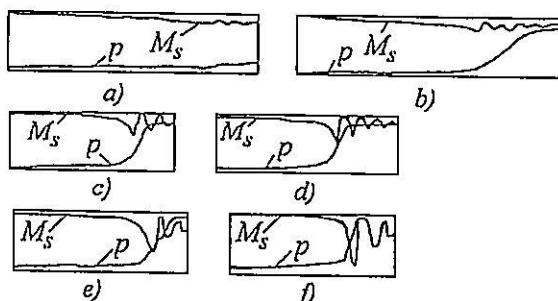
Eksperimentima je utvrđeno [1] da od brzine porasta pritiska u hidrocilindru frikcione spojnice zavisi promena obrtnog momenta izlaznog vratila. Ispitivanja na probnom stolu, imitirajući uslove rada vozila, bez ventila za kontinualnu regulaciju pritiska, daju promenu pritiska p , hoda klipa H i obrtnog momenta M_g u vremenu t (slika 1).



Slika 1. Promene parametara pri uključivanju spojnice bez uređaja za kontinualno uključivanje

Sa t_1 je označeno vreme hoda klipa kojim se eliminisu zazori izmedu lamela, vreme t_b odgovara hodu klipa koji je praćen proklizavanjem lamela, interval t_s označava trajanje porasta pritiska po prestanku kretanja klipa hidrocilindra, a t_0 ukupno vreme rasta pritiska od dodira lamela da kraja procesa uključivanja spojnice. Očigledno je da vreme t_1 predstavlja najveći deo trajanja uključivanja spojnice i da ga treba svesti na što manju meru. Zbog toga treba nastojati da se zazori svedu na dopušteno malu meru, a da brzina klipa bude dopušteno velika. Međutim vreme $t_0 = t_b + t_s$ treba racionalno produžiti kako bi se izbegla nepovoljna dinamika menjачa, odnosno vozila. Uticaj ovog vremena na prigušno oscilovanje obrtnog momenta prikazano je na sl. 2 /2/. Oscilogrami se razlikuju u funkciji intenziteta porasta pritiska i broja obrtaja vodećeg vratila, pri čemu su vrednosti dinamičkog momenta menjaju prema sledećem pregledu:

- a) $n=950 \text{ o/min}, M_s \max = 220 \text{ daNm}, t_0=2,5 \text{ s};$
- b) $n=930 \text{ o/min}, M_s \max = 320 \text{ daNm}, t_0=0,45 \text{ s};$
- c) $n=950 \text{ o/min}, M_s \max = 645 \text{ daNm}, t_0=0,15 \text{ s};$
- d) $n=1350 \text{ o/min}, M_s \max = 760 \text{ daNm}, t_0=0,4 \text{ s};$
- e) $n=1350 \text{ o/min}, M_s \max = 920 \text{ daNm}, t_0=0,35 \text{ s};$
- f) $n=1345 \text{ o/min}, M_s \max = 1270 \text{ daNm}, t_0=0,25 \text{ s};$



Slika 2. Oscilogrami uključivanja spojnice sa ventilom proporcionalnosti pri različitim intenzitetima porasta pritiska

Iz pregleda se vidi da sa porastom brzine vodećeg vratila i smanjenjem vremena porasta pritiska amplitudne dinamičkog momenta spojnice rastu, što ukazuje na način traženja rešenja.

Analizom procesa uključivanja lamelaste spojnice utvrđene su tri karakteristične faze:

- eliminacija zazora izmedu lamela frikcione spojnice,
- povećanje pritiska u hidrocilindru kojim se ostvaruje proklizavane lamela,

- nastavak povećanja pritiska kojim se postiže spajanje lamela bez proklizavanja.

Prva faza rada hidrocilindra predstavlja vreme kašnjenja efektivnog uključivanja prenosa i prekida toka snage pri promeni stepena prenosa, pa treba da traje što je moguće kraće. Skraćenje ovog vremena se postiže povećanjem protoka, povećanjem provodnosti upravljačkog hidrosistema i smanjenjem radne zapremine hidrocilindra. Smanjenje radne zapremine se postiže svodenjem zazora izmedu lamela na optimalni minimum, smanjenjem broja pari lamela i povećanjem pritiska.

U drugoj fazi uključivanja spojnice ostvaruje se dodir lamela uz njihovo proklizavanje. Kraj druge i početak treće faze (tačka b na sl. 1) predstavlja trenutak uključenja spojnice. On se prepoznaje po izjednačenju brzina pogonskog i gonjenog vratila, kao i po karakteru promene dinamičkog momenta. U tom trenutku dinamički moment ima najveći gradijent povećanja. U trećoj fazi prestaje dejstvo momenta trenja klizanja izmedu lamela, ali inercija obrtnih masa uslovjava dalje povećanje dinamičkog momenta do njegove najveće vrednosti, posle čega u transmisiji nastaje prigušni oscilatorični proces.

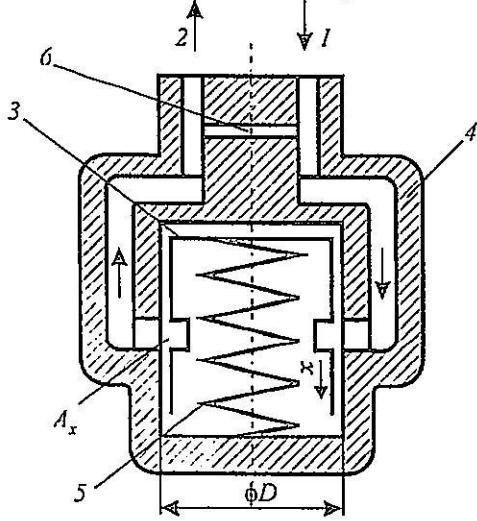
Najvažniji faktori koji utiču na izbor optimalne karakteristike porasta pritiska u hidrocilindru predstavljaju dinamička opterećenja u transmisiji i karakter kretanja automobila za vreme uključivanja spojnice. Najveći dinamički moment najčešće nastupa nakon spajanja lamela (bez proklizavanja). Njegova vrednost zavisi od parametara koji definišu proklizavanje (dinamički moment na kraju proklizavanja i njegov prvi izvod) i parametara koji definišu prelazni proces posle spajanja (frekvencija sopstvenih oscilacija sistema i brzina vozila na kraju proklizavanja).

Na dinamička opterećenja u transmisiji vozila pri uključivanju frikcione spojnice može da se utiče promenom krutosti transmisije, momenta inercije članova i režimom uključivanja spojnice, koji se definiše početnom relativnom brzinom proklizavanja $(\omega_1 - \omega_2)/\omega_1$, te veličinom i karakterom porasta momenta trenja (materijali frikcionih površina, efikasnost podmazivanja, vrsta radnog fluida itd.). Manje komplikovan i efikasniji način smanjivanja dinamičkih opterećenja predstavlja povećanje vremena proklizavanja spojnice, što se postiže sporijim porastom radnog pritiska. Treba primetiti da vreme proklizavanja mora biti ograničeno dopustivim intenzitetom habanja površina trenja diskova.

Kontinualno povećanje pritiska u hidrocilindru postiže se smanjivanjem protoka u dovodnom vodu i povećanjem krutosti hidrauličkog sistema. Odgovarajuće smanjenje protoka postiže se primenom promenljivog prigušnika na dovodnom ili povratnom vodu. Prvo se postiže ventilom kontinualnosti prigušnog tipa, a drugo ventilom kontinualnog preliva. Promena krutosti hidrauličkog sistema postiže se primenom dopunskih elastičnih komponenata (oprugama ili komprimovanim vazduhom).

Izvršena je komparacija funkcionalne i konstruktivne valjanosti sva tri načina. Utvrđeno je da se pomoću ventila kontinualnog povećanja pritiska postiže povoljniji zakon promene pritiska u drugoj i trećoj fazi uključivanja spojnice.

Ventilom kontinualnog preliva i vazdušnim akumulatorom to se postiže u prvoj i drugoj fazi uključivanja spojnica. Kako druga i treća faza imaju prevashodan uticaj na dinamiku uključivanja spojnica, zaključeno je da ventil za kontinualno povećanje pritiska prigušnog tipa predstavlja najpovoljniju komponentu za postizanje željene promene pritiska u hidrocilindru lamelastih frikcionih spojница. Predlog mogućeg konstruktivnog rešenja takvog ventila je prikazano na sl. 3.



Slika 3. Šema ventila kontinualne promene pritiska napajanja hidrocilindra; 1 - kanal za dovod ulja, 2 - kanal odvoda ulja, 3 - klip ventila, 4 - telo ventila, 5 - opruga, 6 - posredni kanal

Ventil kontinualnosti mora u određenom smislu, da ispunjava protivrečne zahteve. S jedne strane treba da obezbedi veliku brzinu kretanja klipa hidrocilindra u prvoj fazi, a s druge strane, kontinualno povećanje radnog pritiska u drugoj i trećoj fazi. To se postiže na sledeći način. U fazi eliminacije zazora između lamela pritisak u hidrocilindru je relativno mali pa klip 3 ventila (sl. 3.) zauzima gornji položaj. U drugoj fazi (fazi proklizavanja) pritisak na izlazu iz ventila raste pa se klip 3 ventila pomera na račun skupljanja opruge i smanjuje površinu varijabilnog prigušnika A_x . U trećoj fazi - bez proklizavanja lamela, punjenje hidrocilindra se ostvaruje kroz kanal 6, koji ima mali protočni presek.

Za precizniji proračun ventila proporcionalnog izlaznog pritiska potrebno je odrediti proračunske parametre laboratorijskim putem, simulirajući određeno vozilo i njegove režime rada /51/.

3. ISKLJUČIVANJE LAMELASTE FRIKCIIONE SPOJNICE

Isključivanje lamelastih frikcionih spojница treba da se izvodi brzo, uz potpuno isključenje spojnice. Isključivanje se vrši pomoću hidrocilindra, koristeći njegov povratni hod. Hidrocilindar se, najčešće, obrće zajedno sa spojnicom. Centrifugalne sile radne tečnosti (sl. 4.), koje se pri tom javljaju, imaju diferencijalnu vrednost na tekućem radijusu:

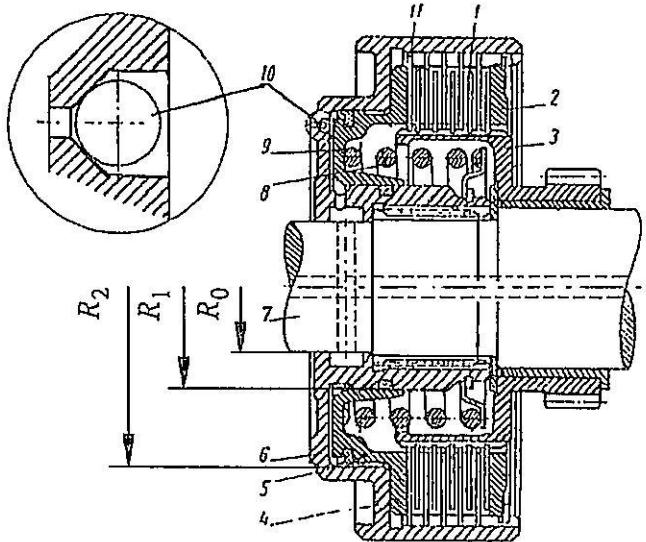
$$dp_c = \rho \cdot \omega^2 \cdot R \cdot dR \quad (1)$$

gde je:

ρ [kg/m³] - gustina radne tečnosti,

p_c [Pa] - pritisak usled centrifugalne sile radne tečnosti,

ω [s⁻¹] - ugaona brzina obrtanja radne tečnosti,
 R [m] - tekući radijus položaja radne tečnosti.



Slika 4. Frikcionala spojnica sa hidrauličnim upravljanjem
 1 - paket frikcionih diskova, 2 - disk sa oslanjanjem,
 3 - unutrašnji doboš, 4 - spoljašnji doboš, 5 - zaptivka,
 6 - radni cilindar, 7 - vratilo, 8 - povratna opruga, 9 - klip,
 10 - centrifugalni kuglični ventil, II - potisni disk

Centrifugalne sile radne tečnosti koja rotira izazivaju na tekućem radijusu pritisak:

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

i silu na klip cilindra sa unutrašnjim poluprečnikom R_1 i spoljašnjim poluprečnikom R_2 :

$$F_c = \int_{R_1}^{R_2} p_c \cdot 2 \cdot R \cdot \pi \cdot dR = \frac{\pi \cdot \rho \cdot \omega^2}{4} \cdot [R_2^4 - R_1^4 - 2 \cdot R_0^2 \cdot (R_2^2 - R_1^2)]. \quad (3)$$

Za način uvođenja ulja u hidrocilindar prikazan na sl. 4. poluprečnik R_0 je mnogo manji od R_2 , pa se prethodni izraz može opravdano uprostiti i napisati u obliku:

$$F_c = \frac{\pi \cdot \rho \cdot \omega^2}{4} \cdot [R_2^4 - R_1^4]. \quad (4)$$

Sila prema obrascu (4) ima konstantnu vrednost posle rasterećenja radne komore hidrocilindra. Kad se klip hidrocilindra vraća pomoću opruge, kao na sl. 4., sili F_c se suprotstavlja sili opruge F_{op} . Pri tome, može da se desi da se potpuno isključenje ne ostvari - ako je $F_c > F_{op}$, ili da se potpuno isključenje ostvaruje sporo, sa kašnjenjem. Da bi se ta pojava izbegla, u obrtnim cilindrima se izraduju otvori koji se nalaze na radijusu približnom radijusu R_2 . U daljem radu se smatra da su ovi radijusi jednaki. Kroz te otvore radna tečnost se stalno istiskuje dok traje uključenost spojnice, što zahteva povećani protok pumpa, a dovodi do povećanja gubitaka i zagrevanja ulja. Sem toga, radna komora cilindra je izložena priljanju produktima centrifugiranja.

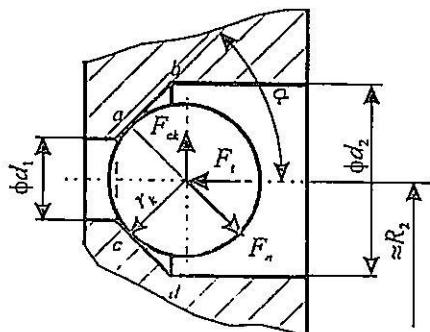
Ovi nedostaci se mogu izbeći primenom centrifugalnog kugličnog ventila. (sl. 4. i 5.). Pomenuti ventil se sastoji iz protočnog otvora prečnika d_1 , cilindrične kućice prečnika d_2 i kuglice prečnika d_k većeg od d_1 (sl. 5.). Pri rotiranju cilindra 6 (ako nema radnog fluida) centrifugalna sila F_{ck} kuglice

priljubljuje kuglicu uz spoljnu površinu kućice prečnika d_2 . Rad ventila se sastoji u tome da pri statičkom pritisku p_0 moment sile pritiska tečnosti na kuglicu M_l mora biti veći od momenta centrifugalne sile kuglice M_c ($M_l > M_c$), da bi ventil bio zatvoren, i obrnuto ($M_l < M_c$), da bi ventil bio otvoren. Pri zatvorenom ventilu na ustaljenom režimu rada spojnica može se smatrati da je ugaona brzina tečnosti ω jednaka ugaonoj brzini cilindra ω_c . Moment dejstva tečnosti na kuglicu može da se izradi jednačinom:

$$M_l = p \cdot \pi \cdot r_k^3 \cdot \cos^3 \alpha. \quad (5)$$

gde je:

p [Pa] - pritisak tečnosti,
 α [$^\circ$] - polovina ugla konusa.



Slika 5. Konstruktivne mere i šema dejstva centrifugalnog kugličnog ventila

Za vreme dovoda ulja u radni prostor hidrocilindra, kada je kuglični ventil zatvoren, pritisak tečnosti, imajući u vidu relaciju (2), ima vrednost:

$$p = p_0 + \frac{\rho}{2} \cdot \omega^2 \cdot (R_2^2 - R_0^2). \quad (6)$$

Kada nema dovoda radne tečnosti, tj. kada je radni prostor hidrocilindra spojen sa povratnim vodom, pritisak tečnosti odgovara vrednosti centrifugalnog pritiska:

$$p = p_c = \frac{\rho}{2} \cdot \omega^2 \cdot (R_2^2 - R_0^2). \quad (7)$$

Kada je kuglični ventil zatvoren, moment dejstva centrifugalne sile na kuglicu iznosi:

$$M_c = m_k \cdot \omega^2 \cdot R_2 \cdot r_k \cdot \sin \alpha = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \rho_k \cdot r_k^4 \cdot R_2 \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha, \quad (8)$$

gde je:

m_k [kg] - masa kuglice,

ρ_k [kg/m³] - gustina materijala kuglice.

Uslov za održavanje kuglice u položaju zatvorenog ventila ($M_l > M_c$) se izražava nejednačinom

$$p \cdot \pi \cdot r_k^3 \cdot \cos^3 \alpha > \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \rho_k \cdot r_k^4 \cdot R_2 \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha \quad (9)$$

Zamenjujući izraz (6) u prethodno navedeni izraz (9) dobija se izraz za r_k :

$$r_k < \frac{3 \cdot (2 \cdot p_0 + \rho \cdot \omega^2 \cdot (R_2^2 - R_0^2)) \cdot \cos^3 \alpha}{4 \cdot \rho_k \cdot R_2 \cdot \omega^2 \cdot \sin \alpha} \quad (10)$$

U cilju očuvanja protočnog preseka mogu da se preporuče zavisnosti /2/:

$$d_1 = (0,45 - 0,83) \cdot d_k \text{ i } d_2 = (1,1 - 1,3) \cdot d_k. \quad (11)$$

Ako bi ugaona brzina bila veća od vrednosti definisane

obrascem (9) ventil bi se otvorio, prema tome, gornja granična vrednost ugaone brzine mora da zadovolji uslov:

$$\omega_g < \sqrt{\frac{6 \cdot p_0 \cdot \cos^3 \alpha}{4 \cdot \rho_k \cdot r_k \cdot R_2 \cdot \sin \alpha - 3 \cdot \rho \cdot (R_2^2 - R_0^2) \cdot \cos^3 \alpha}} \quad (12)$$

Isključenje frikcione spojnice nastupa prekidom veze pumpe sa hidrocilindrom. U tom trenutku pritisak tečnosti na kuglicu pada sa vrednosti $p_0 + p_c$ na vrednost p_c . Tada moment M_c postaje veći od M_l i ventil se otvara. Pri tome, sve dok je $F_{op} > F_c$, klip hidrocilindra istiskuje radnu tečnost istovremeno kroz povratni vod i kroz kuglični ventil. Ugaona brzina koja odgovara jednakosti $F_c = F_{op}$, prema relaciji (4) iznosi:

$$\omega_d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{op}}{\pi \cdot \rho \cdot (R_2^2 - R_1^2)}} \quad (14)$$

Na ovoj brzini, koja predstavlja graničnu vrednost, spojica je isključena, tj. uspostavljene su nominalne vrednosti zazora između lamela. Na vrednosti $\omega < \omega_d$ kuglični ventil se zatvara. To znači, ako bi jednakost nastupila na vrednosti ω manjoj od proračunate ω_d , pri kojoj se ostvaruju konstruktivno predviđeni zazori, spojica neće biti potpuno isključena. To bi dovelo do povećanih energetskih gubitaka i do pojačanog habanja frikcionalnih diskova.

Iz priloženog se vidi da je rad centrifugalnog kugličnog ventila određen intervalom ugaonih brzina $\omega_d < \omega < \omega_g$. U ovom intervalu ventil je zatvoren pri uključivanju spojnice a otvoren pri njenom isključivanju. Primena ispusnih otvora nema ovo ograničenje, ali bi istovremeno korišćenje ovog rešenja dovelo do superponiranja njihovih mana.

4. ZAKLJUČCI

Razmotrena su tri tehnička rešenja kojima se, sa različitim uspehom, optimizira uključivanje spojnice. Izvršena je analiza i data konstruktivna koncepcija ventila proporcionalnosti radnog pritiska.

Analizirana su tri načina kojima se uz različite nedostatke, ostvaruju tehnički zahtevi vezani za isključivanje spojnice. U radu je prikazan centrifugalni kuglični regulator, izvršena je analiza njegovog dejstva, metodologija njegovog proračuna i data je konstruktivna koncepcija.

LITERATURA

/1/ И.Г.ШЕЙНКЕР И ДР.: "К вопросу обес печени я плавного включения фрикционных муфт гидравлической передачи" - Автомобильнија промишљеност, № 1, 1966.

/2/ С. СТОЈКОВИЋ: "Карактеристични параметри hidrodinamičkog prenosnika TG-160", magistarski rad, Mašinski fakultet, Beograd.

/3/ Н. ЈАНИЧИЈЕВИЋ: "Автоматско управљање у моторним возилима", Mašinski fakultet, Beograd, 1993.

/4/ Ј. СТУПЕР: "Automatische Automobilgetriebe", Springer-Verlag, Wien - New York, 1965.

/5/ З. ЖИВАНОВИЋ: "Истраživanje teorijskog modela i uredaja za optimalnu promenu stepena prenosa bez prekida toka snage u transmisijama motornih vozila", doktorska disertacija, Mašinski fakultet, Beograd, 1991.