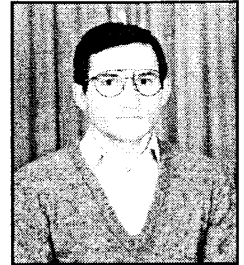


ANALIZA KARAKTERISTIKA HIDRODINAMIČKIH SPOJNICA

Dr Božidar Krstić

Božidar V. Krstić, dr inž., vanredni profesor Mašinskog fakulteta u Kragujevcu, rođen je 1958. godine. Mašinski fakultet u Kragujevcu završio je 1981. godine. Na istom fakultetu odbranio je magistarski rad 1984. godine i doktorsku disertaciju iz oblasti hidrodinamičkih prenosnika snage 1990. godine. Predmet njegovog naučnog i stručnog interesovanja su: Transmisije motornih vozila, Eksploatacija motornih vozila i motora, Fleksibilni servisni sistemi i Dijagnostika. Autor je jedne monografije, jednog univerzitetskog udbenika i stopetnaest naučnih i stručnih radova.



Kategorija rada: STRUČNI RAD

Recezeni: Prof. dr Dragica Milenković

UDK/UDC: 53251:62-762

Rad primljen: 20. 11. 2003.

ADRESA:

**MAŠINSKI FAKULTET
KRAGUJEVAC**

1. UVOD

Od pojave hidrodinamičkih prenosnika snage (HDPS) 1903. godine, do danas, njihov razvoj išao je uzlaznom linijom, sa intenzivnim ili manje intenzivnim periodima razvoja, da bi u poslednjih nekoliko decenija doživeo buran razvoj. U predhodnom periodu, zahvaljujući velikom broju istraživača u ovoj oblasti, razvijeno je mnogo tipova HDPS, i danas je skoro nemoguće nabrojati sve tipove i izradjene modele namenjene za različita mesta njihove primene. Zbog toga što su hidrodinamički prenosnici snage-hidrodinamičke spojnice (HDS) i hidrodinamički menjači (HDM) konstruktivno slični, a razlikuju se samo u tome što HDS nema reaktorsko kolo, moguće je generalno gledano, sve analize, vezane za prenos snage HDPS vršiti oslanjajući se na radne procese koji se odvijaju u HDM. Pri tome, deduktivnim putem, isključivanjem iz analize uticaja reaktorskog kola, sve što se dobije za HDM važi i za HDS. Primena HDM je mnogo veća od primene HDS u gradnji motornih vozila. Pošto HDPS ne mogu da obezbede neophodne kinematske, dinamičke i ekonomske pokazatelje kakve zahtevaju različiti uslovi eksploatacije tehničkih sistema kombinuju se sa zupčastim menjačima (ZM) u hidrodinamičkozupčaste menjače (HDZM). Pri tome HDPS vrši funkciju kontinualne promene

brzine i obrtnog momenta, a zupčasti menjač proširuje interval tih promena, uz zadovoljavajući koeficijent iskorišćenja.

Primena HDPS, u tehničkim sistemima, poboljšava njihove eksploatacione tehničke karakteristike, od kojih zavisi njihova pogodnost za korišćenje pri određenim uslovima eksploatacije. Treba imati u vidu da sa promenom uslova korišćenja tehničkih sistema i njegovog tehničkog stanja dolazi do promene ovih karakteristika.

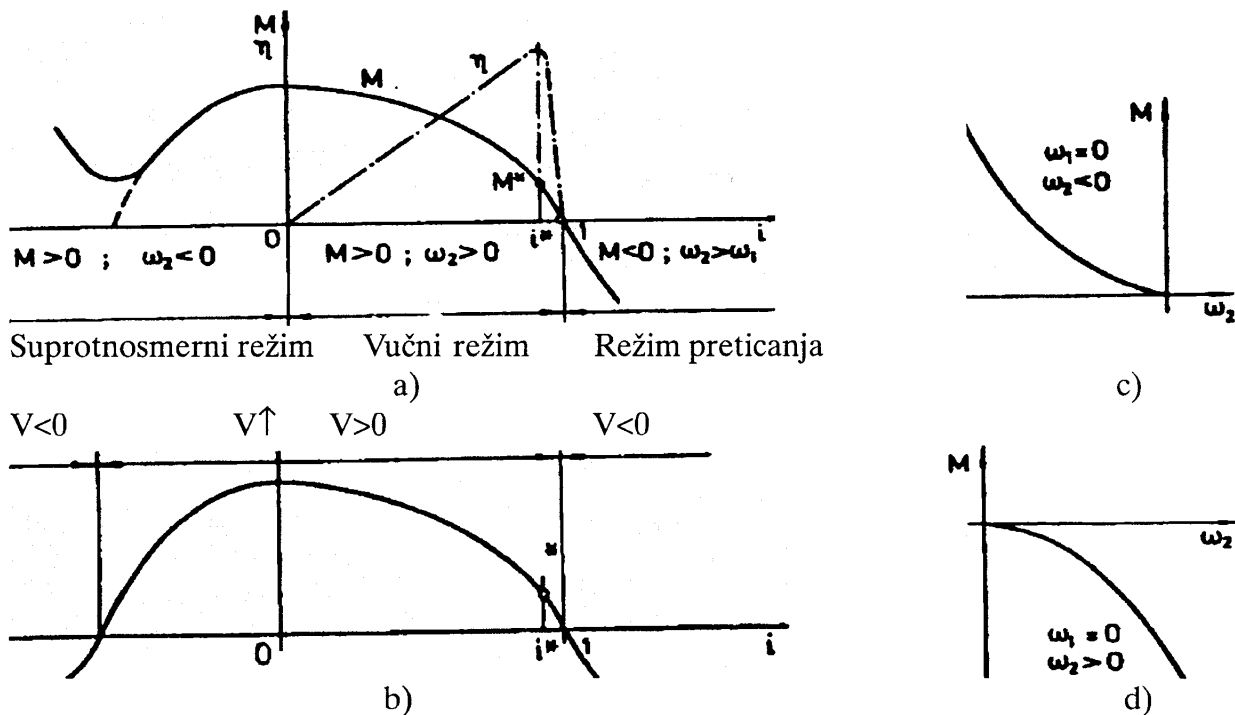
Problematika istraživanja i razvoja HDZM, počev od izučavanja mogućih konstruktivnih rešenja i njihovih karakteristika, do izučavanja složenih procesa koji se odvijaju u njihovom radnom prostoru, i optimizacije tog prostora [1], kao i optimizacije stepena prenosa u zupčastom delu ovih prenosnika snage, a sve sa ciljem poboljšanja predhodno navedenih eksploataciono-tehničkih karakteristika tehničkih sistema, nalazi se u žiži interesovanja velikog broja istraživača. Poseban akcenat stavlja se na stepen korisnosti i aktivnosti koje se preduzimaju sa ciljem njegovog povećanja (optimizacija radnog prostora i usaglašavanje zajedničkog rada sa pogonskim motorom).

Jedan od ciljeva rada je prikaz stanja u oblasti razvoja hidrodinamičkih spojnica, i pojašnjenje njihovih svojstva koja su od presudnog uticaja na eksploataciono-tehničke karakteristike tehničkih sistema u koja se one ugrađuju.

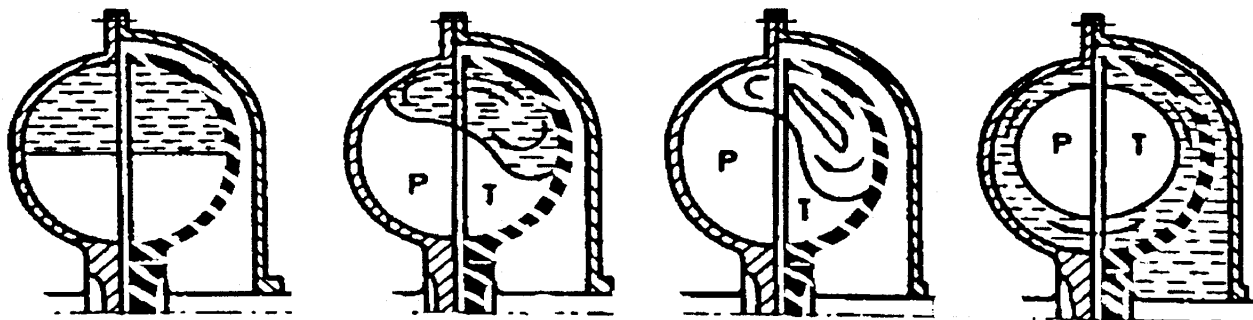
2. KARAKTERISTIKE HIDRODINAMIČKIH SPOJNICA

Na slici 1-2 prikazana je karakteristika HDS u oblasti pozitivnih i negativnih prenosnih odnosa (i), odnosno stepena iskorišćenja (η). Oblast $0 < i < 1$ predstavlja normalan rad HDS, na tzv. vučnim režimima. U oblasti $i > 1$ izlazno vratilo se brže obrće od ulaznog i to je tzv. prestižni režim, dok za $i < 1$ izlazno vratilo se okreće u suprotnom smeru od ulaznog i tada se javlja protivkočenje. Pri $i = -1$ broj obrtaja turbinskog i pumpnog kola se izjednačuje. Tada prestaje kretanje fluida u radnom prostoru HDS, a samim tim i prenošenje obrtnog momenta. Pri tome turbinsko kolo se obrće u suprotnom smeru od smera obrtanja pogonskog motora. Vrednost obrtnog momenta, predstavljena tačkom D na slici 1, rezultat je dejstva trenja radnog fluida. Slučaj suprotnosmernog okretanja turbinskog i pumpnog kola spada u oblast kočnih režima. Najčešće se javlja pri primeni HDS za prenos snage između elektromotora i uređaja za podizanje tereta. Pri $i > -1$ može doći do zaustavljanja pogonskog

motora, jer ubrzano reversiranje turbinskog kola teži da promeni smer pumpnog kola, a prema tome i pogonskog motora. Pri prenosnom odnosu $i = 1$ pumpno i turbinsko kolo se okreću istim ugaonim brzinama, a njihovi naponi su izjednačeni po veličini ali su suprotnih smerova, tako da nema kretanja fluida, a samim tim i prenosa obrtnog momenta. Opterećenjem HDPS ulazi u oblast vučnih režima ($0 < i < 1$), kada se ugaona brzina obrtanja turbinskog kola smanjuje u odnosu na ugaonu brzinu obrtanja pumpnog kola ($\omega_2 < \omega_1$). Povećanjem razlike u brzini obrtanja, povećava se i razlika u naporu, raste protok fluida kroz lopatična kola i vrednost momenta koji se može preneti. Daljim povećanjem ugaone brzine obrtanja turbinskog kola povećava se i razlika u naporu sve do graničnog stanja ($n_r = 0$), koje se karakteriše maksimalnom razlikom u naporu, a prema tome i maksimalnim obrtnim momentom (tačka C). Kada ugaona brzina obrtanja turbinskog kola postane veći od broja obrtaja pumpnog kola ($i > 1$), dolazi do promene smera kretanja fluida u radnom prostoru HDS, jer je napor turbinskog kola veći od napora pumpnog kola.

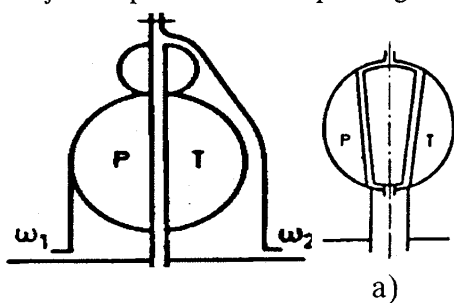


Slika 1. Radne krive hidrodinamičke spojnice u celom eksploatacionom području: kriva momenta i stepena korisnosti (a), kriva protoka (b), kriva momenta pri blokiranom pumpnom kolu za dva smera obrtanja turbine (c i d)

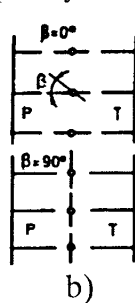


Slika 2. Oblik strujnog prostora pri delimičnom punjenju hidrodinamičke spojnice i različitim vrednostima prenosnog odnosa

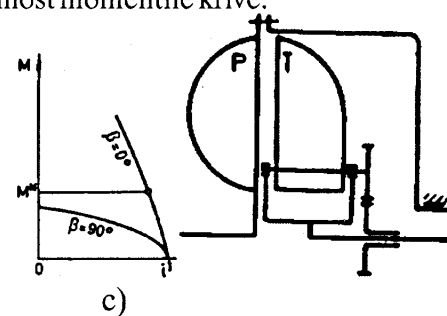
vibracija 3,7,8. Nedostaci HDS regulisanim punjenjem, u znatnoj meri mogu se otkloniti dodavanjem dopunskog radnog prostora postavljenog na njihovoj periferiji 2,8 (Slika 3), koji se prazni pri regulisanju. Na taj način povećava se raspon regulacije i poboljšava stabilnost momentne krive.



Slika 3. Hidrodinamička spojnica sa dopunskim radnim



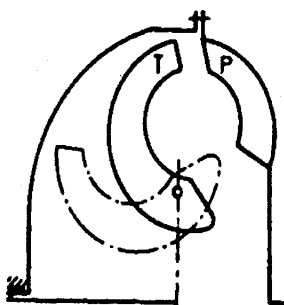
Slika 4. Hidrodinamička spojnica sa pomerljivim lopaticama: konstruktivna šema (a i b), krive



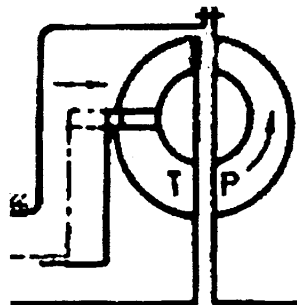
Slika 5. Hidrodinamička spojnica sa turbinskim lopaticama pomerljivim oko osa paralelnih osi kola

Menjanjem nagiba lopatica HDS 2,8 (Slika 4) oko ose normalne na osu obrtanja kola ili paralelno sa njom mogu se takodje dobiti stabilnije momentne krive. Pri zatvorenim regulacionim lopaticama, zbog postojanja zazora između njih, HDS prenosi oko 70% nominalne vrednosti obrtnog momenta (Slika 4c). Postizanje fine regulacije i stabilne momentne krive moguće je ostvariti primenom HDS čije se lopatice turbinskog kola mogu zaokretati oko osa paralelnih osi kola 2,8 (Slika 5).

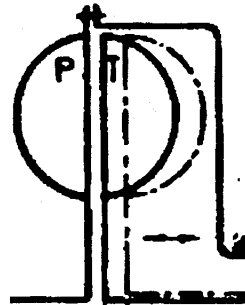
Primenom HDS sa mogućnošću pomeranja ka osi kola turbinskih lopatica 2,8 (Slika 6) dobija se stabilna momentna kriva. Postavljanjem zasuna u pumpno ili turbinsko kolo HDS 2,8 (Slika 7) menja se protok, što utiče na uslove razmene energije. Pri potpuno zatvorenom zasunu i zaustavljenom turbinskom kolu može se preneti nekoliko puta veći obrtni moment od njegove nominalne vrednosti, zbog pojave jakih vrtloga. Ukoliko je moguće, tokom rada menjati veličinu zazora između pumpnog i turbinskog kola HDS 2,8 (Slika 8) moguće je menjati i njenu momentnu karakteristiku. Sa povećanjem razmaka smanjuje se veličina obrtnog momenta koji se može prenositi.



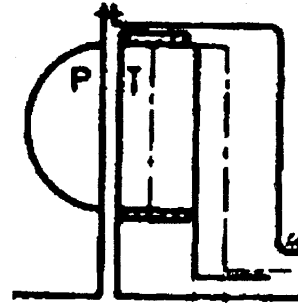
Slika 6. Hidrodinamička spojnica sa turbinskim lopaticama pomerljivim ka osi kola



Slika 7. Hidrodinamička spojnica regulisana zasunom



Slika 8. Hidrodinamička spojnica sa aksijalno pomerljivim kolom turbine



Slika 9. Hidrodinamička spojnica sa promenljivom širinom turbinskog kola

Zbog težnje pumpnog kola da se ubrza, ono deluje kao hidrodinamička kočnica (tačka A). Pri ubrzavanju izlaznog vratila HDS (npr. pri kretanju vozila na nizbrdici) pogonski motor radi kao generator, a HDS deluje kao kočnica. Pri tome je broj obrtaja izlaznog vratila HDS veći od broja obrtaja njegovog ulaznog vratila. Tada pumpno i turbinsko kolo menjaju uloge. U ovom slučaju koeficijent promene obrtnog momenta ima drugu vrednost, izuzev HDS sa simetričnim oblikom radnog prostora i kada su njena lopatična kola identična. Karakteristika rada HDS i motora, u ovom režimu, određuje se eksperimentalnim putem, pri čemu se na probnom stolu motor spaja sa izlaznim vratilom, a kočnica sa ulaznim vratilom HDS. Vučni režim i kočni režim su osnovna dva režima rada HDS. Pri vučnom režimu energija se prenosi od ulaznog do izlaznog vratila. Tada je ugaona brzina obrtanja izlaznog vratila manja od ugaone brzine obrtanja ulaznog vratila. Pri kočnom režimu eksploatacije, ugaona brzina obrtanja izlaznog vratila je veća od ugaone brzine obrtanja ulaznog vratila ili je suprotnosmerna. U ovom slučaju, energija se prenosi od izlaznog vratila ka ulaznom.

Pri bržem obrtanju turbinskog od pumpnog kola, HDS radi na režimu preticanja ($i > 1$). Režim preticanja nastaje pri kretanju vozila po ravnom putu, bez aktiviranja kočnice, ili pri vožnji po nizbrdici. U ovom režimu menja se smer cirkulacije fluida u radnom prostoru HDS, a uloge pumpnog i turbinskog kola se zamenjuju.

Režim dinamičkog kočenja je specijalan slučaj režima preticanja, a ostvaruje se pri okretanju turbinskog kola kada je pumpno kolo ukočeno. Tada se ostvareni obrtni moment menja po parabolikom zakonu. Ako je režim dinamičkog kočenja definisan tačkom K (Slika 1c), kojoj odgovaraju moment M_K i ugaona brzina ω_{TK} , za ostale vrednosti ugaone brzine obrtanja izlaznog vratila ω_T važi izraz:

$$M = M(\omega_T) = M_K (\omega_T / \omega_{TK})^2 \quad (1)$$

Režim suprotnog obrtanja HDS javlja se pri kretanju vozila na usponu, pri nedovoljnoj brzini obrtanja pumpnog kola, kada iako je uključen stepen prenosa za kretanje napred, vozilo ide nazad, kao i pri spuštanju tereta dizalicom, kada nije uključen hod nazad. Na režimu suprotnosmernog obrtanja, tečnost struji kroz HDS istim smerom kao i pri vučnom režimu, sve

dok ugaona brzina turbinskog kola ne dostigne kritičnu vrednost, kojoj odgovara prenosni odnos i_{kr} (Slika 1). Pri daljem povećanju ugaone brzine obrtanja turbinskog kola smer kretanja fluida se menja. Moment, pri suprotnosmernom režimu, za $i = i_{kr}$ trebao bi da ima vrednost $M=0$ jer prestaje kretanje tečnosti. Međutim moment ima neku vrednost zbog trenja (tačka B, slika 1). Pri daljem povećanju brzine obrtanja turbinskog kola, moment ponovo raste jer se uspostavlja protok suprotnog smera. Rad HDS, na režimu suprotnosmernog obrtanja, je nestabilan. Obezbedjenje stabilnog režima rada, postiže se paralelnim uključivanjem efikasne hidrodinamičke kočnice.

Kada pogonski motor ima stalnu ugaonu brzinu, a potreban interval promene prenosnog odnosa je uzan, moguće je primenom HDS regulisati brzinu obrtanja izlaznog vratila. Tada obrtni moment, koji prenosi HDS, ne zavisi samo od prenosnog odnosa nego i od parametara na čiju vrednost se deluje spolja. To delovanje spolja ostvaruje se promenom punjenja, zakretanjem lopatica turbinskog ili pumpnog kola ili pomeranjem prigušnog elementa kojim se menja protok kroz HDS. Oblik prostora ispunjenog radnim fluidom, zavisi od stepena punjenja i prenosnog odnosa.

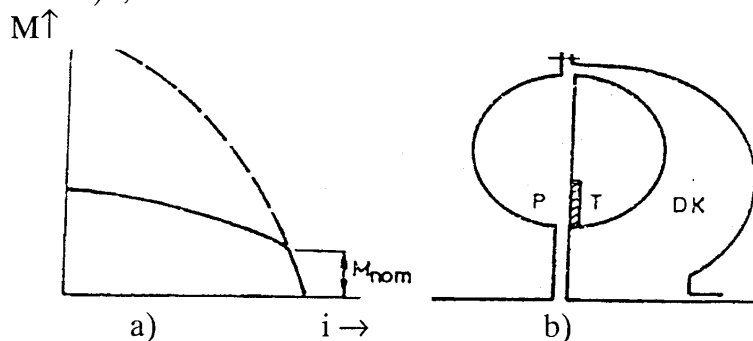
Na slici 2, 2,3,4,5,6 prikazani su ti oblici, pri istom punjenju, za različite radne režime. Pri izjednačavanju broja obrtaja pumpnog i turbinskog kola ($i=1$), prestaje kretanje fluida u radnom prostoru HDS (Slika 2a), a pri prenosnim odnosima manjim od kritičnog ($i < i_{kr}$) kretanje fluida ima oblik prikazan na slici 2d. Za režime $i > i_{kr}$ oblik kretanja fluida prikazan je na slici 2b. Treba imati u vidu da pri prelazu kroz tzv. kritični režim oblik prostora ispunjenog fluidom skokovito se menja, što izaziva nestabilnost u radu 2,3,4,5,6.

Da li će doći do pojave nestabilnih režima zajedničkog rada HDS i radne mašine zavisi od karakteristika HDS i radne mašine 2,3,4,5,6. Suvišno je konstatovati da nestabilni režimi rada su nepoželjni zbog nagle promene radnih režima gonjene mašine i pojave

Menjanjem aktivne širine turbinskog kola, koje ima oblik cilindričnog prstena 2,8 (Slika 9), tokom rada, moguće je menjati momentnu karakteristiku HDS.

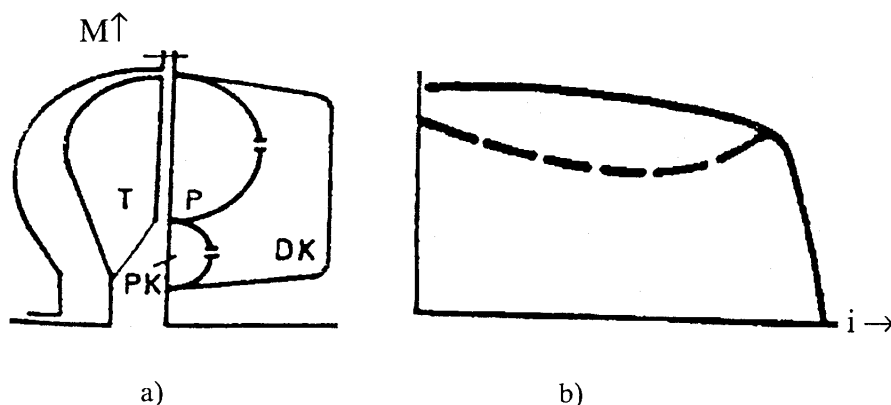
Spoljne intervencije, radi promene radnog procesa, se ne preduzimaju kod HDS sa samoregulisanjem. Kod ovih HDS, kao i kod neregulacionih HDS, vrednost momenta jednoznačno je određena ugaonom brzinom izlaznog vratila, pri stalnoj brzini ulaznog vratila. Blaža promena obrtnog momenta, u zoni malih prenosnih odnosa, kod ovih HDS, ostvaruje se zahvaljujući obliku radnog prostora koji je tako rešen da pri porastu opterećenja ostvaruje se unutrašnji efekat prigušenja porasta protoka. Naime, pri porastu opterećenja, snižavanjem prenosnog odnosa, prazni se radni prostor, usled čega dolazi do usporavanja rasta momenta, u odnosu na porast koji bi bio ostvaren bez efekta samopražnjenja. Na taj način obrtni moment ne prelazi unapred utvrdjenu vrednost, čime se štiti pogonski motor od preopterećenja, lomova i zagušenja. HDS ovog tipa svrstavaju se u grupu sigurnosnih, startnih, sa ograničenom snagom. Efekat samopražnjenja se postiže ugradnjom dodatnih rezervoara, nesimetričnim oblicima pumpnog i turbinskog kola, ili postavljanjem praga kod ulaza pumpnog kola.

Neregulacione HDS sa unutrašnjim samopražnjenjem mogu biti sa statičkim (Slika 10) i sa dinamičkim samopražnjenjem (Slika 11) 2,8.



Slika 10. Shema hidrodinamičke spojnice sa unutrašnjim statičkim samopražnjenjem (a) sa svojom karakteristikom (b)

HDS sa statičkim samopražnjenjem (Slika 2.16) imaju simetrična radna kola, prag na izlazu iz turbinskog kola i dopunsku komoru za skupljanje radne tečnosti, na strani turbinskog kola. Karakteristika ovih HDS (puna linija) razlikuje se od karakteristike klasičnih HDS (isprekidana linija). Punjenje HDS sa pragom obično je 0,8 do 0,9 rapoložive zapremine, a kod HDS bez praga i do 0,95.



Slika 11. Shema hidrodinamičke spojnice sa unutrašnjim dinamičkim samopražnjenjem (a) sa svojom karakteristikom (b)

HDS sa dinamičkim samopražnjenjem (Slika 11) imaju nesimetrična radna kola i dopunsku komoru na strani pumpnog kola. Karakteristika ovih HDS (puna linija) razlikuje se od karakteristike klasičnih HDS (isprekidana linija).

Obrtni moment, koji jedna HDS može da prenese, zavisi od: geometrijskog oblika (oblika meridijanskog preseka, oblika i položaja lopatica kola), broja lopatica kola, gabarita, broja obrtaja pogonskog motora, klizanja, količine punjenja i vrste radnog fluida 2,4,9,10.

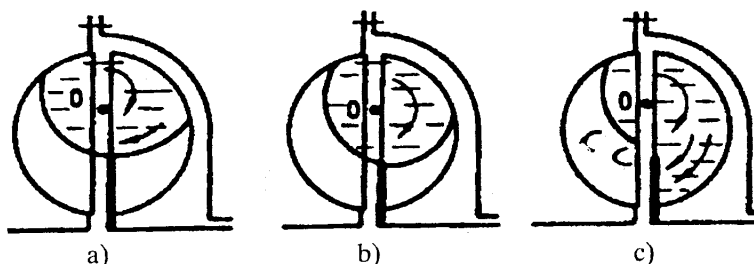
Moment, koji se može preneti HDS, može se izraziti u obliku 2,4,9,10:

$$M_1 = M_2 = \lambda \rho D_a^5 \omega^2 \tag{1}$$

Skoro je nemoguće prikazati sve oblike meridijanskih preseka HDS, koje su do sada proizvedene, Ta činjenica jasno govori da karakteristike HDS, koje se žele postići, diktiraju oblik njihovog meridijanskog preseka. Vrednost koeficijenta snage (momenta) HDS najčešće se određuje eksperimentalno. Na startnom režimu, njegova vrednost je mnogo veća nego na radnom režimu ($i=0,96$ do $0,98$). Zbog toga HDS, pri startovanju, na pogonski motor deluje kao kočnica, usled čega broj obrtaja motora naglo opada. Ovu nepovoljnu pojavu proizvođači HDS eliminišu uglavnom pravilnim definisanjem meridijanskog preseka-uvodjenjem praga 5,11 (Slika 12) ili specijalnim oblicima lopatičnih kola.

Na slici 13 prikazana je uticaj veličine praga HDS na njene karakteristike 5.

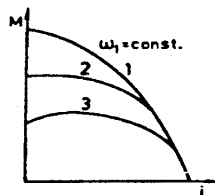
Za pravilno funkcionisanje sprege pogonski motor-HDS, potrebno je da koeficijent snage (momenta), pri startovanju, ima nižu vrednost, a da u oblasti većih prenosnih odnosa ostane nepromenjen. Ovo se postiže najčešće primenom zakošenih lopatica (Slika 14b i 14c). Na slici 14 2,5,8 prikazan je uticaj položaja lopatica, u radnom prostoru HDS na njenu momentnu



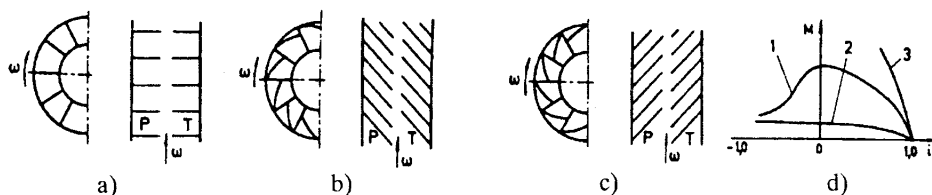
Slika 12. Strujanje kroz hidrodinamičku spojnicu sa pragom: a) na nominalnom režimu, b) pri klizanju manjem od nominalnog, c) pri maksimalnoj vrednosti klizanja

karakteristiku. Lopatična kola HDS izrađuju se najčešće sa radijalnim lopaticama (Slika 14a), sa ravnim lopaticama zakošenim napred (Slika 14b) ili nazad (Slika 14c), a nešto redje su u primeni lopatična kola sa prostornim oblikom lopatica.

Prednosti HDS sa nagnutim lopaticama su u većim manevarskim sposobnostima i stabilnosti momentnih krivih, kao i manjoj osetljivosti na promenu stepena njenog punjenja. Ove HDS nisu pogodne tamo gde je potrebno da se smer obrtanja pogonskog motora menja.

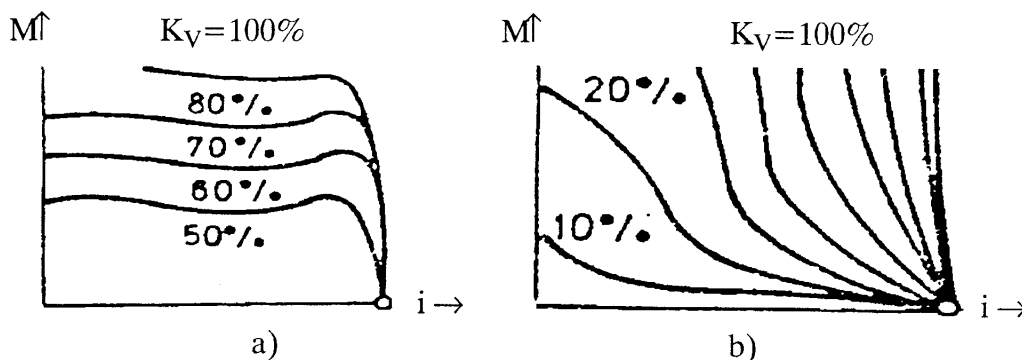


Slika 13. Uticaj visine praga na krivu momenta hidrodinamičke spojnice : 1-bez praga, 2-sa nižim pragom, 3-sa višim pragom



Slika 14. Shema hidrodinamičke spojnice sa radijalnim (a); sa nazad nagnutim (b); sa napred nagnutim lopaticama (c) i krive momenta (d) za radijalne (1), nazad (2) i napred nagnute (3) lopaticice

Promenom količine fluida, koji cirkuliše u radnom prostoru regulacione HDS, može da se utiče na njene karakteristike. Kod neregulacionih HDS, postoji mogućnost da se to postigne primenom predkomore. Zavisnost obrtnog momenta od prenosnog odnosa za neregulacione HDS sa pretkomorom (Slika 15a) i regulacione HDS (Slika 15b), pri određenim stepenima punjenja, se medjusobno razlikuju 9,12.



Slika 15. Zavisnost obrtnog momenta od prenosnog odnosa za neregulacione (a) i regulacione (b) hidrodinamičke spojnice pri određenim stepenima punjenja K_V

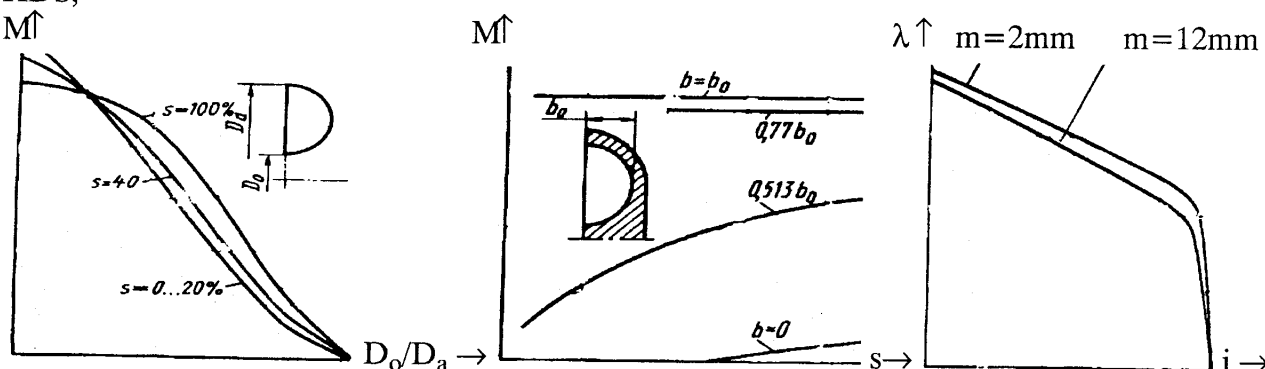
U poslednje vreme, sve više su u primeni HDS sa simetričnim oblikom njihovog meridijanskog preseka. Što je manji broj lopatica kola, to je i manji moment koji se može preneti HDS 8,9,12 što se može objasniti činjenicom da što je manji broj lopatica veći je hidraulički radijus međjulopatičnih kanala, manji protok, pojavljuje se veliko vrtloženje fluida, što sve dovodi do pojave velikih gubitaka i smanjenja sposobnosti prenošenja obrtnog momenta.

Vrsta primenjenog radnog fluida znatno utiče na karakteristiku HDS 9. Sa povećanjem viskoznosti, rastu hidraulički gubici, smanjuje se protok, a samim tim i opada sposobnost prenošenja obrtnog momenta. Zavisnost obrtnog momenta od odnosa maksimalnog i minimalnog prečnika radnog prostora HDS prikazan je na slici 16) 4,11.

Zavisnosti obrtnog momenta (M) i klizanja(s), pri različitim vrednostima širine lopatica (b), prikazane na slici 17 4,5,11, ukazuju da klizanje HDS utiče na vrednost obrtnog momenta koji se prenosi samo pri vrednosti širine lopatice $b < 0,513b_0$.

Povećanje zazora između lopatičnih kola HDS (m) do 12mm ne utiče bitno na karakteristike

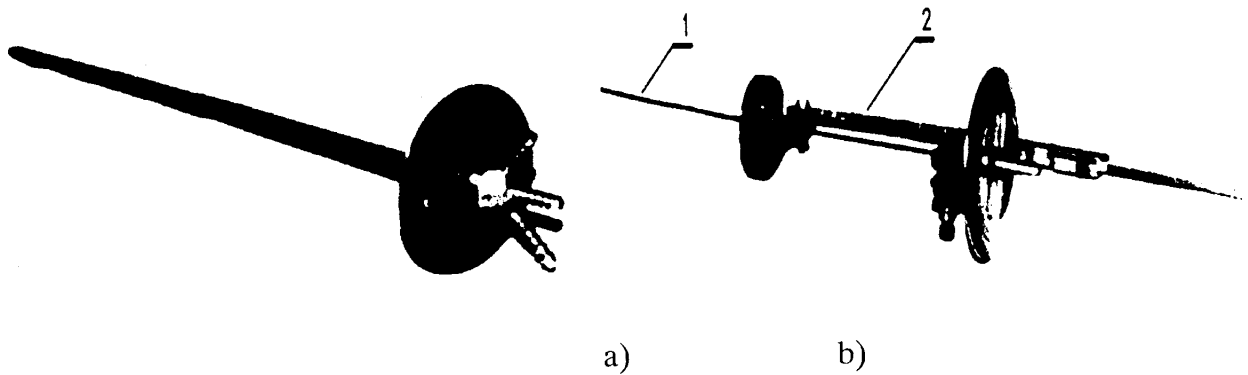
HDS,



Slika 16. Zavisnost relativnog obrtnog momenta od odnosa maksimalnog i minimalnog prečnika radnog prostora hidrodinamičke spojnice (D/D_0) pri različitim vrednostima klizanja (s)

Slika 17. Zavisnost relativnog obrtnog momenta od širine lopatica hidrodinamičke spojnice (b) pri različitim vrednostima klizanja (s)

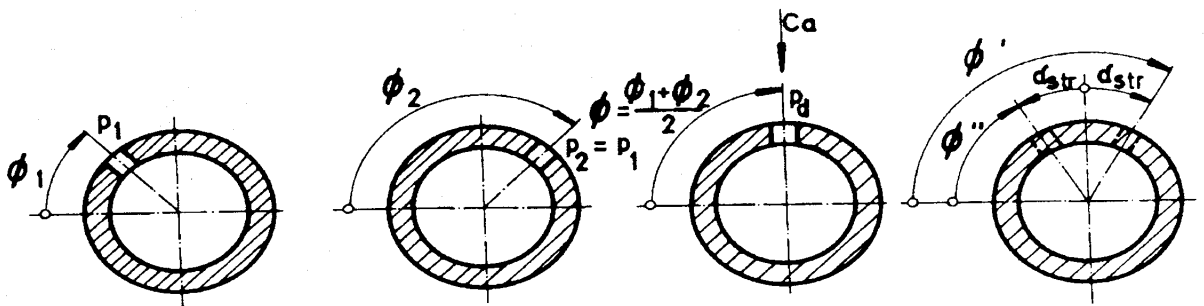
Slika 18. Zavisnost koeficijenta momenta od vrednosti zazora između lopatičnih kola hidrodinamičke spojnice (m) pri različitim vrednostima klizanja (s)



Slika 22. Trokanalna (a) i jednokanalna (b) cilindrična sonda (1) sa svojim nosačem (2). Položaj otvora, pri kome se može meriti strujni pritisak primenom obe sonde, u odnosu na pravac struje, definisan je uglom 39,25.

Postupak merenja parametara strujanja u radnom prostoru HDS sastoji se u sledećem: Za određenu vrednost hidrauličkog prenosnog odnosa, određenu veličinu zazora između lopatičnih kola, poznatu količinu punjenja određenom vrstom ulja, primenom jednokanalne i trokanalne cilindrične sonde mere se vrednosti strujnog (p_s) i zaustavnog (p_d) pritiska kao i ugao (ϕ) koji definiše pravac brzine strujanja fluida.

Postupak određivanja pravca i intenziteta brzine strujanja fluida u radnom prostoru HDS, primenom jednokanalne cilindrične sonde (slika 23), sastoji se u sledećem:



Slika 23. Šematski prikaz postupka određivanja pravca i intenziteta brzine strujanja fluida (c_a) u radnom prostoru hidrodinamičkih spojnica primenom jednokanalne cilindrične sonde

- Sonda se postavlja tako da osa otvora zaklapa proizvoljan ugao ϕ_1 prema referentnom pravcu (o-o) i pročita se pritisak p_1 ;
- Dopunskom rotacijom traži se ugao ϕ_2 , kome odgovara isti pritisak p_1 . Na taj način može se definisati pravac brzine strujanja fluida pomoću ugla $\phi = (\phi_1 + \phi_2)/2$;
- Otvor sonde dovodi se u položaj kome odgovara pritisak p_d ;
- Dopunskom rotacijom za ugao ϕ_{str} dovodi se sonda u položaj $\phi' = +\phi_{str}$ ili $\phi'' = -\phi_{str}$. Ovim položajima sonde odgovara strujni pritisak p_s .

Na osnovu izmerene razlike zaustavnog (p_d) i strujnog (p_s) pritiska, brzina strujanja radnog fluida određuje se primenom izraza:

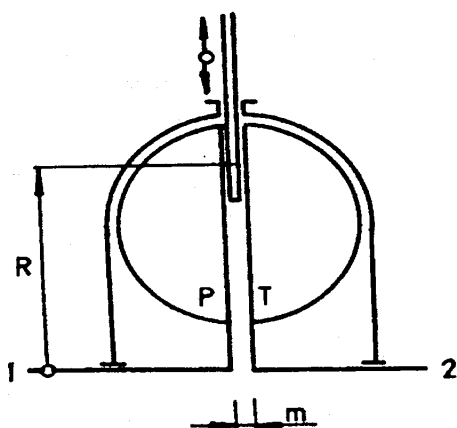
$$c_a = K \cdot \left[\frac{2 \cdot (p_d - p_s)}{\rho} \right]^{0.5} \quad (2)$$

Meridijanska (c_m) i obimska (c_u) komponenta apsolutne brzine strujanja radnog fluida određuje se primenom izraza:

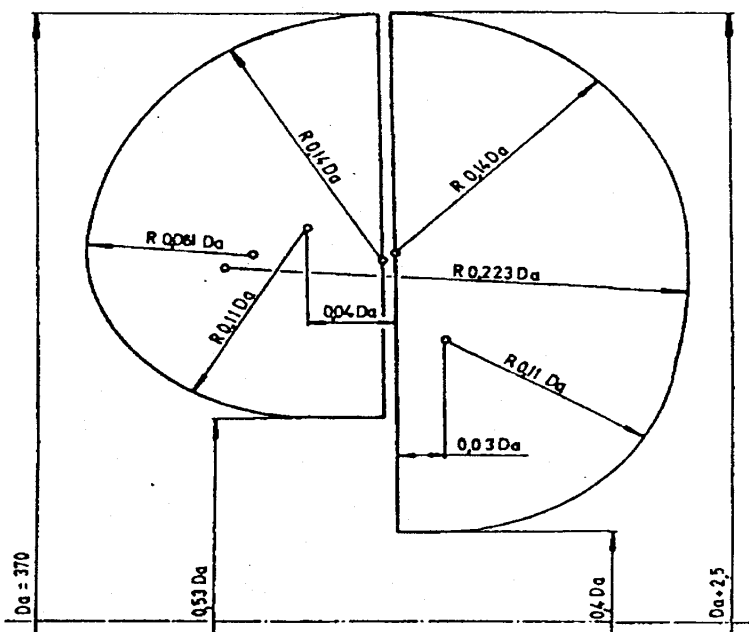
$$c_m = c_a \cdot \cos \Phi \quad (3)$$

$$c_u = c_a \cdot \sin \Phi \quad (4)$$

Primenom trokanalne cilindrične sonde proces merenja strujnih parametara, u radnom prostoru HDS (Slika 25) je znatno brži. Pri izvodjenju ovih merenja korišćena je i trokanalna cilindrična sonda prečnika 8mm, sa otvorima prečnika 0,6mm. korišćena je pri veličini zazora između lopatičnih kola većim od 9mm. Pri baždarenju trokanalne sonde, kao i pri izvodjenju eksperimentalnih istraživanja, korišćena je dobro poznata "nulta" metoda merenja. Vrednost koeficijenta baždarenja ove sonde ($K=1,498$) određena je eksperimentalno. Primenjena metoda sondiranja omogućuje određivanje osrednjenih parametara strujanja fluida u radnom prostoru ispitivanih HDS. Primenjenom metodom merenja zanemarena je radijalna komponenta brzine strujanja fluida u radnom prostoru HDS jer je njena vrednost mala, u odnosu na druge komponente brzine strujanja na nominalnim režimima rada HDS. Ovim zanemarivanjem ne čini se velika greška jer je zazor između lopatičnih kola HDS mali, pa se na prelazu iz jednog u drugo radno kolo fluid kreće putanjama koje su paralelne osi obrtanja HDS. Ova pretpostavka o ravanskom strujanju ne utiče značajno na tačnost rezultata merenja, pogotovu pri istraživanju oblika kretanja fluida u radnom prostoru HDS sa radijalnim lopaticama. Pri većim vrednostima zazora između lopatičnih kola HDS, zbog povećanog vrtloženja, naročito u oblasti manjih vrednosti odnosa $2R/D_3$, primenom cilindričnih sondi, pravi se veća greška. U tim slučajevima neophodna je primena



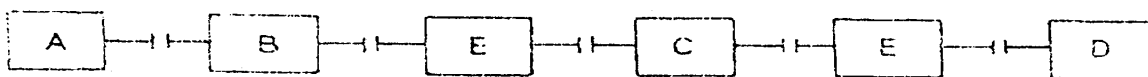
Slika 24. Način postavljanja cilindrične sonde u radnom prostoru ispitivanih hidrodinamičkih spojnica



Slika 25. Gabariti meridijanskog preseka ispitivanih hidrodinamičkih spojnica

prostornih sondi ili primena neke druge metode eksperimentalnih istraživanja (naprimer laserska metoda). Šematski prikaz postavljanja cilindričnih sondi, u radnom prostoru ispitivanih HDS, dat je na slici 24.

Korišćeno opitno postrojenje čiji je šematski prikaz dat na slici 26, a njegove fotografije na slikama 27 i 28 nalazi se u Razvojno-opitnom centru Industrije "14. Oktobar" iz Kruševca i sastoji se iz asinhronog elektromotora (A), petostepenog reduktora (B), prihvatnog uređaja (C), kočnog uređaja (D) i mernih vratila (E). Kao pogonski uređaj korišćen je asinhroni elektromotor je tipa OPS 80/4 "Sever", snage 184 kW, pri ugaonoj brzini obrtanja 153,9 rad/s, napona napajanja 380V, jačine struje 330A, faktora snage 0.92.



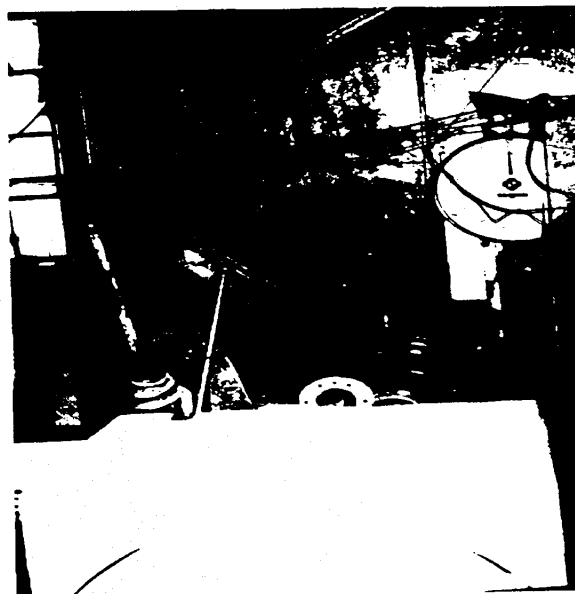
Slika 26. Šematski prikaz korišćenog opitnog postrojenja za određivanje polja brzina i polja pritiska u radnom prostoru Hidrodinamičkih spojnica

Neregulaciona spojnica HDS D370 (Slika 30), proizvodnje Industrije "14.Oktobar" iz Kruševca, koja je namenjena za ugradnju, sa dizel motorom D24, u traktor guseničar MTZ 100, ruske proizvodnje, korišćena je kao objekat istraživanja. Dimenzije meridijanskog preseka ove HDS date su na slici 24, a fotografija njenih lopatičnih kola na slici 28. Broj lopatica pumpnog kola je 45, a turbinskog 43. Ispitivane su ove HDS sa radijalnim lopaticama pumpnog i turbinskog kola, sa zakošenim napred i zakošenim nazad lopaticama pumpnog i turbinskog kola. Pri izvodjenju eksperimentalnih istraživanja polja brzina i polja pritisaka, u radnom prostoru HDS D370, korišćen je hidraulički kočni uređaj hidrodinamičkog tipa Ut-30, proizvodnje Šenk-Heker čija je fotografija prikazana na slici 32, a njena karakteristika na slici 33. Petostepeni mehanički reduktor ($i=0,351; 0,520; 0,695; 1,031$ i $1,496$) proširuje mogućnosti opitnog postrojenja. nalazi se između pogonskog motora i vratila pumpnog kola HDS.

Merna oprema, koja je korišćena pri realizaciji eksperimentalnih istraživanja, sastoji se od sledećih elemenata: a) Davači pritiska P.4AK, za dijapazon merenja 020 bara, proizvodnje nemačke firme HBM. Princip njihovog rada zasnovan je na primeni mernih traka. Sa otvorima cilindričnih



Slika 2. Fotografija korišćenog opitnog postrojenja (sa strane kočnog uređaja)



Slika 28. Fotografija korišćenog opitnog postrojenja (sa strane pogonskog uređaja)

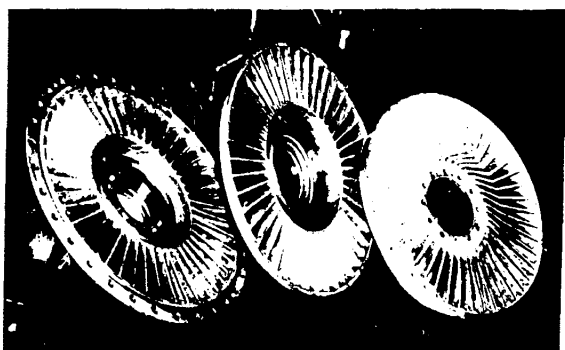
sondi spojeni su crevima prečnika 8mm; b) Univerzalni digitalni merači električnih veličina proizvodnje HBM;

c) Šestokanalni (KWS.673.A4) i dvokanalni (KWS.85.A1) pojačavači analognog tipa proizvodnje HBM; d) Pisač proizvodnje HBM; e) Trokanalna (Slika 22a) i jednokanalna cilindrična sonda (Slika 22b); f) Sistem za merenje temperature ulja u HDS (Cuprosvem Cu2330) proizvodnje Švedske firme SVEMA. To su termootporni termometri čija je osnova bakar. Primenjuju se za merenje temperatura od -337 do 523K. Cuprosvem Cu2330 ima na 273 K otpornost od 2330 i osetljivost od 10 /K. Njegova tačnost je 0,5K, a vreme reagovanja 1s; g) Merna vratila, kod kojih je prenošenje signala, sa rotora na stator beskontaktno (Slike 34) korišćena su za merenje obrtnog momenta, snage i ugaone brzine obrtanja radnih kola ispitivanih HDS. Korišćena merna vratila su tipa T30FN 3/5 proizvodnje HBM kojim se može meriti obrtni moment do 5kNm pri ugaonoj brzini obrtanja od 3,14 do 314,16 rad/s. Pri primeni mernog vratila strogo se mora voditi računa da ono ne bude opterećeno aksijalnim silama. Iz tog razloga ono se priključuje uz pomoć zupčaste spojnice. Preporučljivo je da se opisani merni sistem primenjuje pri temperaturama od 263 do 333K. Količina radnog fluida u HDS utiče na njenu mogućnost prenošenja snage 5,9. To ukazuje na potrebu određivanja optimalne količine punjenja radnim fluidom date HDS. Ta vrednost kreće se u granicama 70-85% od ukupne zapremine spojnice. Veće količine radnog fluida se ne preporučuju jer je neophodno postojanje određenog prostora za širenje uljnih para pri radu HDS na povišenim temperaturama. Primenom manjih količina radnog fluida može se preneti manja snaga, koja

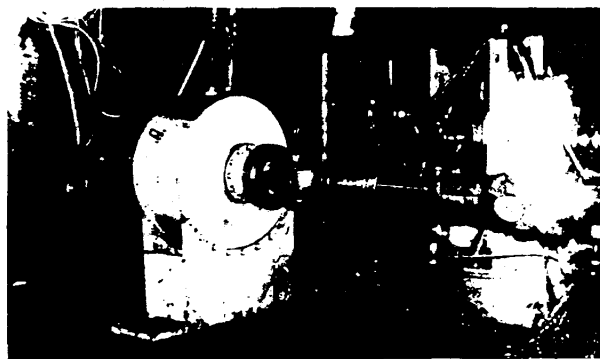
bi mogla biti preneti i HDS manjeg aktivnog prečnika cirkulacije. Vrednosti količine punjenja radnog fluida u HDS, pri sprovođenju eksperimentalnih ispitivanja, bile su: 60, 70 i 80% od ukupne zapremine HDS.

Eksperimentalna istraživanja su pokazala, da polje brzina i polje pritisaka u radnom prostoru HDS zavisi, u velikoj meri od primenjenog radnog fluida. Najčešće je u primeni, kao radni fluid, mineralno ulje viskoziteta 21mm^2 pri 323K . Pri izvođenju konkretnih eksperimentalnih istraživanja primenjivano je industrijsko ulje HIDO HV22, JUS B.H3.280 proizvodnje fabrike maziva iz Kruševca, sa sledećim karakteristikama: indeks viskoziteta 160 i kinematske viskoznosti na 373K $5,1\text{mm}^2/\text{s}$. Maksimalna i minimalna kinematska viskoznost na 313K ovog ulja je $24,2$ i $22\text{mm}^2/\text{s}$.

Postupak sprovođenja eksperimentalnih istraživanja polja brzina i polja pritisaka u radnom prostoru HDS bio je sledeći: Za određenu vrednost hidrauličnog prenosnog odnosa, određenu veličinu zazora između lopatičnih kola, poznatu količinu punjenja određenom vrstom ulja, primenom jednokanalne ili trokanalne cilindrične sonde mere se vrednosti strujnog (p_s) i zaustavnog (p_d) pritiska, kao i ugao (β) koji definiše pravac brzine strujanja fluida u radnom prostoru HDS. Primenom poznatih veza između pritisaka i brzine strujanja fluida određuju se



Slika 29. Fotografije lopatičnih kola ispitivanih hidrodinamičkih spojnica



Slika 30. Fotografije uređaja za prihvatanje ispitivanih hidrodinamičkih spojnica

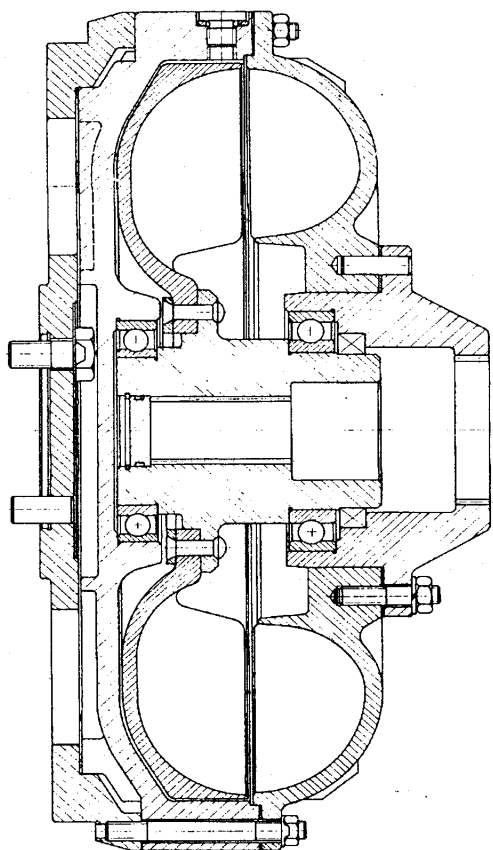
vrednosti brzine strujanja u ravni paralelnoj sa osom obrtanja. Potom se na osnovu izmerenih i izračunatih veličina crtaju dijagramske zavisnosti promena ovih veličina sa promenom položaja mernog mesta ($2R/D_a$), u odnosu na osu obrtanja. Istraživanja su izvršena za četiri različite vrednosti ugaone brzine obrtanja pumpnog kola ($52,9$; $80,11$; $107,02$ i $158,7$ rad/s), četiri vrednosti zazora između kola ($4,5$; $5,5$, 9 i 10mm) i za tri vrednosti koeficijenta punjenja HDS ($K_v=0,6$; $0,7$ i $0,8$). Na osnovu izmerenih i izračunatih vrednosti crtaju se dijagramske zavisnosti

$$C_u = f(2R/D_q), \quad C_m = f(2R/D_q), \quad p_s = f(2R/D_a), \quad p_d = f(2R/D_a) \text{ i } d\beta = f(2R/D_a)$$

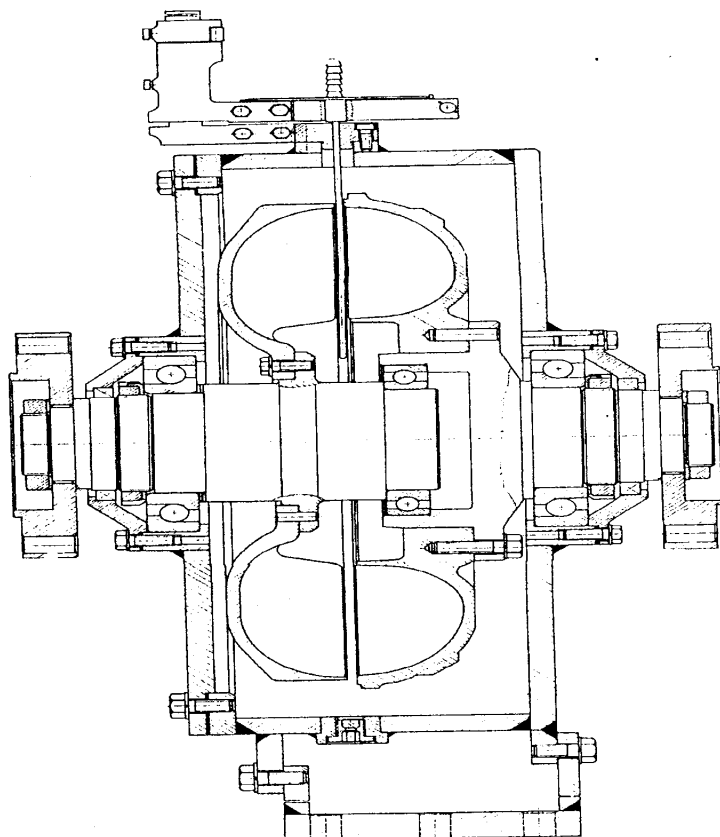
Ove dijagramske zavisnosti pokazuju uticaj količine punjenja, veličine zazora između lopatičnih kola, ugaone brzine obrtanja pumpnog kola, klizanja i položaja lopatica u radnim kolima na parametre koji definišu strujanje fluida u radnom prostoru HDS.

Primenjenom metodom merenja zanemarena je radijalna komponenta brzine strujanja fluida u radnom prostoru HDS. Njena vrednost je mala u odnosu na ostale komponente brzine strujanja. Ovim zanemarivanjem ne čini se velika greška, što su pokazala merenja prikazana u radovima

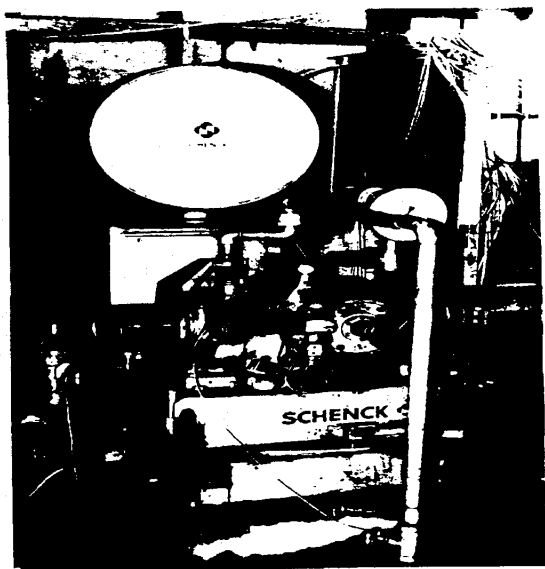
13,14,15, jer je zazor između lopatičnih kola HDS mali pa se na prelazu iz jednog u drugo radno kolo fluid kreće putanjama koje su paralelne osi obrtanja HDS. Ova pretpostavka o ravanskom strujanju ne utiče značajno na tačnost rezultata merenja, pogotovo pri istraživanju strujanja u HDS sa radijalnim lopaticama. Da je jedno od lopatičnih kola ispitivanih HDS bilo izradjeno od providne materije (npr. od pleksiglasa), izvođenje eksperimentalnih istraživanja bilo bi olakšano jer bi se vizuelnom metodom mogla da uoči slika strujanja sa zonama odlepljivanja struje. Primenom laserske metode (LDA), kada



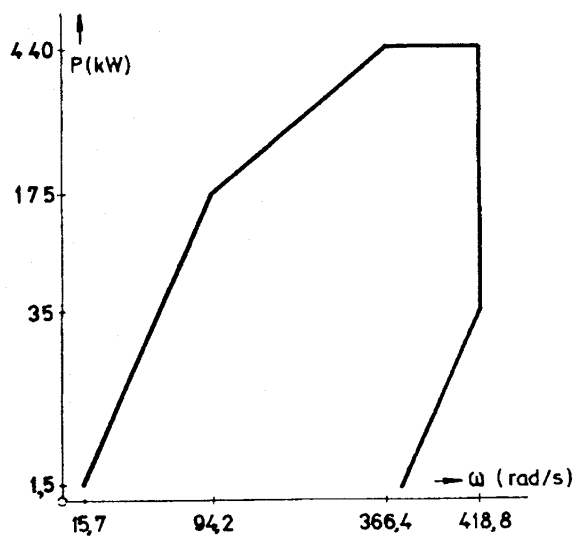
Slika 31. Objekat ispitivanja- neregulaciona hidrodinamička spojnice D370



Slika 32. Uredjaj za prihvatanje objekta za ispitivanje-neregulacione hidrodinamičke spojnice



Slika 33. Fotografija korišćenog kočnog sistema Ut30 proizvodnje Šenk Heker



Slika 34. Karakteristika korišćenog kočnog sistema Ut30 proizvodnje Šenk Heker

je neophodno upotrebiti ne samo jedno kolo od providnog materijala, već bi i radni fluid morao da bude providan. Da bi rezultati eksperimentalnih istraživanja bili verodostojni upotrebljena je precizna i pouzdana oprema za ispitivanje čije su karakteristike ranije prikazane.