

UNIVERZITET „UNION - NIKOLA TESLA“, BEOGRAD
FAKULTET ZA INFORMACIONE TEHNOLOGIJE I
INŽENJERSTVO

Stefan R. Cvejić

RAZVOJ SOFTVERA ZA EKSPLICITNU
NELINEARNU DINAMIČKU ANALIZU I
PROCENU RADNOG VEKA KONSTRUKCIJA
KLIPNIH PUMPI

Doktorska Disertacija

Beograd, 2023

UNIVERSITY „UNION - NIKOLA TESLA”, BELGRADE
FACULTY OF INFORMATION TECHNOLOGY AND
ENGINEERING

Stefan R. Cvejić

DEVELOPMENT OF SOFTWARE FOR
EXPLICIT NONLINEAR DYNAMIC ANALYSIS
AND ASSESSMENT OF WORKING LIFE OF
PISTON PUMP STRUCTURES

Doctoral Dissertation

Belgrade, 2023

Komisija za ocenu i odbranu doktorske disertacije

1. dr Maja Anđelković, redovni profesor, Fakultet za informacione tehnologije i inženjerstvo, Univerzitet „Union – Nikola Tesla” u Beogradu – predsednik
2. dr Mirjana Puharić, redovni profesor u penziji, Fakultet za informacione tehnologije i inženjerstvo, Univerzitet „Union – Nikola Tesla” u Beogradu – mentor
3. dr Nataša Đorđević, naučni savetnik, Institut za tehnologiju nuklearnih i drugih mineralnih sirovina, Beograd – član
4. dr Radovan Petrović, redovni profesor u penziji, Fakultet za mašinstvo i građevinarstvo u Kraljevu, Univerzitet u Kragujevcu – član
5. dr Aleksandra Mitrović, vanredni profesor, Fakultet za informacione tehnologije i inženjerstvo, Univerzitet „Union – Nikola Tesla” u Beogradu – član

Predmet istraživanja

Parametri hidrodinamičkog procesa klipno-aksijalne pumpe (tok pritiska, tok usisavanja i tok sabijanja) nemoguće je dovoljno tačno odrediti čisto eksperimentalnim putem, a takođe ni čisto matematičkim modeliranjem. Dovoljno tačni parametri mogu se dobiti kombinovanom primenom merenja toka pritiska u cilindru, matematičkog modeliranja stvarnog hidrodinamičkog procesa i metoda nelinearne optimizacije, pri čemu se mogu istovremeno odrediti sistematske greške merenja i nepoznati parametri.

Za opitni objekat izabrana je osmocilindrična klipno-aksijalna pumpa. Za merenje toka pritiska u cilindru, potisnoj komori i potisnom cevovodu izabraće se visokofrekventni davači pritiska sa mernim trakama, a kao davač ugla odabran je optoelektronski inkrementalni davač sa 1024 marke (zareza) po obrtu i jednom referentnom markom po obrtu. Za merno-akvizicioni sistem odabran je domaći ultra-brzi merni sistem ADS 2000 sa 4 A/D konvertora koji rade simultano, modulom za inkrementalni davač ugla i pojačivačima za davače sa mernim trakama. U modulu za inkrementalni davač ugla broj ugaonih marki davača se množi faktorom 1, 2, ..., 9. U konkretnoj primeni biće odabran faktor 4, tako da će broj uzoraka po kanalu i obrtu (radnom ciklusu pumpe) iznositi $4 \times 1024 = 4096$, odnosno merenje će se vrši na svakih cca $0,09^\circ$ pogonskog vratila pumpe simultano na svim kanalima.

Realni nestacionarni hidrodinamički procesi u cilindru, usisnom i potisnom prostoru pumpe sa jednim cilindrom opisaće se na osnovu zakona hidrodinamike i dinamike, sistemom nelinearnih parcijalnih i običnih diferencijalnih jednačina promenljive strukture. Uzeće se u obzir: realna geometrija razvodnih organa, kinematika kretanja klipa i stišljivost radnog fluida. Za modeliranje dinamike kretanja potisnog ventila uzeće se u obzir viskozno trenje i realna ograničenja, elasto-plastično sedište i elasto-plastični graničnik. Pošto će dobijeni sistem nelinearnih diferencijalnih jednačina biti u grupu tzv. krutih sistema koji se veoma teško numerički rešavaju, razvije se poseban iteracioni prediktor-korektor postupak. Kompletan model opisaće se u Digital Visual Fortran 5.0 i praktično primeniti na konkretnom modelu.

Na osnovu izmerenog pritiska u cilindru i ventilske (potisne) komori i vibracija kućišta pumpe u funkciji obrtnog ugla pogonskog vratila pumpe izvršiće se detaljna analiza.

Ciljevi istraživanja

Cilj istraživanja disertacije je razvoj matematičkog modela i kompjuterskih programa za proračun visokodinamičkih hidrauličkih procesa u cilindru pumpe, potisnom i usisnom prostoru i potisnom cevovodu u funkciji ugla pogonskog vratila, pri stacionarnim i nestacionarnim režimima rada i primena metoda identifikacije nepoznatih parametara, kao i metoda optimizacije i uvođenje eksperimentalnih postupaka za merenje visokodinamičkih procesa u klipno-aksijalnoj pumpi. Glavni cilj disertacije je primena informacionih tehnologija (IT) u proceni radnog veka konstrukcija klipnih pumpi u razvoju novih proizvoda hidrauličkih klipnih pumpi.

Teorijska osnova doktorske disertacije

Fundamentalnu osnovu pri razvoju klipno-aksijalnih pumpi predstavlja eksperimentalno istraživanje i matematičko modeliranje nestacionarnih visokodinamičkih hidrauličkih procesa u cilindru pumpe, potisnom prostoru i usisnom i potisnom cevovodu u funkciji ugla pogonskog vratila. Na osnovu korišćenja rezultata eksperimentalnih istraživanja i rezultata matematičkog modeliranja, uz razvoj i primenu metoda identifikacije nepoznatih parametara matematičkog modela izvršava se određivanje pojedinih parametara sa zahtevanom tačnošću.

U okviru eksperimentalnih istraživanja ovakve vrste klipno-aksijalnih pumpi, izvršiće se merenje toka pritiska u cilindru, potisnom prostoru i potisnom cevovodu, kao i vibracija kućišta pumpe u zavisnosti od pređenog ugla pogonskog vratila pumpe. Za eksperimentalna ispitivanja koristiće se kompjuterizovani merni i upravljački sistem ADS 2000. U ovoj disertaciji analiziraće se deo rezultata eksperimentalnog istraživanja hidrauličkih procesa i vibracija u osmocilindričnoj klipno-aksijalnoj pumpi proizvodnje PP Trstenik. Posle formulisanja matematičkog modela, pokazaće se matematička interpretacija svega što se dešava u celokupnom fizičkom sistemu, tj. simulacija fizičkog sistema. Pri analizi konkretnog fizičkog sistema, biće potrebno definisati granice sistema, podsisteme koji će pokazati i međusobne veze, kao i procese koji će se u njemu odigravati. Definišaće se pretpostavke i matematički modeli svih hidrodinamičkih procesa. Dobijeni sistem jednačina i njihovih međusobnih veza predstavljaće simulaciju tog fizičkog modela. Osnovne karakteristike radnog procesa klipno-aksijalne pumpe su izrazita kompleksnost i složenost hidrodinamičkih i strujnih procesa koji se odigravaju u radnom prostoru pumpe. Ovi procesi su izrazito nestacionarni, ali se periodično ponavljaju sa svakim narednim ciklusom, pri stacionarnom režimu rada. Analiza ovih procesa zahtevaće poznavanje i korišćenje zakona mehanike, mehanike fluida i matematike. Fundamentalna istraživanja nisu još do danas dala razjašnjenja mehanizama odvijanja ovih procesa, posebno kada se radi o nestacionarnim uslovima. Iz tih razloga matematički modeli nisu u potpunosti analitički pa će se oslanjati i na empirijske korelacije i aproksimacije.

Hipoteze istraživanja

Hipoteze koje su proverene istraživanjima u ovoj doktorskoj disertaciji su:

Opšta hipoteza

“Matematičkim modeliranjem procesa rada aksijalne klipne pumpe sa konstantnim pritiskom dobijaju se parametri koji se sa dovoljnom tačnošću poklapaju sa parametrima određenim eksperimentalnim putem.”

Matematički model klipno aksijalne pumpe konstantnog pritiska definisan je linearnim diferencijalnim jednačinama. Modelom su opisani hidrodinamični procesi koji se odvijaju u pumpi. Definisanjem matematičkog modela i na osnovu njega formiranje strukturnog blok dijagrama, a korišćenjem softvera Matlab omogućena je izrada simulacionih dijagrama koji će se uporediti sa rezultatima dobijenim eksperimentalnom analizom.

Pomoćne hipoteze:

H1: “Modeliranje procesa rada pumpi sa različitim konstruktivnim šemama, različitim brojem cilindara i različitim tipovima razvodnih organa, daje rezultate prihvatljivih tačnosti.”

Razvoj modela ponašanja pumpe obuhvata analizu uticaja velikog broja konstruktivnih parametara pumpe. Na osnovu definisanog modela izvršena je simulacija dinamičkog ponašanja pumpe konstantnog pritiska i protoka. Nakon izvršenih eksperimentalnih ispitivanja realnog modela, analiziran je odnos teoretskog i realnog modela pumpe.

H2: “Merno upravljački system ADS 2000 je moguće primeniti u ispitivanjima i projektovanju aksijalno klipne pumpe sa konstantnim pritiskom i konstantnim protokom.”

Eksperimentalna ispitivanja pri projektovanju aksijalno klipne pumpe sa konstantnim pritiskom i konstantnim protokom predstavljaju izuzetno složena i skupa ispitivanja. Ova ispitivanja je moguće sprovesti formiranjem realnih objekata ispitivanja uz korišćenje složenih sistema za akviziciju i obradu podataka.

Metodologije istraživanja

U doktorskoj disertaciji je korišćen veći broj savremenih naučno-istraživačkih metoda primenom informacionih tehnologija (IT). Usled kompleksnosti problema, koristio se i numerički i eksperimentalni pristup. Istraživanjima su obuhvaćena sledeća ispitivanja:

- uticaj pritiska usisavanja p_u na gradijent porasta pritiska u cilindru,
- promena ugla nagiba kose ploče i njegov uticaj na gradijent porasta i pada pritiska u cilindru i u potisnoj komori,

-
- uticaj broja obrtaja pogonskog vratila n na tok visokopritisnih pulzacija pritiska u cilindru u fazi sabijanja,
 - promena veličine zapremine potisne komore V_v i njen uticaj na veličinu pulzacije pritiska u potisnoj komori,
 - uticaj procentualnog sadržaja gasa u radnom fluidu γ na gradijent porasta pritiska u cilindru,
 - uticaj procentualnog sadržaja gasa u radnom fluidu na tok pritiska u potisnoj komori,
 - promena prečnika cilindra D_c ima za posledicu promenu toka pritiska u fazi sabijanja,
 - uticaj radijalnog zazora Δr između klipa i cilindra na tok linija pritiska u cilindru i potisnoj komori,
 - uticaji ostalih parametara klipno-aksijalne pumpe biće navedeni u datoteci AKSIP.DAT.

Naučni doprinos disertacije

Disertacijom su uspešno razvijene savremene metode i kompjuterski programi za matematičko modeliranje, identifikaciju parametara složenog nelinearnog matematičkog modela, kao i za optimizaciju hidrodinamičkih procesa realne višecilindrične klipno-aksijalne pumpe, uz paralelno uvođenje i primenu savremenih kompjuterizovanih uređaja za ispitivanje hidrodinamičkih i dinamičkih procesa pumpe. Pri razvoju matematičkog modela uzeti su u obzir svi bitni uticaji (realna geometrija razvodnih organa, promenljivost koeficijenta protokea razvodnih organa, stišljivost i udeo gasne faze u radnom fluidu, nestacionarnost strujanja u potisnom cevovodu sa trenjem, elastična ograničenja sa trenjem pri kretanju ventila i dr.), što će razvijeni matematički model, uz originalan način rešavanja dobijenog nelinearnog mešovitog sistema parcijalnih i običnih diferencijalnih jednačina, učiniti znatno naprednijim od poznatih modela. Razvijeni program za matematičko modeliranje, identifikaciju i optimizaciju parametara klipno-aksijalne pumpe, omogućiće automatsko dinamičko prikazivanje rezultata u obliku dijagrama u 24 prozora na monitoru u toku samog proračuna.

PREDGOVOR

U disertaciji je razmatrana klipno aksijalna hidropumpa konstantnog pritiska promenljive radne zapremine. Ove pumpe su našle široku primenu u složenim hidrauličkim sistemima iz oblasti vazduhoplovstva.

Zahtevi koji se postavljaju ovim pumpama u vazduhoplovstvu su mnogobrojni, ali su najznačajniji pouzdanost u eksploataciji, izuzetna efikasnost u napajanju vrlo složenih grana sistema kao i ekonomičan rad i zahtev da se energija maksimalno štedi.

Sadržaj rada ukazuje na pokušaj da se obezbedi dalje poboljšanje performansi svih uređaja iz strukture hidrosistema vazduhoplova. Posebno se ove aktivnosti odnose na komponente koje generišu određene vidove snage, a to su, pre svega, pumpe i hidromotori. U radu se prikazuju rezultati istraživanja hidrauličke klipno aksijalne pumpe konstantnog pritiska promenljivog protoka za koju je uobičajen naziv servo pumpa. Pomenuta hidropumpa, predstavlja generator ukupne snage na domaćim borbenim avionima tipa "Orao" J-22 i "Galeb" G4.

Kompletna metodologija istraživanja je prikazana kroz nekoliko posebnih poglavlja koja detaljno obrađuju kako teorijski tako i eksperimentalni deo, a redosledno čine celinu sa prikazanim rezultatima.

U uvodnom tekstu date su osnove hidrauličkog prenosa snage sa posebnim osvrtom na istorijat razvoja i osnovne zahteve koji se postavljaju hidrostatičkom prenosu snage.

Drugo poglavlje obrađuje primenu pumpi u hidrauličkim sistemima vazduhoplova. Razmotrene su zapreminske pumpe koje se koriste u svim oblastima hidraulike. Posebno su razjašnjeni principi rada i regulisanja klipno aksijalnih pumpi konstantnog pritiska. Detaljno su razrađeni principi regulisanja protoka u funkciji pritiska pomoću cilindra i opruge. Takođe je obrađena varijanta sa automatskim regulisanjem pomoću posebnog kola za regulisanje. Prikazana je najčešće primenjivana šema primene klipno aksijalne pumpe konstantnog pritiska. Razmotrena je i brzina procesa regulisanja protoka pumpe u funkciji pritiska.

U trećem poglavlju je pokazan matematički model hidro pumpe konstantnog pritiska. Diferencijalnim jednačinama su opisane određene celine kao što su hidraulički pretvarač pritiska, HPP, hidraulički cilindar upravljani razvodnikom za regulisanje, HC. Takođe je analizirana i zakretna ploča, zatim protočna karakteristika pumpe kao i jednačina protoka pumpe. Prikazana je strukturna šema koja je urađena na osnovu diferencijalnih jednačina. Matematičkim modelom analizirane su nelinearnosti, tako da su obuhvaćeni parametri koji po funkciji odgovaraju realnom objektu. Kompletna analiza je realizovana pomoću programskog jezika "Matlab".

Četvrto poglavlje prikazuje rezultate teorijske analize parametara hidropumpe konstantnog pritiska simuliranjem: promene protoka u funkciji promene pritiska; procesa regulisanja protoka sa raznim vrednostima prednapona opruge; vremena odziva pumpe; uslova u kojima se menja veličina preskoka pritiska pri prelazu sa nazivnog na maksimalni; uslova koji menjaju vremensku konstantu.

Peto poglavlje prikazuje eksperimentalna ispitivanja realnog objekta. ispitivanja su izvršena u laboratoriji za hidrauliku i pneumatiku ppt namenska. kompletan sistem za eksperimentalno ispitivanje se sastoji od hidrauličkog sistema u kome se pumpa ispituje i sistema za akviziciju i obradu podataka pri ispitivanju.

U šestom poglavlju istraživani su karakteristični parametri klipno - aksijalne pumpe koji utiču na tokove pritiska u cilindru i potisnoj komori. parametri iz datoteke originalnog kompjuterskog programa aksip.dat, tabela 2, mogu se samo identifikovati, samo optimizirati, ali i istovremeno identifikovati i optimizirati. parametri za identifikaciju dati u datoteci idepa.dat, a za optimizaciju u datoteci optia.dat. proračun je izveden za celokupan radni ciklus, a rezultati su prikazani za pojedine delove ciklusa.

Na kraju, u okviru zaključaka, data je ocena dobijenih rezultata pri čemu su upoređivane karakteristike dobijene simulacijama na matematičkom modelu i ispitivanjima vršenim na realnom obajektu.

U prilogu, date su neke pojedinosti iz razvojnog dela razmatrane pumpe. prikazan je univerzalni probni sto ams ppt namenska trstenik, na kome su izvršena ispitivanja hidropumpe u fazi osvajanja. dati su svi tehnički podaci pumpe interne oznake ppt namenska 741-1000. najnoviji tokovi modernizacije pumpi konstantnog pritiska prikazani su na slikama, 96-99. danas je najsavremenija varijanta u oblasti klipno aksijalnih pumpi, pumpa koja je upravljana po pritisku i protoku sa radom u „zatvorenoj petlji“. pumpe pomenutog tipa proizvodi i renomirani proizvođač hidrauličkih komponenti rexroth.

REZIME

Klipno aksijalne pumpe, konstantnog pritiska i promenljivog protoka imaju izuzetne mogućnosti regulisanja protoka u funkciji promene pritiska. Zapreminsko upravljanje pumpom, zahvaljujući povratnoj sprezi po pritisku, omogućava pomenutim pumpama široku primenu u složenim hidrauličkim sistemima, a posebno u vazduhoplovstvu i svemirskoj tehnici. Pojedini dinamički procesi koji se odvijaju u ciklusu regulisanja, obrađeni su matematičkim modelom i uz pomoć programskog jezika *Matlab*, izvršen je veliki broj simulacija procesa. Tom prilikom je snimljen određeni broj dijagrama, na osnovu kojih su urađene analize vremenskih konstanti prelaznih procesa i konstantovano je da karakteristike odgovaraju zahtevima definisanim standardima za oblast vazduhoplovstva.

Matematičko modeliranje je prva faza u procesu definisanja koncepcije jedne konstrukcije i realizuje se na početku projekta. Sledeća izuzetno važna faza je provera karakteristika na realnom objektu kada je pumpa proizvedena. Optimalno konstruktivno rešenje hidropumpe se dobija detaljnom analizom dobijenih parametara na realnom objektu, koristeći pri tom rezultate simulacije na matematičkom modelu.

U radu su prikazane mogućnosti izbora najuticajnijih parametara, njihova korekcija za određene vrednosti, i na kraju simuliranje na matematičkom modelu, koje pokazuje promenu performansi hidropumpe. Nakon svih ovih analiza vrše se adekvatne promene na konstruktivnoj dokumentaciji koja će poslužiti za proizvodnju prototipova.

Ključne reči: klipno aksijalna pumpa konstantnog pritiska, razvodnik za regulisanje, zakretna ploča sa cilindarskim blokom, brzina odziva, regulisanje, protoka u funkciji pritiska, klip aktuator, upravljački klip, pretvarač pritiska, turbinski pretvarač protoka, eksperimentalna ispitivanja, matematičko modeliranje, hidrodinamika, dinamika, zapreminske pumpe.

SUMMARY

Axial piston pumps with constant pressure and variable flow have extraordinary possibilities for controlling the flow by change of pressure. Owing to pressure feedback, volumetric control of the pump provides a wide application of these pumps in complex hydraulic systems, particularly in aeronautics and space engineering. Some dynamic processes developing in control cycle have been analyzed by mathematical model and a large number of process simulations have been done by means of programming language *Matlab*. On that occasion some diagrams have been made which have been a basis for analysis of time-constants of transient and it has been concluded that the characteristics comply with the requirements defined by the aeronautics standards.

Mathematical modelling is the first phase in defining the conception of a design and it has been carried out at the beginning of the project. Next very important phase is the check-out of the characteristics at the physical model when the pump has been produced. Optimal solution to the hydro pump design has been reached by thorough analysis of the parameters obtained at the physical model by means of the simulation results of the mathematical model.

The paper presents the possibilities for selecting the most influential parameters, their correction for certain values, and eventually the simulation at the mathematical model which shows the change of hydro pump performances. After all these analyses, the appropriate changes are done in design documentation which will serve for prototype production.

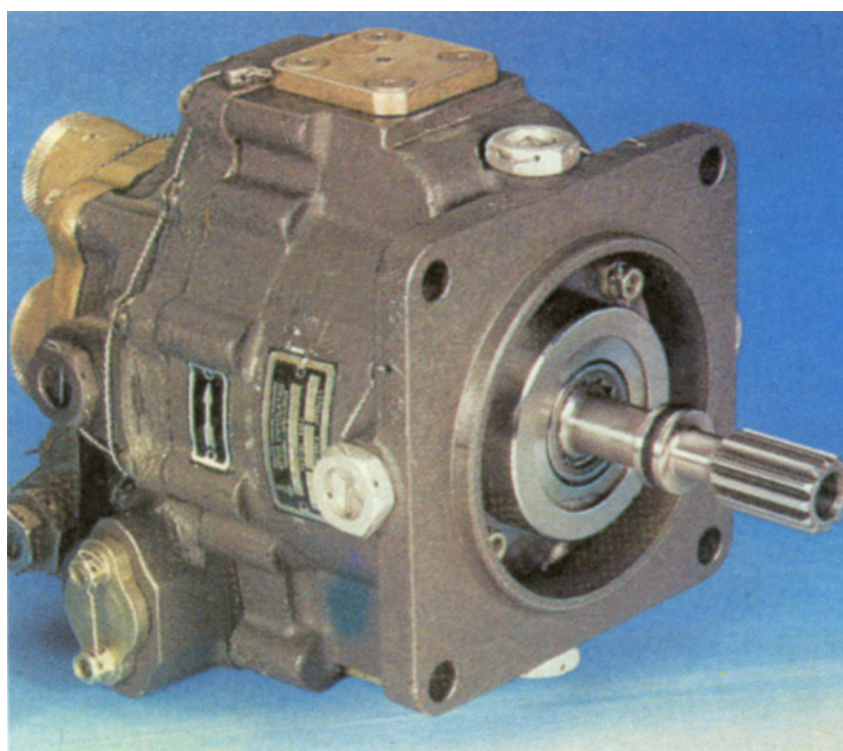
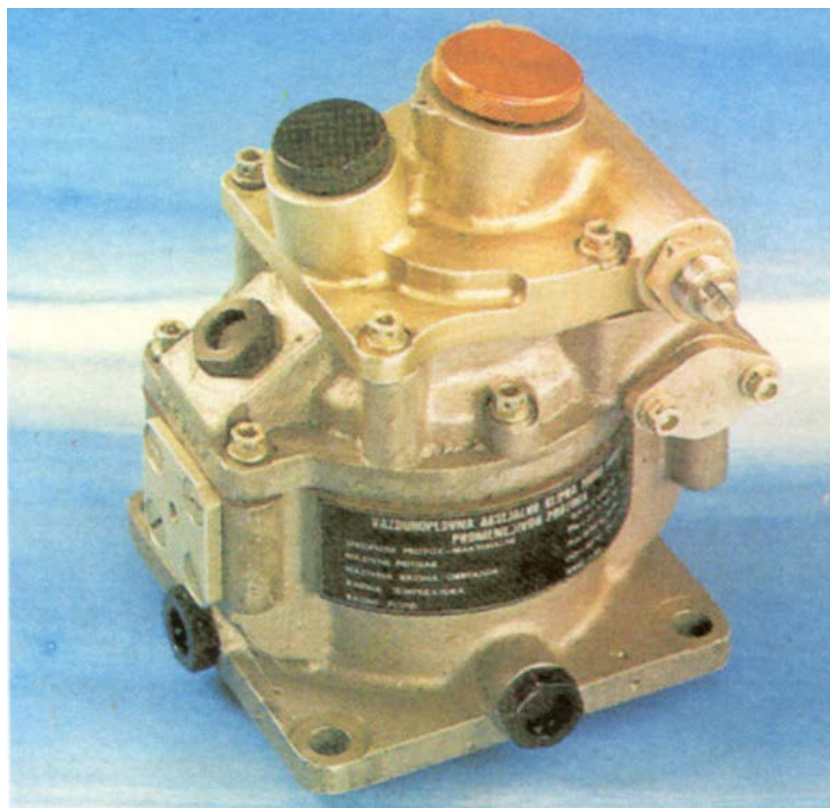
Key words: *constant pressure reciprocating axial pump, regulating manifold, cylinder block turntable, speed response, regulation, flow as a function of pressure, piston actuator, control piston, pressure transducer, turbine flow transducer, experimental tests, mathematical modeling, hydrodynamics, dynamics, displacement pumps.*

S A D R Ž A J

1. UVOD	15
1.1. Prenos energije hidrauličkim putem.....	15
1.2. Glavne karakteristike hidrostatičkog prenosa snage	17
<u>2. PRIMENA PUMPI U HIDRAULIČKIM SISTEMIMA VAZDUHOPLOVA.....</u>	19
2.1. Zapreminske pumpe	19
2.2. Osnovni zahtevi za vazduhoplovne hidropumpe.....	23
2.3. Specifični zahtevi za vazduhoplovne hidropumpe	23
2.4. Vazduhoplovne klipno aksijalne hidropumpe konstantnog pritiska	29
2.4.1. Pumpe konstantnog pritiska sa regulisanjem pomoću cilindra i opruge.....	30
2.4.2. Pumpe konstantnog pritiska sa regulisanjem protoka pomoću posebnog upravljačkog kola	35
2.5. Brzina procesa regulisanja protoka.....	43
2.6. Uobičajene šeme primene klipno aksijalne pumpe konstantnog pritiska.....	43
3. MATEMATIČKI MODEL HIDROPUMPE KONSTANTNOG PRITISKA.....	46
3.1. Diferencijalne jednačine linearizovanog modela, pumpe konstantnog pritiska, PKP...	46
3.1.1. Hidraulički pretvarači pritiska, HPP.....	46
3.1.2. Hidraulički cilindar HC, upravljan razvodnikom za regulisanje	47
3.1.3. Zakretna ploča	48
3.1.4. Jednačina protočne karakteristike pumpe.....	49
3.1.5. Jednačina protoka pumpe konstantnog pritiska.....	50
3.1.6. Simuliranje nelinearnosti.....	53
4. REZULTATI TEORIJSKE ANALIZE PARAMETARA HIDROPUMPE KONSTANTNOG PRITISKA	60
4.1. Simulacija promene protoka u funkciji promene pritiska	60
4.2. Simuliranje procesa regulisanja protoka sa raznim vrednostima prednapona opruge ε_1	61
4.3. Simuliranje vremena odziva pumpe	62
4.4. Simuliranje uslova u kojima se menja veličina preskoka pritiska pri prelazu sa nazivnog na maksimalni pritisak.....	64
4.5. Simuliranje uslova koji menjaju vremensku konstantu t_2	66

5. EKSPERIMENTALNA ANALIZA	67
5.1. Realni objekat i metode ispitivanja.	67
5.2. Sistem za akviziciju podataka.....	70
5.2.1. Opis elektronske jedinice za merenje i upravljanje hidrauličkim sistemom	70
5.2.2. Radni ekran sistema za akviziciju podataka.....	72
5.2.3. Analogni ulazni kanali.....	73
5.2.4. Analogni izlazni kanali.....	73
5.2.5. Elektronski pretvarači parametara u hidrauličkom sistemu	74
5.2.5.1. Elektronski pretvarači pritiska.....	74
5.2.5.2. Turbinski pretvarač protoka.....	75
5.2.5.3. Pretvarači temperature	75
5.3.1. Snimanje promene protoka pri promeni pritiska od zadate vrednosti pritiska do maksimalne podešene vrednosti.	75
5.3.2. Snimanje promene parametra pumpe pri radu sa dve različite vrednosti maksimalnog pritiska.....	77
5.3.3. Snimanje vremenske konstante pumpe	78
5.3.4. Snimanje varijacije preskoka pritiska pri prelazu sa nazivnog na maksimalni pritisak.....	79
5.3.5. Snimanje variranja vremenske konstante t_2	82
6. KARAKTERISTIČNI PARAMETARI KLIPNO-AKSIJALNE PUMPE.....	83
7. ZAKLJUČCI	100
8. LITERATURA	102
9. PRILOZI	108

**Vazduhoplovna klipno aksijalna
hidropumpa konstantnog pritiska**



1. UVOD

1.1. Prenos energije hidrauličkim putem

Uporedo sa geometrijom i astronomijom i kretanje tečnosti spada u oblasti kojima se čovek bavio veoma davno. Pojedini radovi iz oblasti hidraulike su u Kini izvedeni, 3.000 godina pre naše ere, kao što su kanali za navodnjavanje, veštačka jezera, uređaji za dizanje vode radi napajanja zemljišta itd. Međutim, nema podataka, o bilo kakvim hidrauličkim proračunima koja danas prethode takvim radovima. Oslanjalo se pre svega na vekovima sticano iskustvo. U staroj Grčkoj i Rimu nekoliko stotina godina pre naše ere izvođeni su složeni radovi iz oblasti hidraulike. Kuće su snabdevane toplom i hladnom vodom pomoću cevi od opeke. Prvi ozbiljniji rad iz oblasti Hidraulike zabeležen je oko 250. godine pre naše ere. Bio je to Arhimedov rad "O telima koja plivaju" i čuvena teorema o potisku tečnosti potopljenog tela. Arhimed nije imao sledbenika u istraživanju pojava u ovoj oblasti ali su se praktična znanja ipak širila sve do srednjeg veka. Značajniji naučni radovi javili su se tek u doba Renesanse. Prvi rad u tom vremenu objavio je holandski naučnik Stevin 1585. godine pod naslovom "Načela hidrostatike", mada je Leonardo da Vinči napisao svoj rad "O kretanju i merenju vode" mnogo ranije. Rad Leonarda da Vinčija bio je pronađen tek 300 godina posle njegove smrti, pa je štampan tek 1926. godine. Agostino Ramelli (1531 ÷ 1590) je značajan po tome što je konstruisao prvi primerak klipno aksijalne pumpe sa nagibnom pločom koja je imala pogon pomoću vodenog točka. Pumpa je bila namenjena za izbacivanje vode iz rudarskih okana. Takođe vredan korak koji treba zabeležiti, predstavlja pronalazak zupčaste pumpe Johana Keplera oko 1600. godine. Nova era istraživanja nastupila je tek polovinom 17. veka kada su počeli da se utvrđuju glavni zadaci koje treba rešiti. Negde oko 1640. godine je Blez Paskal definisao princip dejstva hidrauličke prese. Galileo Galilej je 1683. godine dokazao da otpor raste sa gustinom sredine i sa brzinom kretanja tela. Njutn je proučavao i dao kvantifikaciju otpora koji se protive kretanju tela u tečnosti. Zatim slede poznati radovi Galileja i Toričelija o ravnoteži u tečnostima i isticanju tečnosti kroz male otvore. Zatim rad Paskala, o prostiranju pritiska u tečnostima i Njutna o unutrašnjem trenju u tečnostima. Naročito veliki doprinos u razvoju hidraulike je učinjen od strane Bernulija i Ojlera, koji su postavili zakone o kretanju tečnosti odnosno kretanja i ravnoteže tečnosti (Bernulijeve i Ojlerove jednačine). Ovim su stvorene osnove da se tokom XIX veka ubrza dalji razvoj fluidne tehnike, posebno hidraulike, koja je obogaćena mnogim empirijskim obrascima dobijenim eksperimentalnim istraživanjima, a koji su bili nužni za potvrdu teorijskih postavki i rešavanje konkretnih praktičnih problema. Novi impuls razvoju hidraulike dao je Dženi 1905. godine koji je po prvi put primenio ulje kao radnu tečnost. Za njegovo ime vezan je i

prvi klipno aksijalni prenosnik [2]. Zanimljivo je pomenuti da je 1936. godine Hari Vickers, pronašao prvi pred upravljani ventil za ograničenje pritiska.

Od 1950. godine počinje nagli razvoj hidraulike. Po uzoru na klasičnu mehaniku stvara se i teorijska hidromehanika. Da bi se matematičkim jezikom mogle opisati pojave pri strujanju, svojstva tečnosti su se morala u velikom stepenu idealizovati. Međutim, čak i u tim uslovima dobijene jednačine teško su mogle biti upotrebljene za rešavanje praktičnih problema. Tako se pojavila praktična hidromehanika, zvana hidraulika, koja se oslanja, uglavnom, na eksperimente da bi se dobili odgovori na postavljena pitanja. Zbog toga i danas, mnogi smatraju da je hidraulika klasično područje empirije. Savremena hidraulika je jedinstvena oblast nauke u kojoj su matematičke metode opisivanja procesa i pojava u skladu sa rezultatima eksperimentalnih ispitivanja i gde se teorija i dalje potvrđuje i dopunjava eksperimentima u cilju stvaranja osnova za egzaktnija i pouzdanija istraživanja u narednom periodu.

Razvoj i stopa rasta primene koja se desila u fluidnoj tehnici, naročito u hidraulici, nije se desila ni u jednom drugom delu mašinske tehnike, a glavni razlozi su sadržani u posebnim mogućnostima i efektima koje ova vrsta tehnike pruža u odnosu na moguće alternative. Snažan doprinos takvom razvoju je podstaknut brzim razvojem u mernoj tehnici, tehnici projektovanja, tehnici proizvodnje i tehnici elektronskog upravljanja sistemima, kao i primenom novih materijala. Intenzivni razvoj hidrauličkih uređaja i sistema koji je zabeležen zadnjih godina pokazuje da je dostignut visok nivo tehničkih i radnih parametara i široka lepeza raznovrsnih uređaja potrebnih da pokriju sve oblasti primene. Sasvim je prirodno da se ovaj trend razvoja u najvećoj meri oseća kod pumpi kao najvitalnijih delova hidrosistema. Posebno je primetna modernizacija njihovog sistema upravljanja i regulisanja putem potpunog prelaska na elektro hidraulički.

Naravno, savremeni razvoj postavlja standarde kako po pitanju sve strožijih režima rada samih uređaja tako i po pitanju njihovog kvaliteta i pouzdanosti, pa se pažnja posvećuje:

- podizanju nivoa tehničkih performansi preko "gustine" snage
- poboljšanju ukupnog stepena korisnog dejstva i uštede energije
- smanjenju nivoa buke kao važnog ekološkog faktora
- povećanju veka uređaja u eksploataciji
- pravilnom struktuiranju celine sistema u kome uređaj radi
- optimizaciji režima rada i upravljanja
- izboru odgovarajućeg radnog fluida i dr.

1.2. Glavne karakteristike hidrostatickog prenosa snage

Od mnogih prednosti koje, u prenosu snage, obezbeđuju hidraulički sistemi, u odnosu na alternativne sisteme raznih vrsta, ističu se samo neke od njih:

- visoki stepen pojačanja snage
- visoka "gustina" snage kW/kg
- široki opseg prenosa snage
- visoka sigurnost prenosa snage
- laki prenos snage u prostornim koordinatama
- visoka fleksibilnost rada
- široki temperaturni opseg rada
- kontinualnost režima rada
- male inercijalne sile
- velika brzina reverziranja
- efikasna zaštita od preopterećenja
- visoki stepen iskorišćenja prenosa snage
- visoka pouzdanost rada
- mogućnost struktuiranja sistema za najsloženije zadatke i dr.

Naravno, pored navedenih prednosti, hidrostaticki prenos snage ima i svojih nedostataka koji se ogledaju pre svega u velikoj složenosti uređaja i sistema, pojavi znatne buke pri radu pojedinih uređaja, neophodnosti visoke čistoće radnog fluida, opasnosti od držanja ranog fluida pod velikim pritiscima i ekoloških problema zbog mogućih curenja radnog fluida.

Ukupno posmatrano, nedostaci su daleko ispod nivoa pobrojanih prednosti, a prisutne su i mere stalnih korekcija nedostataka i njihovo svođenje u prihvatljive granice [2, 4].

Istraživanja koja su obavljena u radu imaju zadatak da daju doprinos u pogledu poboljšanja karakteristika hidropumpi uopšte. Hidropumpe koje se koriste u vazduhoplovstvu imaju vrlo stroge zahteve po pitanju pouzdanosti u eksploataciji. Zbog toga se pri osvajanju

hidro pumpe za ovu primenu one podvrgavaju vrlo strogim procedurama homologacionih ispitivanja [19] [33].

U okviru navedenih ispitivanja zastupljena su sledeća ispitivanja: ubrzana ispitivanja na vek, ispitivanja na vibracije, ispitivanje na visoke i niske temperature, provera statičkih i dinamičkih karakteristika, pritisak rasprskavanja, test kavitacije, provera oslobađanja toplote pri radu pumpe itd.

2. PRIMENA PUMPI U HIDRAULIČKIM SISTEMIMA VAZDUHOPLOVA

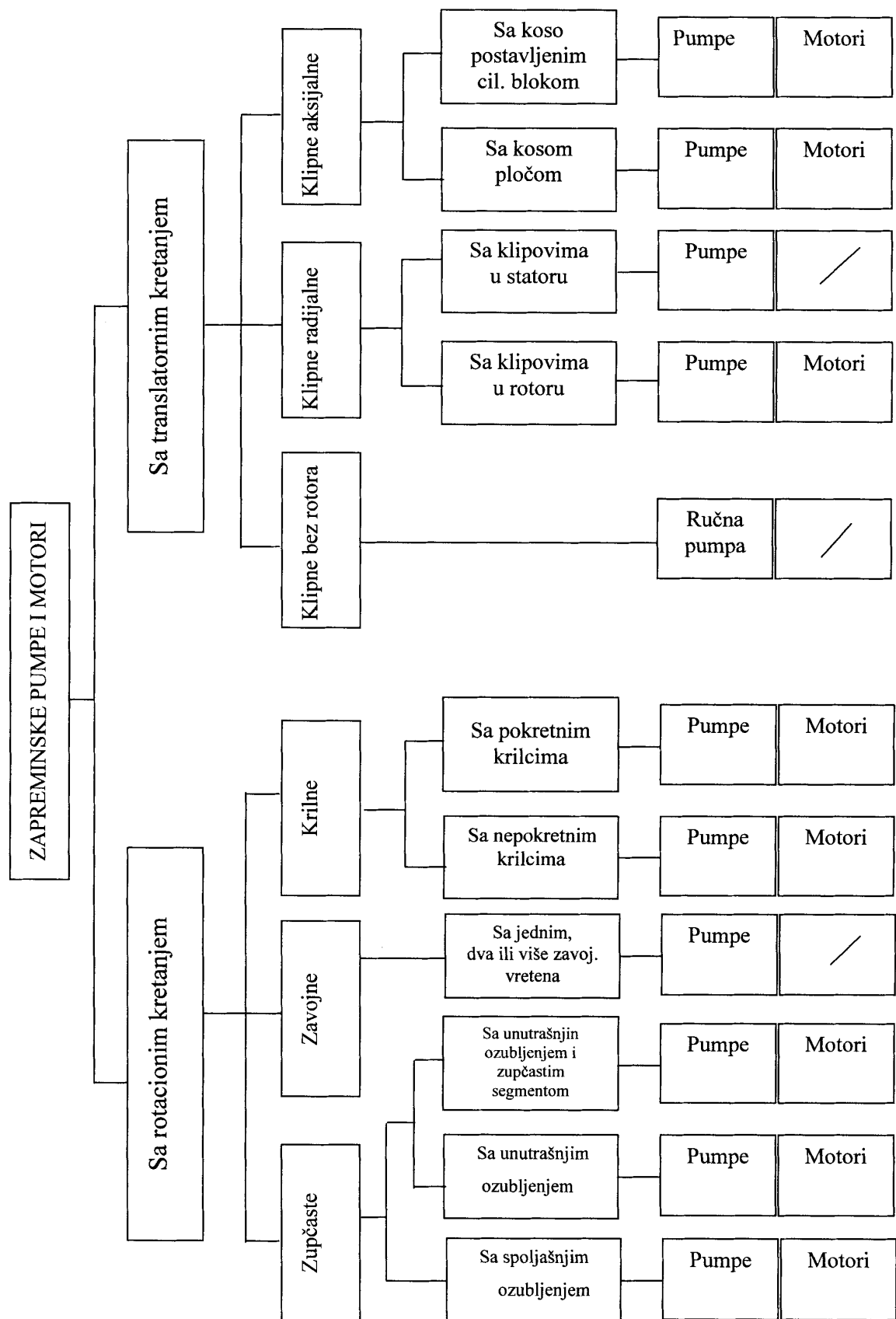
Hidraulička pumpa je osnovni agregat hidrauličkog sistema, koja mehaničku energiju pogonskog motora, pretvara u hidrostatičku energiju radnog fluida. Prema nameni, hidropumpe možemo podeliti na dve grupe: zapreminske ili hidrostatičke i strujne ili hidrodinamičke.

2.1. Zapreminske pumpe

Za zapreminske pumpe je karakteristično da transformaciju energije vrše u zatvorenim radnim komorama, [1]. Usisavanje i potiskivanje ranog fluida, vrše se adekvatnom promenom zapremina komora, koje su hermetički razdvojene među sobom. U rotacionoj pumpi, se potiskivanje fluida iz radnih komora vrši u procesu obrtnog ili obrtno translatorsnog kretanja potiskujućih elemenata. Pod potiskujućim elementima se podrazumevaju radni elementi pumpe koji pri radu vrše promenu zapremina komora a time i usisavanje i potiskivanje fluida. Zapreminske pumpe se isključivo koriste u hidrostatičkim sistemima prenosa energije i one u sistemu rade sa visokim pritiscima i relativno malim protocima [4].

U drugu grupu pumpi, spadaju strujne ili dinamičke pumpe, koje se uglavnom koriste za transport hidrauličkog fluida. Raspoloživa energija pumpe se u ovom slučaju koristi za savlađivanje hidrauličkog otpora kroz cevovod. Pomenute pumpe su karakteristične po tome što u sistemima rade sa niskim pritiscima i relativno velikim protocima [4].

Zapreminske hidropumpe imaju široku primenu u hidrostatičkim sistemima koji se koriste na raznim sredstvima i uređajima. Pošto svaki sistem ima određene specifičnosti, pronađen je i razvijen veliki broj tipova hidrauličkih pumpi. Na slici 1 data je osnovna podela tipova zapreminskih pumpi i motora [4]. Vidi se, da su principi transformacije energije različiti i zahvaljujući tome, definisana je i oblast primene pojedinih tipova. Slika 1 pokazuje osnovne karakteristike određenih tipova zapreminskih pumpi i motora. Lako se uočava da klipno aksijalne pumpe po prikazanim karakteristikama spadaju u kategoriju najkvalitetnijih pumpi.



Slika 1. Šematski prikaz podele zapreminskih pumpi

Tabela 1: Karakteristike zapreminskih pumpi i motora

R. br.	Tip pumpe ili motora	Režim rada	Radna zapremina [m ³ /o]· 10 ⁻³	Pritisak [MPa]	Broj obrtaja [s ⁻¹]	Stepen iskorišćenja η[%]
1.	Zupčaste pumpe i motori sa spoljašnjim ozubljenjem	Pumpe konstantnog protoka	1÷250	do 20	10÷60	0,6÷0,9
				do 24 sa rastereć.		
		Motori konstantnog broja obrtaja	1÷320	do 20		
				do 24 sa rastereć.		
2.	Zupčaste pumpe i motori sa unutrašnjim ozubljenjem	Pumpe konstantnog protoka	4÷250	do 30	10÷60	0,8÷0,9
		Motori konstantnog broja obrtaja		do 25		
3.	Zupčaste pumpe i motori sa unutrašnjim ozubljenjem i zupčastim prstenom	Pumpe konstantnog protoka	63÷500	do 30	4÷20	0,75÷0,85
		Motori konstantnog broja obrtaja		do 25		
4.	Zavojne pumpe	Pumpe konstantnog protoka	4÷630	do 16	10÷100	0,7÷0,8
5.	Krilne pumpe i motori sa nepokretnim krilcima	Pumpe konstantnog protoka	4÷226	14÷18	do 7	0,85÷0,95
		Motori konstantnog broja obrtaja		do 21		

6.	Krilne pumpe i motori sa pokretnim krilcima	Pumpe konstantnog protoka	5÷3000	32÷40	10÷50	0,7÷0,9
		Motori konstantnog broja obrtaja		320÷400		
7.	Radijalne klipne pumpe i motori konstantnog i promenljivog kapaciteta	Pumpe	5÷3000	32÷40	10÷50	0,85÷0,93
		Motori		32÷40		
8.	Ekscentar pumpe	Pumpe konstantnog i promenljivog protoka	50÷450	320÷400	750÷1500	0,87÷0,95
9.	Aksijalne klipne pumpe i motori sa kosom pločom	Pumpe konstantnog i promenljivog protoka	5÷800	32÷40	10÷200	0,85÷0,92
		Motori konstantnog i promenljivog broja obrtaja		40÷48		
10.	Aksijalne klipne pumpe i motori sa koso postavljenim cilindarskim blokom	konstantnog i promenljivog protoka	5÷800	20÷32	20÷100	0,85÷0,92

2.2. Osnovni zahtevi za vazduhoplovne hidropumpe

Pored pomenutih karakteristika, hidropumpe na vazduhoplovima moraju zadovoljiti još čitav niz dopunskih zahteva [26].

U prethodnom poglavlju je već opisano, koje su dobre, a koje su loše osobine hidrauličkog prenosa energije, međutim oblast vazduhoplovstva posebno ističe zahteve kao što su:

- pouzdanost hidropumpe mora biti izuzetno visoka, jer otkazi imaju katastrofalne posledice.
- masa pumpe mora biti što manja to jest, neophodno je da gustina snage bude što veća. Savremena rešenja u vazduhoplovstvu danas imaju gustinu snage i do $8kW/kg$.
- izražena je stalna tendencija porasta ugaone brzine pogonskog vratila pumpe. Pošto se vratilo pumpe pogoni sa vratila turbine koja rotira izuzetno visokim ugaonim brzinama, veća ušteda u masi se postiže ako se koristi reduktor sa što manjim stepenom redukcije.
- radni pritisci imaju takođe stalnu tendenciju rasta jer se na taj način komponente sistema smanjuju po svojim gabaritima. Normalno da tu postoji razumna granica jer visoki pritisci traže povećanje debljine zidova što se može na neki način ublažiti primenom sve kvalitetnijih materijala uključujući lake legure visokog kvaliteta.
- posebno se zahteva da ukupni stepen iskorišćenja bude što veći kako bi gubici energije bili što manji.
- hidropumpa zajedno sa ostalim komponentama sistema mora da radi u širokom području promena temperatura i to od $-60^{\circ}C$ pa do $135^{\circ}C$. Znači da svi elementi unutar sistema moraju da budu sposobni za te uslove i to kako zaptivni elementi tako i radni fluid, a i svi ostali materijali u komponentama i sistemu.

2.3. Specifični zahtevi za vazduhoplovne hidropumpe

Kada su u pitanju hidrosistemi na vazduhoplovima, sve prethodno rečeno u potpunosti važi uz napomenu da se radi o znatno višem nivou preciznosti u izradi, sigurnosti i pouzdanosti po svim osnovama, pa napred navedene karakteristike dolaze do još većeg izražaja u poređenju sa sistemima van vazduhoplovstva.

Ovi hidraulički uređaji i sistemi kao celine u eksploataciji funkcionišu u uslovima koje karakteriše visoka složenost i dinamika rada. Ako se ovome doda i redovno prisustvo mnogih ograničenja, a posebno poremećaja, kako spoljašnjih iz okruženja tako i unutrašnjih iz samog

sistema, onda se dobija potpuno jasna slika njihovog ukupnog stanja. Eksploatacijski faktori od kojih zavisi pre svega pouzdanost rada vazduhoplovnih hidrosistema su mnogobrojni i po svom uticaju veoma bitni. Jedan od posebno važnih je temperaturni režim rada hidrosistema u kome je prisutan široki spektar temperatura kojima je on izložen, a time i radni fluid u njemu. Pri radu svakog hidrosistema, pa i vazduhoplovnog, dolazi do gubitaka energije odnosno do pada pritiska radnog fluida duž celog sistema strujanja. Osnovni izvori ovih gubitaka su svi uređaji u sistemu: pumpe, hidromotori, upravljačko regulacioni uređaji, ventili, vodovi, armaturni elementi i drugi uređaji na putu strujanja fluida. U ove izvore gubitaka spadaju i svi zapreminski gubici kroz zazore i procepe sklopova uređaja (unutrašnja curenja). Gubici u hidrosistemu, kako je poznato, transformišu se i prelaze u toplotnu energiju što dovodi do zagrevanja radnog fluida. Osim navedenih, osnovnih izvora toplote, koji su karakteristični za svaki hidrosistem, u hidrosistemima na vazduhoplovima su prisutni i drugi, specifični izvori dopunskog zagrevanja i to:

- Motori aviona, koji predaju toplotu onim hidroagregatima koji su raspoređeni u njihovoj neposrednoj blizini. Pri tome, do posebnog izražaja dolazi pogoršanje uslova odvođenja toplote koju motori stvaraju pri letovima na velikim visinama usled razređene atmosfere.
- Aerodinamičko zagrevanje površine aviona, koje je posebno karakteristično kod nadzvučnih brzina. Naime, u toku leta aviona sa velikim brzinama, aerodinamičko zagrevanje njegovih površina je veoma izraženo tako da temperature u oblasti razmeštanja pojedinih hidroagregata u sistemu dostižu vrednosti od 300 do 320°C. Opiti su pokazali da u ovakvim uslovima dolazi do zagrevanja radnog fluida u hidrosistemu i do 230°C, tako da se u ovim slučajevima u hidrosistemu moraju koristiti sintetička ulja kao primer "ORONITE 8200" sa dozvoljenim opsegom radnih temperatura od -54°C do +290°C [19]. Danas se u hidrosistemima na vazduhoplovima uglavnom upotrebljavaju mineralna ulja sa definisanim temperaturnim opsegom. Na vazduhoplovima sa zapada najčešće se koriste fluidi DTD 585, SKYDROL 500, ORONITE M2, a na vazduhoplovima proizvodnje sa Istoka i domaćim, najčešće radni fluidi po specifikaciji, MIL-H-5606, [30]. Kada se radi o uslovima standardnog, tipičnog leta aviona, praksa je pokazala da sigurnost i dugotrajnost hidroagregata u sistemu sa širokim dijapazonom temperatura veoma zavisi od stanja radnog fluida odnosno od toga koliko se pri zagrevanju menja njegov hemijski sastav, viskozitet, sposobnost podmazivanja i otpornost na mehanička razaranja. Zbog očuvanja stabilnih karakteristika radnog fluida, a time sigurnosti rada i duže eksploatacije hidrosistema na vazduhoplovima, propisan je dozvoljeni opseg radne temperature, najčešće od -60°C do +135°C. Minimalnu temperaturu diktira stanje atmosfere kroz koju se kreću vazduhoplovi, a ispitivanja su pokazala da veoma niske temperature okolnog vazduha u manjoj meri izazivaju neželjena dejstva na radni fluid od povišenih temperatura. Kod niskih temperatura dolazi do gubitka elastičnosti zaptivki i povećanja viskoziteta radnog fluida što

može prouzrokovati promenu rada hidrosistema preko povećanja vremena odziva izvršnih organa i parametara regulisanja i upravljanja. Ograničenje maksimalne radne temperature proizilazi iz zahteva dovoljne hemijske stabilnosti odnosno postojanosti radnog fluida prema oksidaciji koja može usloviti izdvajanje taloga u obliku smole. Ovaj tvrdi sloj smole na površinama pokretnih elemenata može oštetiti gumene zaptivke. Osim toga, pri visokim temperaturama mogu nastati oštećenja pokretnih delova hidroagregata i izvršnih organa usled promene zazora zbog toplotnog širenja materijala, [30].

- Prethodno navedeno upućuje na konstataciju da hidrosistemi na vazduhoplovima, bez obzira kom tipu pripadaju (putničkom, transportnom, borbenom), rade u najtežim radnim uslovima, što zajedno sa ostalom njihovom složenostima predstavlja najsloženije sisteme u tehnici, kako za projektovanje tako i za održavanje u eksploataciji. U opštem slučaju, radni procesi u ovim uređajima i sistemima i u ovakvim okolnostima rada pripadaju klasi složenih stohastičkih procesa sa još uvek nepotpunim poznavanjem njihove unutrašnje strukture i zakonitosti ponašanja. Ta visoka složenost proističe, pre svega, iz ogromnog broja prisutnih interakcija (nižeg i višeg reda) između "koordinata" - parametara u okviru svakog uređaja u sistemu i u okviru skupa uređaja u celini hidrosistema. Ove interakcije se, tokom vremena, preslikavaju u stalne promene stanja kako u uređajima tako i u okviru sistema. U matematičkoj interpretaciji ovakvi radni procesi u sistemima se mogu predstaviti kao n , dimenzioni hiper, prostori čiju unutrašnju strukturu treba dodatno istraživati. Ovim bi se identifikovali uslovi daljeg poboljšanja performansi uređaja, posebno onih koje se odnose na sigurnost i bezbednost, a uslovljene su velikom brzinom reagovanja hidrosistema koja se na vazduhoplovima meri u stotim delovima sekunde.

Kod vazduhoplovnih hidro sistema postoji još jedan specifičan zahtev, a to je da napajanje hidrokomponeenti bude vrlo efikasno sa brzim promenama protoka od maksimalne do minimalne vrednosti. U toku poletanja, leta i sletanja aviona, odigrava se veliki broj operacija u kojima učestvuju sledeće hidrauličke komponente: hidraulički cilindri, hidromotori, servouređaji za komande leta, razvodnici, prigušnici, filtri, regulatori protoka i pritiska itd. Slike 2 i 3, prikazuju borbene avione "ORAO" i "G4" na kojima se nalazi hidropumpa koja se analizira u radu. Na slici 4, prikazan je hidraulički sistem borbenog aviona "ORAO" sa hidrauličkim komponentama i kolima hidrauličkog sistema.

Hidraulički sistem napaja sve elemente koji moraju da izvrše određeni rad u određenim fazama leta. Radni fluid pod pritiskom se pomoću odgovarajućih cevovoda i armaturnih elemenata sprovodi do pojedinih izvršnih organa gde se hidrostatička energija pretvara u mehaničku sa kontrolisanim kretanjem silom ili momentom. Analize tokom razvoja hidrauličkih sistema za vazduhoplove su pokazale, da klipno aksijalne pumpe daju najbolje rezultate u pomenutim sistemima, [8]. Naravno na početku razvoja, krenulo se sa

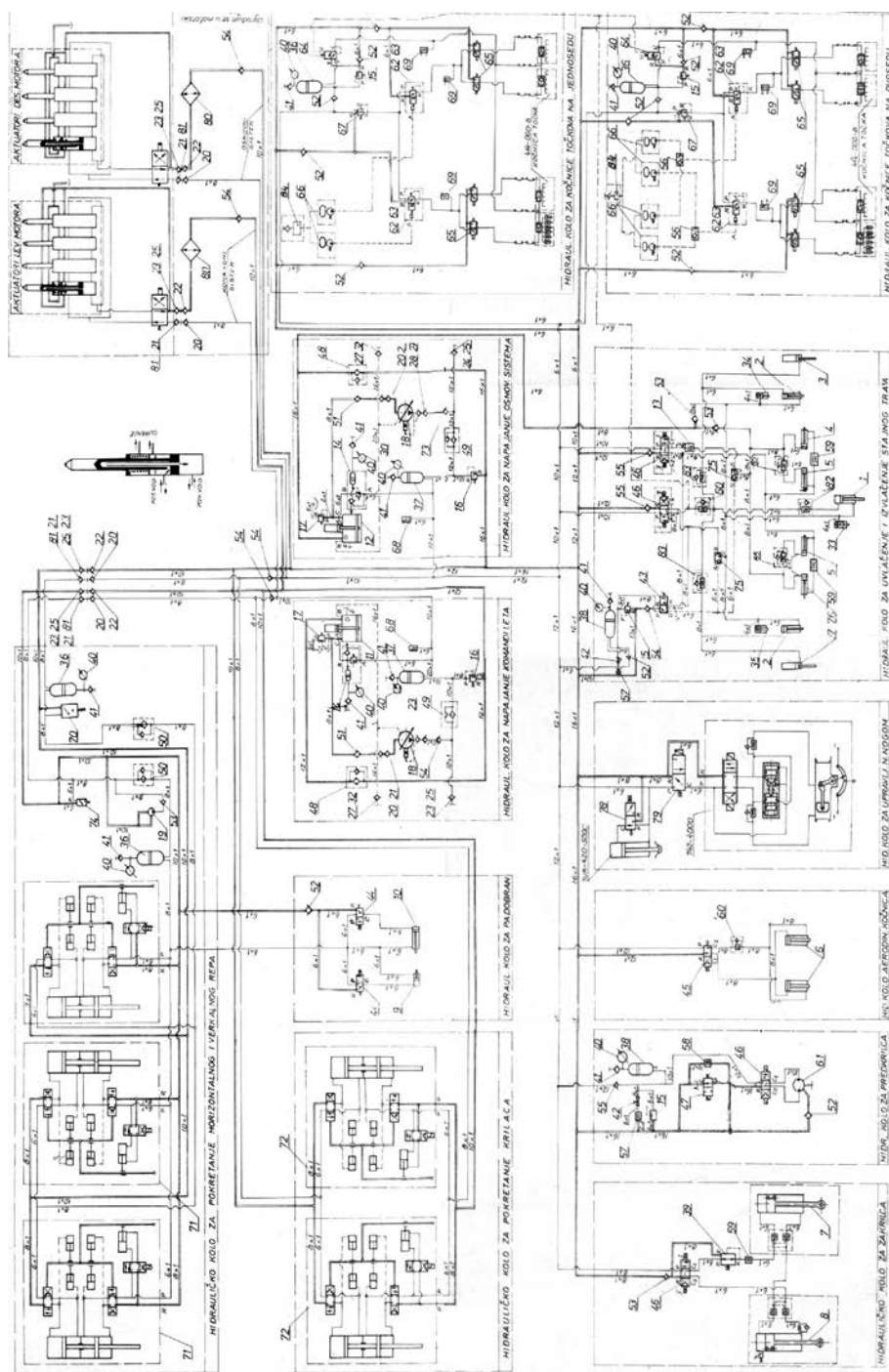
jednostavnijim tipovima hidro pumpi da bi se danas došlo do specijalnih rešenja klipno aksijalnih pumpi.



Slika 2. Avion "ORAO" nadzvučni jurišni bombarder



Slika 3. Avion G4-SUPER GALEB



Slika 4. Šema hidrauličnog sistema jurišnog bombardera, "ORA O" - J 21

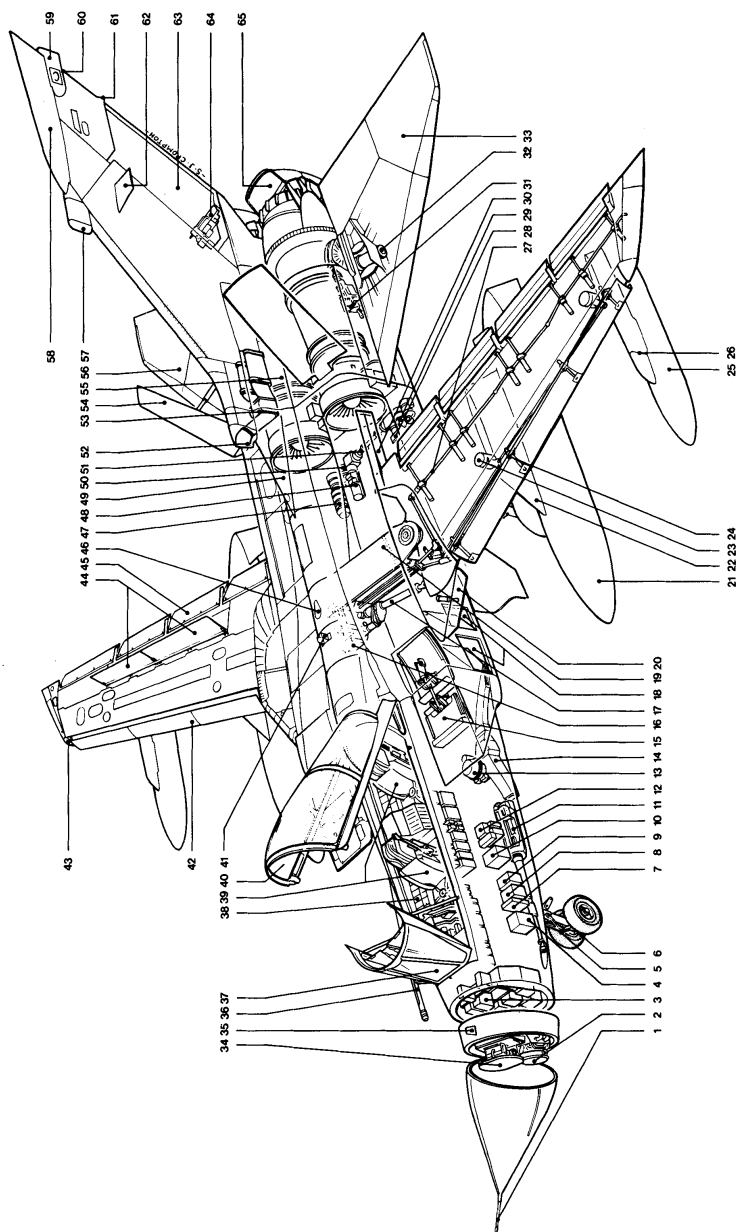
Postoje dva osnovna tipa klono aksijalnih pumpi i motora, koji su najviše zastupljeni u hidrauličkim sistemima:

- klipno aksijalne hidropumpe sa zakretnom ili kosom pločom

- klipno aksijalne hidropumpe sa koso postavljenim cilindarskim blokom.

Za primenu u vazduhoplovstvu su prikladnije pumpe sa zakretnom pločom, promenljivog protoka koji se u području maksimalnog pritiska reguliše promenom pritiska u užoj oblasti, zbog čega se nazivaju hidropumpe konstantnog pritiska.

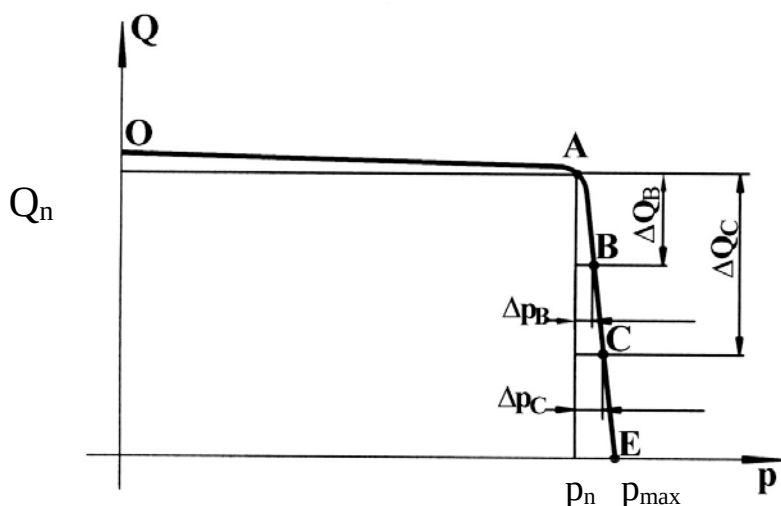
Na slici 5, prikazani su detalji podsklopovi i sklopovi borbenog aviona "Tornado" koji imaju određene funkcije koje se uglavnom realizuju posredstvom komponenti hidrauličkog sistema, a kao generator hidrostatičke energije se koristi hidropumpa konstantnog pritiska, [33].



Slika 5. Tornado (kompjuterizovani jurišni bombarder)

2.4. Vazduhoplovne klipno aksijalne hidropumpe konstantnog pritiska

Klipno aksijalne pumpe ovoga tipa, spadaju u grupu pumpi sa automatskim regulisanjem protoka zavisno od pritiska, koji može da se menja u određenim granicama koje su unapred podešene. Dijagram promene protoka u zavisnosti od pritiska data je na slici 6. U hidrosistemu pritisci se menjaju od minimalne vrednosti, p_{min} , što diktiraju potrošači svojim otporima, preko nazivne vrednosti, p_n , i maksimalne vrednosti, p_{max} [6]. Tada se protok menja od nazivne vrednosti, Q_n , do minimalne vrednosti Q_{min} , (E).



Slika 6. *Dijagram promene protoka u funkciji pritiska*

U tim uslovima hidropumpa ne šalje fluid pod pritiskom potrošačima jer za tim nema potrebe, znači generiše se samo minimalni protok koji je neophodan za popunjavanje gubitaka koji su uslovljeni curenjima u pumpi i određenim vodovima, [9]. Međutim karakteristična je tačka A, gde u sistemu vlada nazivni pritisak, p_n , i u tim uslovima pumpa daje nazivni protok. To je protok prema kome je pumpa usvojena a proračunom hidrosistema je dokazano da može efikasno da napaja sistem. U trenucima kada pritisak poraste za, Δp_B , protok se automatski smanjuje za ΔQ_B . Dalje kada pritisak poraste za, Δp_C , protok se smanji za ΔQ_C i na kraju kada pritisak poraste na vrednost, p_{max} , tada se protok smanjuje na, Q_{min} . Znači nema protoka prema hidro sistemu, pumpa tada daje količinu fluida koji odlazi na gubitke kroz određene zazoru u komorama gde se komprimuje radni fluid. Može se zaključiti da se kod razmatranih pumpi protok kojim se napaja sistem menja po liniji definisanoj tačkama, O, A, E. Tom prilikom pritisak se kreće od p_{min} preko p_n do p_{max} .

2.4.1. Pumpe konstantnog pritiska sa regulisanjem pomoću cilindra i opruge

Prvo rešenje klipno aksijalne pumpe konstantnog pritiska, bilo je dosta jednostavno sa skromnim rezultatima i prikazano je na slici 7. Obrtni moment sa pogonskog vratila prenosi se na cilindarski blok, poz.5, koji rotira. Klipovi, poz.6, jednim delom se nalaze unutar

cilindarskog bloka, a drugim delom se oslanjaju, preko papučica, na zakretnu ploču, poz.4. Zakretna ploča može da menja ugao nagiba u odnosu na osu klipova. Zahvaljujući ovoj sprezi, klipovi pored kružnog kretanja, vrše i pravolinijsko oscilatorno kretanje. Takvo kretanje klipova omogućava radnom fluidu da bude u jednoj polovini obrta usisan, a u drugoj polovini obrta istisnut iz cilindarskog bloka. Svaki klip izvrši ciklus punjenja i pražnjenja u toku svakog obrtaja cilindarskog bloka. Cilindar, poz.2, povezan je sa potisnim vodom na pumpi tako da u njemu vlada pritisak kakav vlada i u potisnom vodu. Kada pumpa radi sa nazivnim pritiskom, protok je maksimalan, jer je ugao nagiba zakretne ploče maksimalan, i tada postoji ravnoteža sila, [24]:

$$p_n A_c = F_o + F_{zp} = c_2 \varepsilon_2 + F_{zp} \quad (2.1)$$

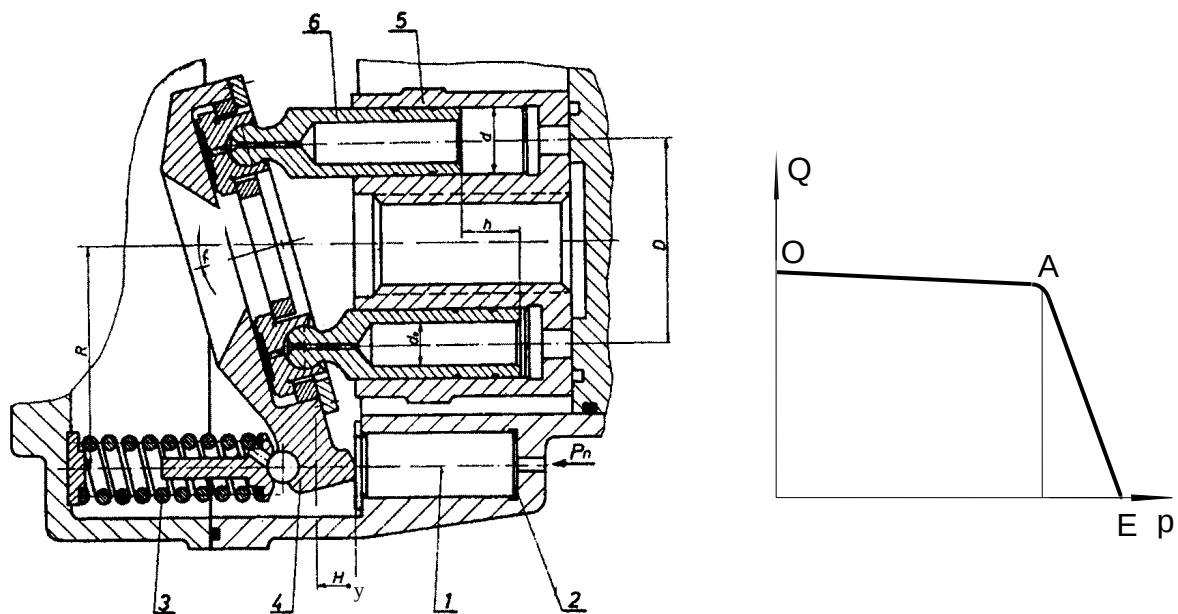
gde je: A_c - površina poprečnog preseka hidro cilindra, poz.1.

F_o - sila kojom opruga, poz.3, deluje na zakretnu ploču, poz. 4.

F_{zp} - sila kojom zakretna ploča, poz. 4, deluje na oprugu, poz.3.

c_2 - krutost opruge

ε_2 - dužina za koju je opruga, poz.3, sabijena pri ugradnji



1-klip, 2-cilinar, 3-opruga, 4-zakretna ploča, 5-cilindarski blok, 6-klip

Slika 7. Hidropumpa sa regulisanjem protoka pomoću cilindra i opruge

Za slučaj kada pritisak poraste sa nazivnog na maksimalni, može da se napiše druga jednačina:

$$p_{\max} \cdot A_c = F_{opr} + F_{zp} = c_2 \cdot \varepsilon_2 + c_2 \cdot y + F_{zp} \quad (2.2)$$

U jednačinama (2.1) i (2.2) nije uzet u obzir uticaj sile trenja. Kada pritisak opadne sa maksimalnog na nazivni, protok se opet poveća na maksimalni, jer sada zakretna ploča ponovno zauzima maksimalni nagibni ugao. Pomeranje zakretne ploče vrši se zbog toga što je u tom trenutku sila opruge veća od drugih sila koje joj se suprotstavljaju. Za vreme regulisanja klip, poz.1, prelazi put, y , koji može da se izrazi u zavisnosti od uglova koje zauzima zakretna ploča, [23].

$$y = (tg\gamma_{\max} - tg\gamma) \cdot R \quad (2.3)$$

gde je:

y - put koji pređe klip, poz.1, za vreme dok se protok smanji sa maksimalnog na minimalni

R - rastojanje od ose cilindarskog bloka do ose cilindra, poz.2

Za vreme rada pumpe klipovi, preko papučica, deluju na zakretnu ploču stvarajući moment M_{zp} . Zbog ovog momenta javlja se sila F_{zp} , čiji intenzitet zavisi od momenta i kraka R :

$$F_{zp} = \frac{M_{zp}}{R} \quad (2.4)$$

Protok pumpe može se izraziti u zavisnosti od sledećih veličina:

$$Q = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} D \cdot tg\gamma \cdot z \cdot n \quad (2.5)$$

Iz jednačine (2.5) možemo naći ugao nagiba zakretne ploče:

$$tg\gamma = \frac{4 \cdot Q}{d^2 \cdot \pi \cdot D \cdot z \cdot n} \quad (2.6)$$

gde je:

d - prečnik klipa

D - prečnik po kome su raspoređeni otvori na cilindarskom bloku

z - broj klipova

n - broj obrtaja cilindarskog bloka

Ako uvrstimo izraze (2.3) i (2.6) u jednačinu (2.2), dobićemo sledeći izraz:

$$p_{\max} \cdot A_c = \frac{M_{zp}}{R} + c_2 \cdot \varepsilon_2 + c_2 (tg\gamma_{\max} - tg\gamma) R \quad (2.7)$$

odnosno:

$$p_{\max} \cdot A_c = \frac{M_{zp}}{R} + c_2 \cdot \varepsilon_2 + c_2 (tg\gamma_{\max} - \frac{4Q}{d^2 \cdot \pi \cdot D \cdot z \cdot n}) R \quad (2.8)$$

Iz jednačine (2.8) možemo naći protok:

$$Q = -\frac{d^2 \cdot \pi \cdot D \cdot z \cdot n \cdot A_c}{4 \cdot c_2 \cdot R} p_{\max} + \left(\frac{M_{zp}}{R} + c_2 \cdot \varepsilon_2 + c_2 \cdot R \cdot tg\gamma_{\max} \right) \frac{d^2 \cdot \pi \cdot D \cdot z \cdot n}{4 \cdot c_2 \cdot R} \quad (2.9)$$

Jednačina (2.9) daje zavisnost protoka i pritiska. Ako posmatramo dijagram sa slici 6, videćemo da deo prave koji definiše regulisanje pumpe može da se izrazi linearnom jednačinom:

$$Q = -a \cdot p + b \quad (2.10)$$

Kada je ugao nagiba zakretne ploče, $\gamma \approx 0$, protok je, $Q \approx 0$, a pritisak $p = p_{\max}$.

Uzimajući ove uslove, iz jednačine (2.10) možemo naći veličinu b .

$$b = a \cdot p_{\max} \quad (2.11)$$

Kada je ugao nagiba zakretne ploče $\gamma = \gamma_{\max}$ onda je protok $Q = Q_{\max}$, a pritisak $p = p_n$. Ako ove uslove uvrstimo u jednačinu (2.10), dobićemo sledeću zavisnost:

$$Q_{\max} = -a \cdot p_n + b = -a \cdot p_n + a \cdot p_{\max} = a(p_{\max} - p_n) \quad (2.12)$$

Eksperimenti su pokazali da se ovi uslovi postižu pri uglu $\gamma_{\max} = 19^\circ$, tako da će se u ovom radu izvršiti ispitivanje pumpe u okolini maksimalnog režima rada, tj. pri ovom uglu nagiba zakretne ploče.

Iz jednačina (2.10) i (2.12) možemo naći parametre (a) i (b):

$$a = \frac{Q_{max}}{p_{max} - p_n} \quad (2.13)$$

$$b = a \cdot p_{max} = \frac{Q_{max} p_{max}}{p_{max} - p_n} \quad (2.14)$$

Ako proanaliziramo jednačinu (2.9, 2.13, 2.14) videćemo da je

$$a = -\frac{d^2 \cdot \pi \cdot D \cdot z \cdot n \cdot A_c}{4 \cdot c_2 \cdot R} \quad (2.15)$$

$$b = \left(\frac{M_{zp}}{R} + c_2 \cdot \varepsilon_2 + c \cdot R \cdot tg\gamma_{max} \right) \frac{d^2 \cdot \pi \cdot D \cdot z \cdot n}{4 \cdot c \cdot R} \quad (2.16)$$

Uzimajući u obzir jednačine (2.13, 2.14) i (2.15, 2.16) dobijamo sledeće zavisnosti:

$$\frac{Q_{max}}{p_{max} - p_n} = -\frac{d^2 \cdot \pi \cdot D \cdot z \cdot n \cdot A_c}{4 \cdot c_2 \cdot R} \quad (2.17)$$

$$\frac{Q_{max} p_{max}}{p_{max} - p_n} = \left(\frac{M_{zp}}{R} + c_2 \cdot \varepsilon_2 + c_2 \cdot R \cdot tg\gamma_{max} \right) \frac{d^2 \cdot \pi \cdot D \cdot z \cdot n}{4 \cdot c_2 \cdot R} \quad (2.18)$$

Kod pumpi sa automatskim regulisanjem pomoću cilindra i opruge, uzimajući u obzir jednačine (2.15) i (2.16), možemo definisati zahteve koje mora ispuniti opruga. Iz jednačina (2.17) i (2.18) mogu se naći krutost c_2 , i dužina ε_2 , koja predstavlja dužinu za koju je opruga sabijena pri ugradnji.

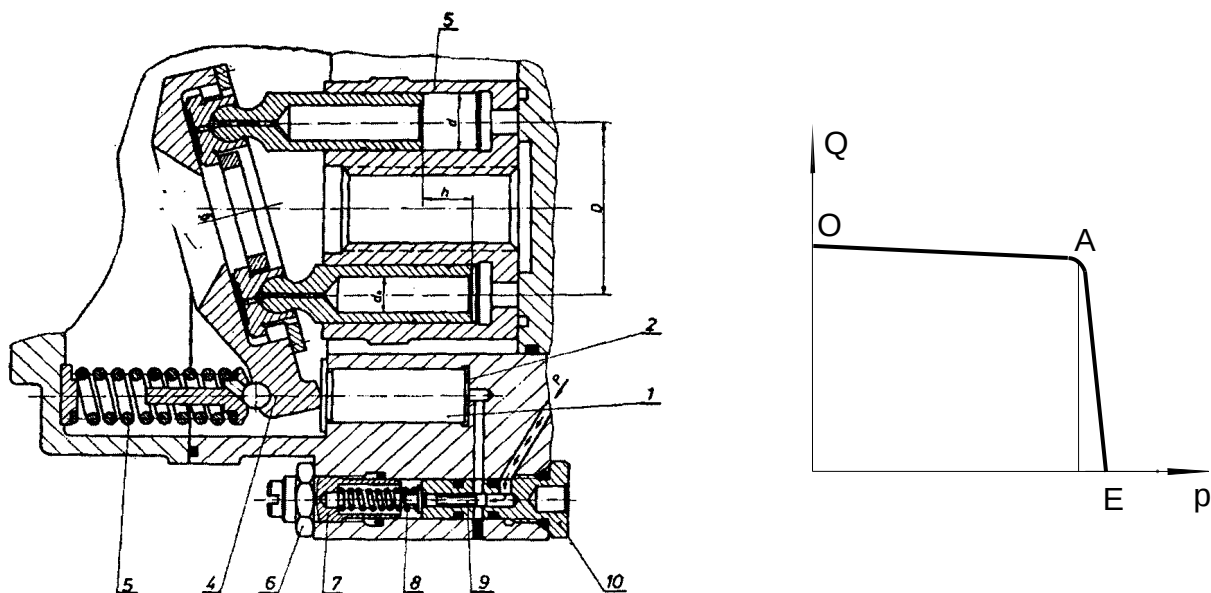
Neke napomene o razmatranom principu regulisanja:

- Opruga mora da ima karakteristike koje omogućavaju dobijanje velike sile prednapona, jer je nazivni pritisak, p_n , visok. S druge strane, ona ne sme biti isuviše kruta, kako razlika između maksimalnog i nazivnog pritiska ne bi bila velika; nazivni pritisak ne sme da varira, već mora stalno da se ponavlja sa vrlo malim razlikama, a to u velikoj meri zavisi od opruge.
- Konstruktivski je teško obezbediti prednapon opruge koji može lako da se menja i time stvori mogućnost da pumpa radi sa raznim nazivnim pritiscima.
- Na zakretnu ploču deluju klip i opruga, koji izazivaju promenu njenog nagiba, a time i protok, ali često mogu da se jave sile poremećaja, koje mogu da izazovu oscilacije zakretne ploče.

- d. Hidroinstalacija u kojoj se nalazi pumpa sa ovakvim regulisanjem mora biti snabdevena posebnim ventilom sigurnosti koji mora da zaštiti sistem od naglih povećanja pritiska, a time i od naglih preopterećenja.

Treba naglasiti da je najveći problem što ovo rešenje u ciklusu automatskog regulisanja ne obezbeđuje zahtevanu razliku između nazivnog pritiska, p_n i maksimalnog pritiska, p_{max} . Da bi pumpa konstantnog pritiska bila kvalitetna neophodno je da razlika između pritisaka, p_n i p_{max} , bude što manja i da se u tom opsegu vrši regulisanje. Jedino u tom slučaju može se govoriti o pumpi konstantnog pritiska i pri tom maksimalni pritisak može biti veći od nazivnog za manje od, 5%. To znači da ukoliko je, $p_n=20MPa$, maksimalni pritisak ne sme biti veći od 21MPa, [34].

2.4.2. Pumpe konstantnog pritiska sa regulisanjem protoka pomoću posebnog upravljačkog kola



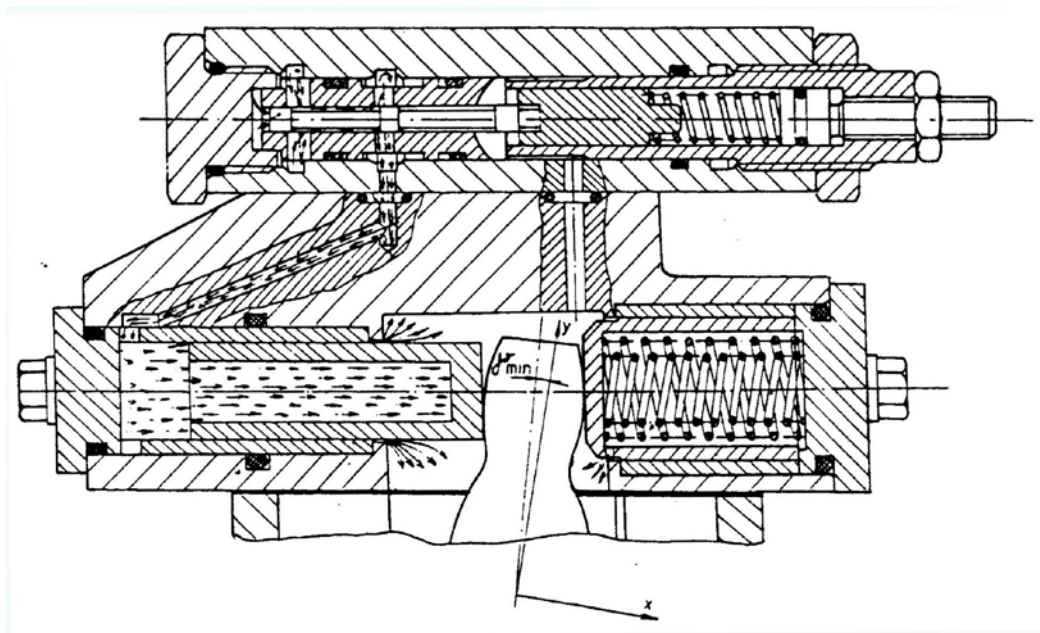
Slika 8. Hidropumpa sa regulisanjem protoka pomoću posebnog upravljačkog kola
1-cilindar, 2-klip, 3-opruga, 4-zakretna ploča, 5-cilindarski blok, 6-navrtka za podešavanje
7- zavrtanj za podešavanje, 8-opruga klipa, 9-klip, 10-ventil za regulisanje

Sistem sa regulisanjem protoka pomoću posebnog upravljačkog kola je iskorišćen u dobijanju optimalnog rešenja po pitanju stabilnosti sistema. Optimizovana je razlika između pritisaka p_n i p_{max} pri promeni nazivnog protoka na minimalni protok u sistemu. Na slici 8 je prikazan sistem sa regulisanjem protoka pomoću posebnog upravljačkog kola [8]. Kod ovih sistema regulacija protoka je izuzetno jednostavna, a rad ovakvih sistema je stabilan u različitim režimima rada [21].

Ventil za regulaciju pritiska (poz 10) se napaja radnim fluidom pod pritiskom. Klip ventila za regulaciju pritiska (poz 9) je sa jedne strane opterećen silom opruge, a sa druge

strane na klip deluje sila pritiska koja potiče od radnog fluida. Regulacija dejstva sile opruge se vrši pomoću zavrtnja (poz 7). Na ovaj način se vrši regulacija nazivnog pritiska, p_n .

Regulator pritiska kojim je opremljena predmetna pumpa ima zadatak da anulira spoljašnje poremećajne parametre i da pritisak održava konstantnim u zadatim opsegu ¹. Konstruktivno rešenje prikazano na slici 8 omogućava podešavanje opsega pritiska koji se održava konstantnim. Korekcije pritiska vrši se promenom prednapona opruge hidrauličkog pretvarača pritiska (ε_1), slika 10.

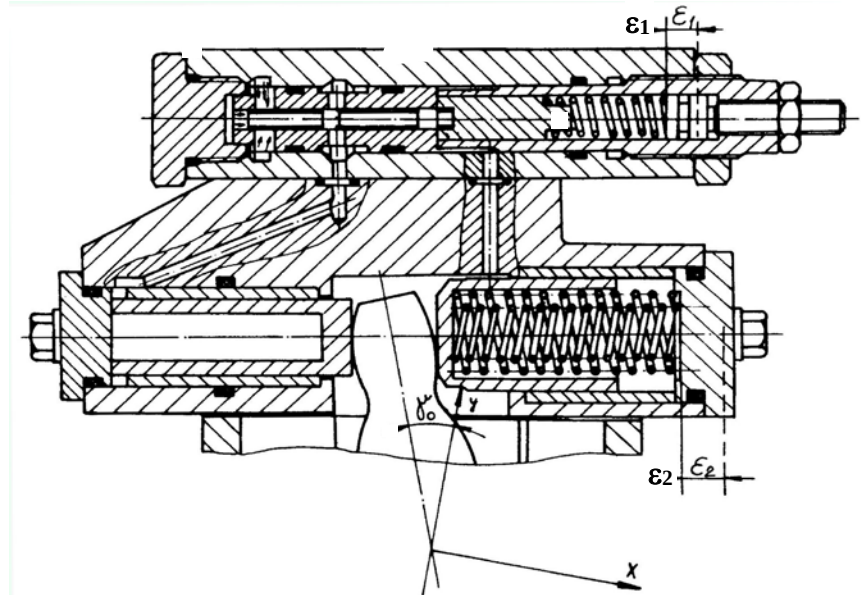


Slika 9. Položaja zakretne ploče pri vrednostima minimalnom protoka, Q_{min} .

Pumpa je konstruisana tako da se zakretna ploča može pozicionirati pod određenim nagibom, kojim se obezbeđuje zahtevani radni protok pumpe pri varijacijama pritiska u granicama od 1MPa. Prelazni procesi koji se odvijaju u unutrašnjosti pumpe pri radu u direktnoj su zavisnosti od gubitaka radnog fluida. Do promene protoka dolazi usled promene pritiska u potisnom vodu, što dovodi do promene snage pumpe pod uticajem zahteva potrošača u instalaciji. Kada se od pumpe ne zahteva radni fluid pod pritiskom, protok je jednak gubicima pumpe i sistema. U zavisnosti od položaja zakretne ploče imamo minimalni (slika 9), odnosno maksimalni protok pumpe (slika 10) [21]. Princip regulisanja ove pumpe dat je na slici 11. Protok fluida kroz razvodnik za regulisanje, poz.5, zavisi od pritiska koji otvara razvodnik. Ovaj protok dat je ulaznom karakteristikom. Protok fluida kroz prigušnik, poz.4, zavisi od otvora i pritiska fluida u cilindru, poz. 2. S jedne strane, na zakretnu ploču

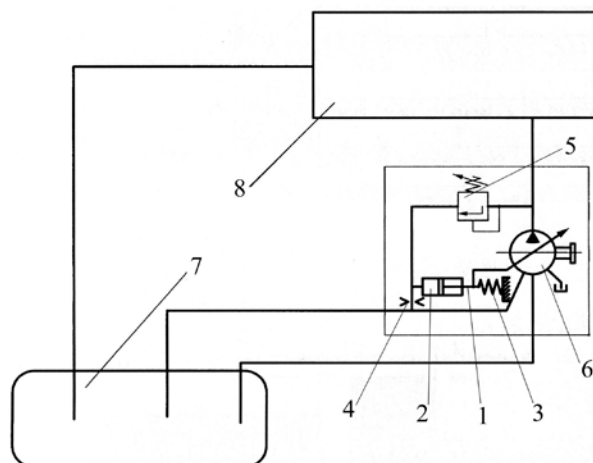
¹ Z. Gračner i dr.: Analiza rada hidrauličkog pretvarača pritiska kod klipno aksijalne hidropumpe konstantnog pritiska. IMK-14 Istraživanje i razvoj, Godina XVI, Broj (36) 3/2010

deluje sila čiji intenzitet zavisi od pritiska, p_c , i površine klipa, A_c . S druge strane, na zakretnu ploču deluje sila opruge čiji intenzitet zavisi od krutosti opruge i dužine za koju se opruga sabije, [21].



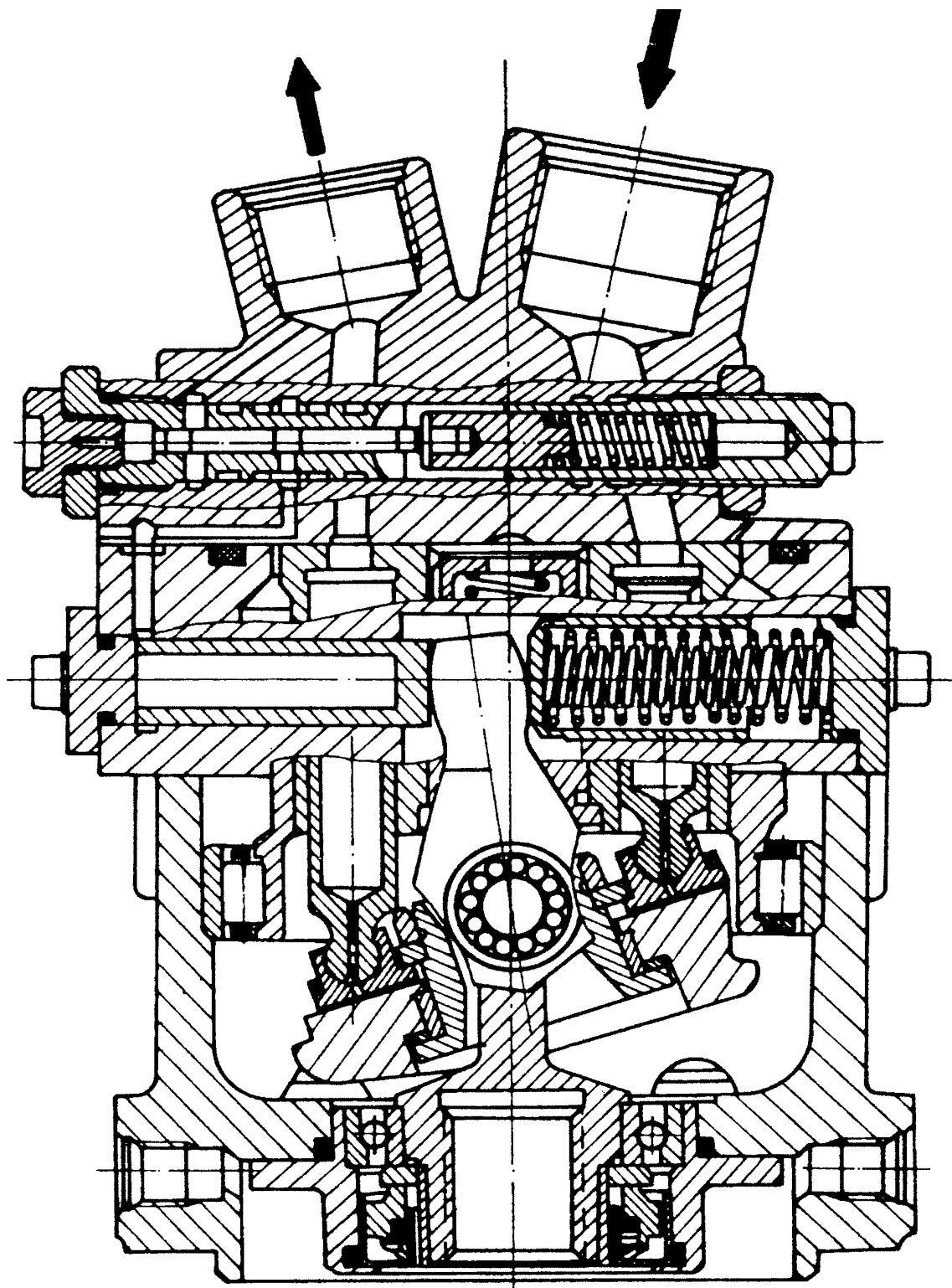
Slika 10. Šema položaja zakretne ploče u uslovim nazivnog protoka, Q_n .

Klip, poz.1, menja ugao nagiba zakretne ploče i na taj način reguliše izlazni protok, Q_p . Do sada smo rad regulatora protoka posmatrali samo statički. Povratna sprega služi za regulisanje pri naglim promenama protoka. Klip poz.1, se u trenucima regulisanja kreće, a njegov položaj je određen putanjom, y . Protok fluida koji ulazi u cilindar, poz.2, Q_c , dat je proizvodom brzine klipa i površine cilindra, A_c .

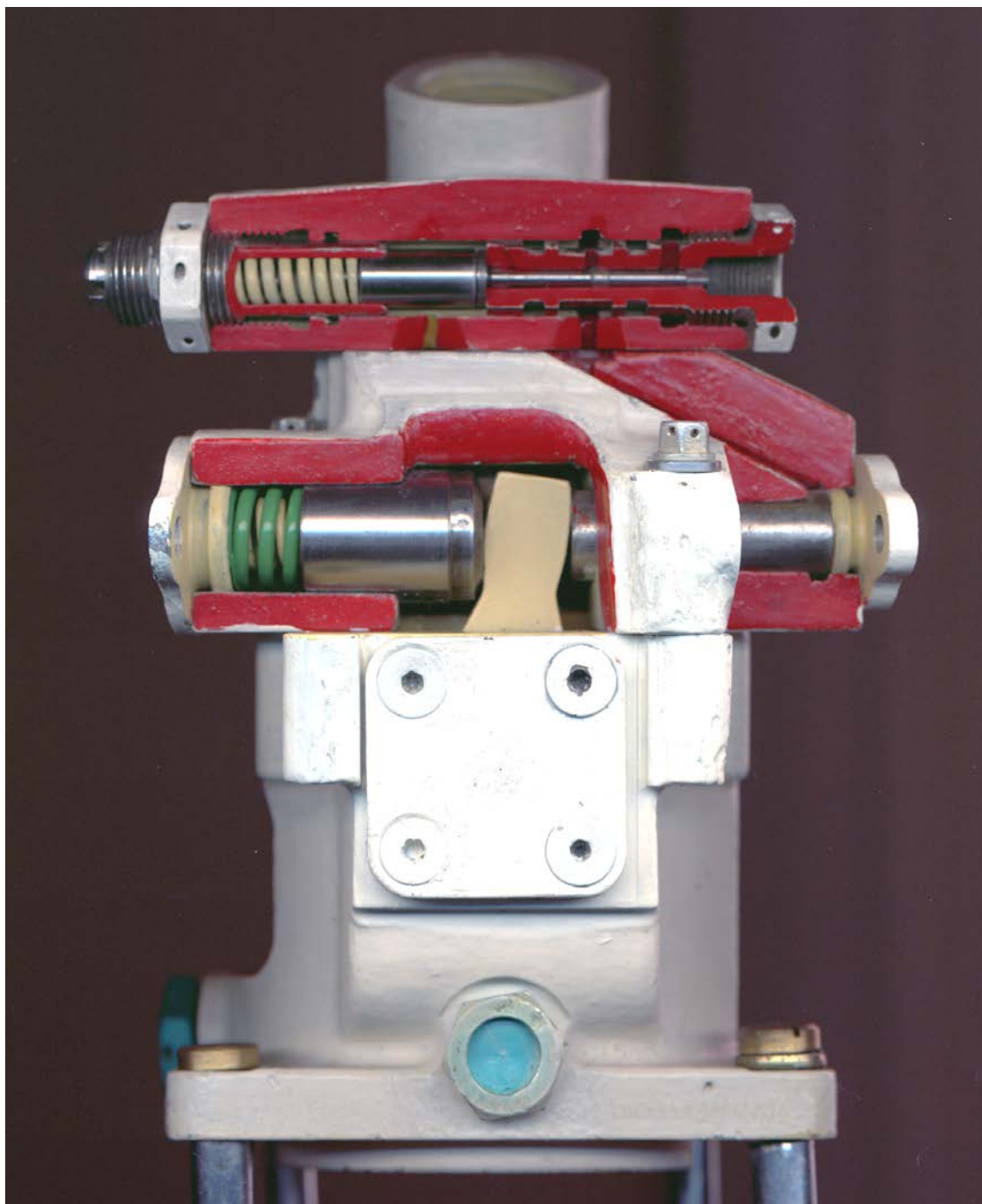


Slika 11. Funkcionalna šema hidropumpe konstantnog pritiska
1-klip, 2-cilindar, 3-opruga, 4-prigušnik, 5-razvodnik za regulisanje, 6-hidropumpa, 7-
rezervoar pod pritiskom, 8-potrošači radnog fluida

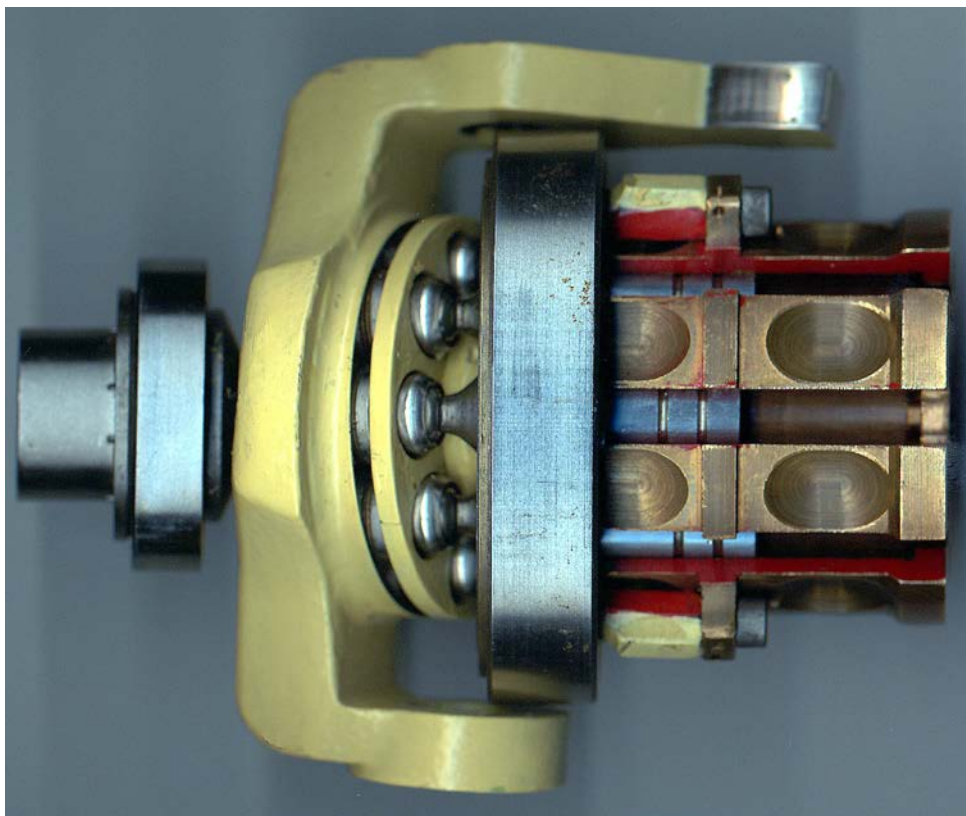
Na slici 12, prikazan je crtež hidropumpe konstantnog pritiska u preseku, [21].



Slika 12. Crtež poprečnog preseka hidropumpe



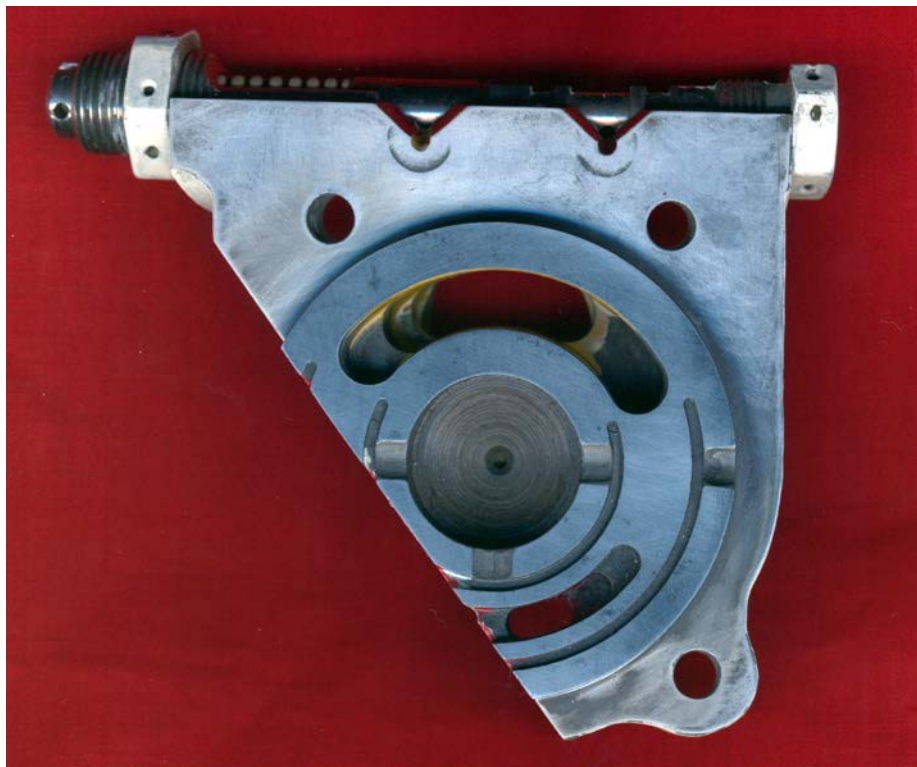
Slika 13. *Delimičan presek pumpe sa elementima za promenu protoka u
zavisnosti od pritiska, [32]*



Slika 14. Podsklop, zakretna ploča, cilndarski blok i pogonsko vrtilo



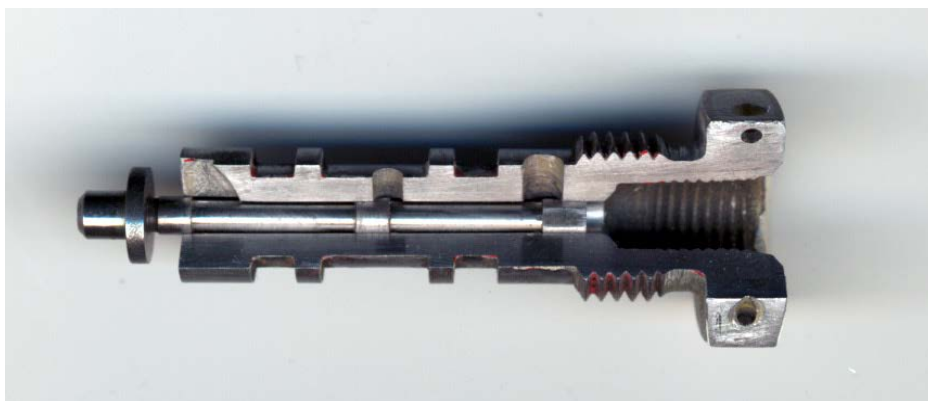
Slika 15. Podsklop, zakretna ploča, klipovi sa papučicama i držač papučica



Slika 16. *Razvodna ploča hidropumpe*



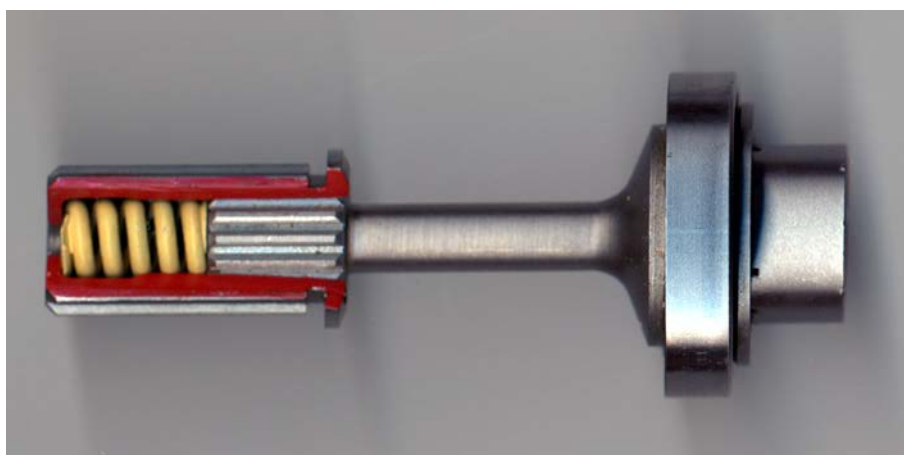
Slika 17. *Sklop hidrauličog pretvarača pritiska*



Slika 18. *Sklop razvodnika za regulisanje*



Slika 19. *Detalji razvodnika za regulisanje, klip i čaura*

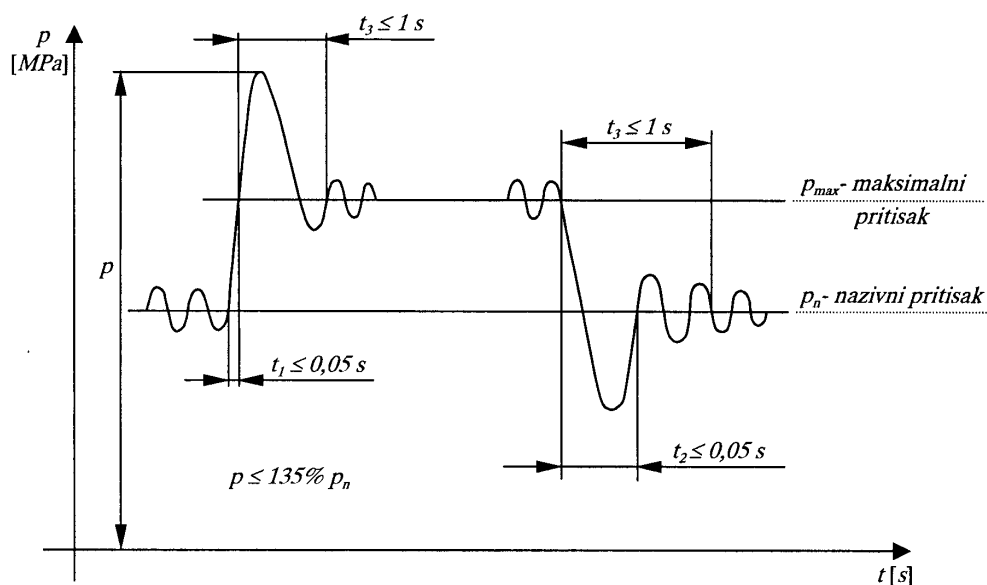


Slika 20. *Pogonsko vratilo hidropumpe*

Slika 13, prikazuje fotografiju hidropumpe u delimičnom preseku gde su prikazani detalji koji učestvuju u ciklusu regulisanja protoka. Na razvodnoj ploči nalazi se razvodnik za regulisanje sa hidrauličkim pretvaračem pritiska. U srednjem delu nalazi se hidrocilindar koji smanjuje ugao nagiba zakretno ploče. Na suprotnoj strani nalazi se reaktivni klip sa oprugama, koji vraća zakretnu ploču na poziciju kada je ugao maksimalan što daje maksimalni protok. Na slici 14, prikazana je rotaciona grupa pumpe sa zakretnom pločom i pogonskim vratilom. Prikazan je i cilindarski blok sa ležištem i klipovima koji su u ovom slučaju radni elementi koji usisavaju i komprimuju radni fluid. Zakretna ploča sa klipovima i pritisnom pločom, prikazani su na slici 15. Razvodna ploča sa presekom i polu presekom preko razvodnika za regulisanje dati su na slikama 16 i 17. Na slici 18, prikazan je razvodnik za regulisanje koji čini glavni deo HPP. Detalji razvodnika za regulisanje prikazani su na slici 19. Pogonsko vratilo pumpe zajedno sa oprugom i ozubljenom čaurom prikazani su na slici 20. Preko prikazanih elemenata se prenosi obrtni moment sa pogonskog vratila na cilindarski blok.

2.5. Brzina procesa regulisanja protoka

Kod klipno aksijalnih pumpi sa automatskim regulisanjem, vrlo važna karakteristika je brzina regulisanja ili vreme reagovanja. To je vreme koje je neophodno da pumpa pređe sa jednog režima na drugi i obrnuto. Za borbene avione u svim zemljama poštuju se vrlo stroge američke vojne norme "MIL" koje precizno definišu odvijanje prelaznog procesa, [33]. Definisano je dozvoljeno vreme za prelaz sa nazivnog na maksimalni pritisak i obrnuto i ono mora biti manje ili jednako 0,050s. Takođe je definisano vreme smirivanja pulzacija pritiska i to vreme mora biti manje od jedne sekunde u oba slučaja. Na slici 21, detaljno je definisan tok promene pritiska u funkciji vremena.

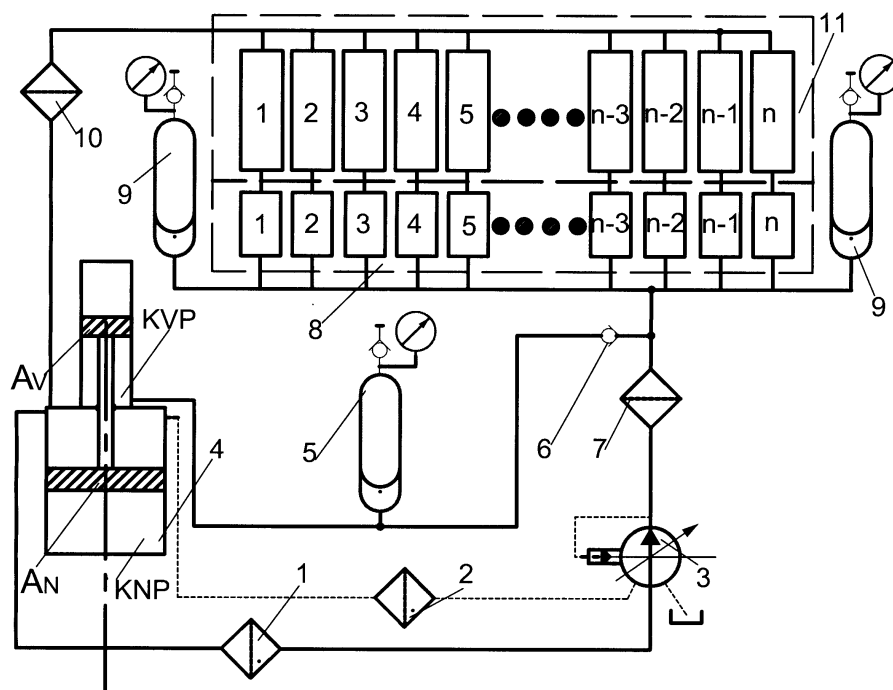


Slika 21. Vremenski odziv hidropumpe konstantnog pritiska [33]

Data su i ograničenja vezana za skok pritiska kod prelaska sa nazivnog na maksimalni pritisak. Skok pritiska ne sme biti veći od 135% od nazivnog pritiska u sistemu. Kako će se odvijati prelazni proces zavisi od karakteristika elemenata upravljačkog kola, površine razvodnog i upravljačkog klipa, zazora između klipova i cilindra kao i karakteristika opruga, pretvarača pritiska i reaktivnog klipa.

2.6. Uobičajene šeme primene klipno aksijalne pumpe konstantnog pritiska

Na slici 22, dati su neki osnovni principi kako se ugrađuje i koristi klipno aksijalna pumpa u zatvorenim hidrauličkim sistemima, [26]. Pumpa konstantnog pritiska poz. 3, napaja hidraulički sistem u kome se nalazi, n , potrošača koji imaju različite funkcije sa posebnim zahtevima po pitanju protoka i pritiska. Odvijanje radnog ciklusa i redoslednost operacija definišu obično elektro magnetni razvodnici, poz.6, koji zavisno od upravljačkog signala usmeravaju hidraulički fluid u određeni potrošač. Ukoliko nekoliko potrošača treba da funkcionišu istovremeno a opterećenja su obično različita, redoslednost funkcija definišu nivoi pritisa. Ako sistem mora da ima drugačiji redosled rada, tada se korekcijom pritiska ispunjava uslov redoslednosti. Kao što je već naglašeno, u sistemima koji imaju veliki broj izvršnih organa, pumpa konstantnog pritiska je izuzetno ekonomična pošto maksimalno štedi energiju a pri tom je vrlo efikasna jer napaja komponente radnim fluidom prema zahtevima koje definišu same komponente, [26].



Slika 22. Šema uobičajenog načina korišćenja hidropumpe konstantnog pritiska

1-filtar usisnog voda, 2-filtar drenažnog voda, 3-hidropumpa, 4-rezervoar pod pritiskom, 5-akumulator, 6-nepovratni ventil, 7-filtar potisnog voda, 8-hidraulički razvodnici, 9-akumulatori, 10-filtar povratnog voda, 11-potrošači radnog fluida.

Kapacitet hidro pumpe je odabran prema zahtevima potrošača, međutim, često puta se javljaju ekstremni zahtevi za ranim fluidom jer se više operacija odvijaju istovremeno. Neracionalno je da se usvoji hidropumpa prema maksimalnim trenutnim zahtevima protoka, već se kapacitet usvaja prema nekoj prosečnoj potrošnji radnog fluida sa određenim uvećanjem protoka radi rezerve. Da bi sistem radio kvalitetno, u pojedine grane se ugrađuju hidraulički akumulatori koji imaju zadatak da u trenucima velikih ponora protoka, nadoknade količinu fluida a da se već u sledećem trenutku dopune radnim fluidom pod pritiskom i budu spremni za sledeću intervenciju. Na šemi koja je prikazana data su dva akumulatora, poz.9, koji su najčešće sa gumenim mehom ili membranom, kako bi bili sposobni da reaguju vrlo brzo pošto nemaju elemente koji imaju masu sa određenom inercijom.

Rezervoar, poz.4, spada u kategoriju presurizovanih rezervoara koji pomoću visokog pritiska iz potisnog voda obezbeđuje traženi nadpritisak u usisnoj grani pumpe. Hidraulički rezervoar ima dve komore, komoru niskog pritiska, KNP i komoru visokog pritiska, KVP, koje su razdvojene diferencijalnim klipom. Komora visokog pritiska, povezana je sa potisnim vodom pumpe, a komora niskog pritiska sa usisnim vodom pumpe i sa povratnim vodom hidrosistema. Pritisak u komori niskog pritiska zavisi od odnosa površina klipova, A_V i A_N , i od pritiska u komori visokog pritiska:

$$p_u \cdot A_N = p_p \cdot A_V, \quad p_u = \frac{A_V}{A_N} \cdot p_p. \quad (2.19)$$

Akumulator, poz.5, i nepovratni ventil, poz. 6, obezbeđuju da se u komori visokog pritiska stalno održava visoki pritisak bez obzira na variranje pritiska u potisnoj grani ili, da li pumpa radi ili ne. Na taj način se obezbeđuje željeni pritisak, p_u , neophodan za efikasno napajanje pumpe hidrauličkim fluidom.

3. MATEMATIČKI MODEL KLIPNO AKSIJALNE HIDROPUMPE KONSTANTNOG PRITISKA

3.1. Diferencijalne jednačine linearizovanog modela pumpe konstantnog pritiska, PKP

Prelazni procesi koji se odigravaju u toku rada pumpe su nelinearni. Matematički model koji opisuje ove procese je moguće definisati ukoliko se pojedine zavisnosti koje bitno ne utiču na radni proces pumpe zanemare. Deo veličina koje se javljaju u radu se aproksimiraju i linearizuju [21]. Matematički model klipno aksijalne pumpe konstantnog pritiska formira se definisanjem linearnih diferencijalnih jednačina [17].

3.1.1. Hidraulički pretvarači pritiska HPP

Funkcija hidrauličkog pretvarača pritiska je da izvrši pomeranje klipa hidrauličkog pretvarača pritiska za određenu veličinu X koja je srazmerna promeni pritiska u potisnom vodu a ujedno je u ravnoteži sa dejstvom sile opruge. Sila ΔF koja deluje na klip hidrauličkog pretvarača pritiska jednaka je razlici sile kojom pritisak p_n deluje na klip poprečnog preseka A_v i dejstvu sile opruge. Opružna sila je jednaka proizvodu krutosti opruge C_1 i prednapona opruge ε_1 .

Ravnoteža statičkih sila.

$$\Delta F = F_v - F_0 = p_n \cdot A_v - C_1 \cdot \varepsilon_1 \quad (3.1)$$

Ravnoteža dinamičkih sila.

$$\Delta p_n \cdot A_v - C_1 \cdot \varepsilon_1 - m_1 \cdot \overset{oo}{X} - f_{t1} \cdot \overset{o}{\dot{X}} - C_1 \cdot X = 0 \quad (3.2)$$

$$\Delta p_n \cdot A_v - C_1 (X + \varepsilon_1) - m_1 \cdot \overset{oo}{X} - f_{t1} \cdot \overset{o}{\dot{X}} = 0$$

$$\Delta F = m_1 \cdot \overset{oo}{\ddot{X}} + f_{t1} \cdot \overset{o}{\dot{X}} + C_1 \cdot X \quad (3.3)$$

Jednačina kojom se definiše ugib opruge sadrži dve promenljive veličine, prednapon opruge ε_1 i ugib pri pomeranju klipa hidrauličkog pretvarača pritiska.

$$\Delta F_{(s)} = m_1 \cdot s^2 \cdot X_{(s)} + f_{t1} \cdot s \cdot X_{(s)} + C_1 \cdot X_{(s)} \quad (3.4)$$

Parametri HPP

ε_1 – prednapon opruge	$\varepsilon_1 = 1,410^{-3} \text{ m}$
C_1 – krutost opruge	$C_1 = 5,510^4 \text{ N/m}$
X_s – pomeranje klipa	
A_v – površina klipa	$A_v = 810^{-6} \text{ m}^2$
m_1 – masa klipa	$m_1 = 310^{-3} \text{ kg}$
f_{t1} – sila viskoznog trenja klipa HPP [16]	$f_{t1} = 70 \text{ Ns/m}$

3.1.2. Hidraulički cilindar HC, upravljan regulacionim razvodnikom

Hidraulički cilindar, je oscilatorna hidromehanička komponenta koja pokreće zakretnu ploču pumpe zahvaljujući protoku koji šalje HPP. Pritisak iz potisnog voda pomera klip HPP, time menja veličinu protočnog otvora čime se generiše protok Q_c . Kod HC, proračun počinje od ravnoteže protoka koji izlazi iz HPP i koji nadalje dolazi do HC i zakreće zakretnu ploču. U okviru pomenute ravnoteže protoka uzimaju se u obzir sva curenja u tom podsklopu kao i deo protoka zbog stišljivosti fluida.

$$Q_c = Q_v + Q_{lc} + Q_{lk}; \text{ gde je:} \quad (3.5)$$

Q_c – protok fluida koji dolazi iz HPP

Q_v – protok neophodan za pokretanje klipa HC

Q_{lk} – protok koji uslovljava stišljivost fluida

Q_{lc} – protok usled curenja pored klipa HC

Ostale jednačine mogu se napisati u obliku:

$$Q_c = K_1 \cdot X; Q_v = A_c \cdot \dot{y}; Q_{lc} = K_2 \cdot p_c; Q_{lk} = \frac{V_c \cdot dp_c}{B \cdot dt} = K_3 \cdot \dot{p}_c \quad (3.6)$$

gde su:

K_1 – koeficijent pojačanja protoka u HPP $K_1 = 0,170 \text{ m}^2/\text{s}$

A_c – površina klipa HC	$A_c = 1,2610^{-4} \text{ m}^2$
K_2 – koeficijent gubitaka protoka u HC	$K_2 = 710^{-12} \text{ m}^5/\text{Ns}$
K_3 – koeficijent protoka zbog stišljivosti	$K_3 = 410^{15} \text{ N/m}^5$
B – modul stišljivosti fluida	$B = 1,410^9 \text{ N/m}^2$

Drugu grupu jednačina čine jednačine iz ravnoteže sila. Na zakretnu ploču deluje sila opruge F_{o2} , zatim sila usled delovanja pritiska p_c , na površinu A_c koja je označena sa F_c . Zatim sila koja se javlja kao reakcija na zakretnoj ploči usled delovanja klipova, a označena je sa F_v . Ovome treba dodati još inercijalnu silu F_{a2} , i silu usled viskoznog trenja F_{t2} .

$$\sum F = 0 \Rightarrow F_c - F_{a2} - F_{t2} - F_v - F_{o2} = 0 \quad (3.7)$$

Sila F_v je vrlo mala pa se zanemaruje, $F_v \approx 0$.

$$A_c \cdot p_c - m_2 \ddot{y} - f_{t2} \cdot \dot{y} - C_2(y + \varepsilon_2) = 0 \quad (3.8)$$

Sila opruge jednaka je proizvodu krutosti C_2 , i ugiba koji se sastoji od dve dužine, prethodnog ugiba ε_2 i pomeranja klipa y .

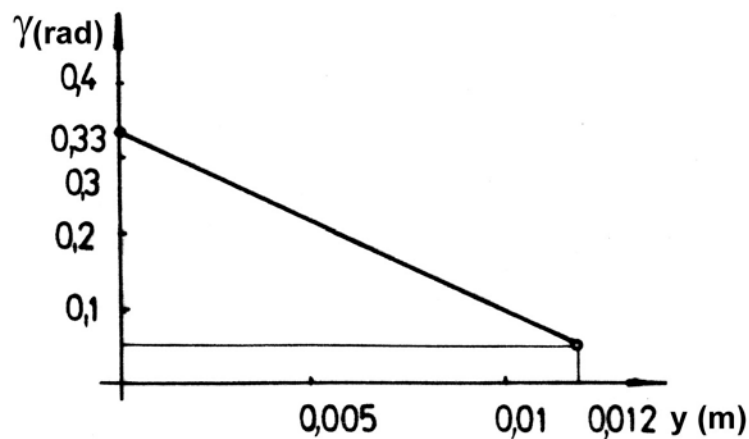
3.1.3. Zakretna ploča

Kada u sistemu vlada nazivni pritisak p_n , ili manji, zakretna ploča tada ima maksimalni nagib, a pumpa daje maksimalni protok. Zakretna ploča dolazi u ovu poziciju zahvaljujući dejstvu reaktivnog klipa u kome se nalaze dve krute opruge. Međutim kada pritisak poraste iznad vrednosti nazivnog pritiska, klip HPP, razvodi fluid pod pritiskom u HC što uslovljava smanjenje ugla nagiba zakretne ploče i dovodi do smanjenja protoka. Na slici 23 data je zakonitost promene ugla nagiba zakretne ploče u zavisnosti od pomeranja klipa HC za veličinu hoda y . Promena ugla γ , data je u funkciji od hoda, jednačinom:

$$\gamma = \gamma_{\max} - K_4 \cdot y \quad \text{gde je:} \quad (3.9)$$

$\gamma_{\max}$ – maksimalni ugao zakretne ploče, $\gamma_{\max} = 19^\circ = 0,3333 \text{ rad}$.

K_4 – koeficijent promene ugla u zavisnosti od hoda klipa, y , u ovom slučaju iznos $K_4 = 27,5 \text{ rad/m}$



Slika 23. Promena ugla nagiba zakretne ploče u funkciji pomeranja klipa HC

3.1.4. Jednačina protočne karakteristike pumpe

Specifični ili jedinični protok odabrane pumpe konstantnog pritiska računa se na sledeći način, [16]:

$$q_p = \frac{d^2 \pi}{4} \cdot D \cdot \operatorname{tg} \gamma \cdot z = \frac{(12 \cdot 10^{-3})^2}{4} \cdot \pi \cdot 43 \cdot 10^{-3} \cdot \operatorname{tg} 19^\circ \cdot 9 = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{o} \quad (3.10)$$

Teoretski protok koji pumpa daje u zadatim uslovima i ako je frekvencija obrtanja vratila $n=1500$ o/min iznosi prema formuli, (3.10)

$$Q_p = q_p \cdot n = 1,5 \cdot 10^{-5} \cdot 1500 = 2,26 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3/\text{min} = 3,76 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s} \quad (3.11)$$

$$\text{Nazivni protok iznosi, } Q_n = Q_p \cdot \eta_v = 3,76 \cdot 10^{-4} \cdot 0,98 = 3,7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}. \quad (3.12)$$

Zapreminski stepen iskorišćenja za razmatranu hidropumpu, $\eta_v = 0,98$ [32]

Iz prethodnih izraza može se izračunati koeficijent pojačanja protoka pumpe, [21]:

$$K_5 = K_{Qp} = \frac{Q_p}{\gamma} = \frac{3,76}{0,33} = 1,14 \frac{\text{m}}{\text{s} \cdot \text{rad}}, Q_p = -K_5 \cdot \gamma = -K_{Qp} \cdot \gamma \quad (3.13)$$

gde su:

K_5 – koeficijent pojačanja protoka pumpe

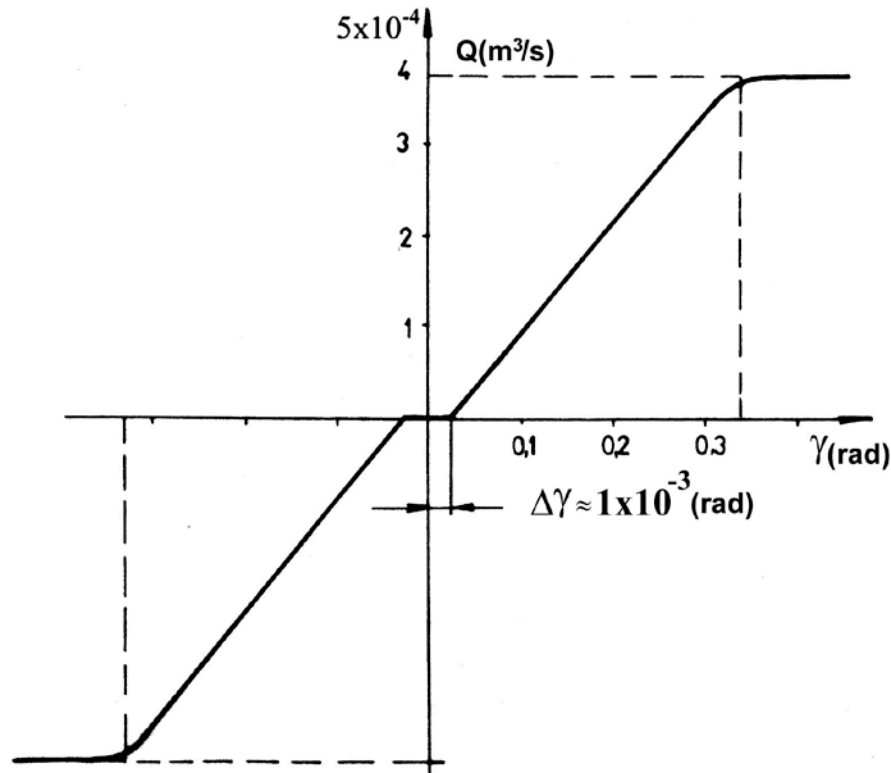
q_p – specifični ili jedinični protok pumpe

d – prečnik klipa pumpe

D – prečnik po kome su raspoređeni klipovi

z – broj klipova u pumpi $z = 9$

Na slici 24 data je protočna karakteristika pumpe sa pragom osetljivosti i zasićenjem protoka.



Slika 24. *Protočna karakteristika pumpe sa pragom osetljivosti i zasićenjem protoka*

Ispitivanjem pumpe, određen je prag osetljivosti i on ima vrednost $\Delta\gamma \approx 1 \cdot 10^{-3} \text{ rad}$.

3.1.5. Jednačina protoka pumpe konstantnog pritiska

U hidrauličkim sistemima PKP, mora da obezbedi protok koji će zadovoljiti sledeće zahteve: potrebe potrošača, potrebe uslovljene spoljašnjim i unutrašnjim curenjima, potrebe uslovljene kompresibilnošću hidrauličkog fluida i protoka koji odlazi prema pretvaraču pritiska.

$$Q_p = Q_{tp} + Q_{cp} + Q_{kp} + Q_c \quad (3.14)$$

$$Q_p = Q_{tp} + K_6 \cdot p_n + \frac{V_{tp} \cdot dp_n}{B \cdot dt} + K_1 \cdot X \quad (3.15)$$

Posle Laplasove transformacije dobija se izraz:

$$Q_p = Q_{tp} + K_6 p_n + K_7 s p_n + K_1 X; \quad (3.16)$$

gde su:

Q_p – potreban protok pumpe m^3/s

Q_{tp} – protok usmeren prema potrošačima m^3/s

Q_{kp} – protok zbog unutrašnjih i spoljašnjih gubitaka m^3/s

Q_c – protok kroz HPP m^3/s

K_6 – koeficijent unutrašnjih i spoljašnjih curenja $K_6 = 410^{-13} m/Ns$,

za pritisak do 20 MPa i $K'_6 = 1,210^{-12} m/Ns$ za pritisak do $p = 21$ MPa.

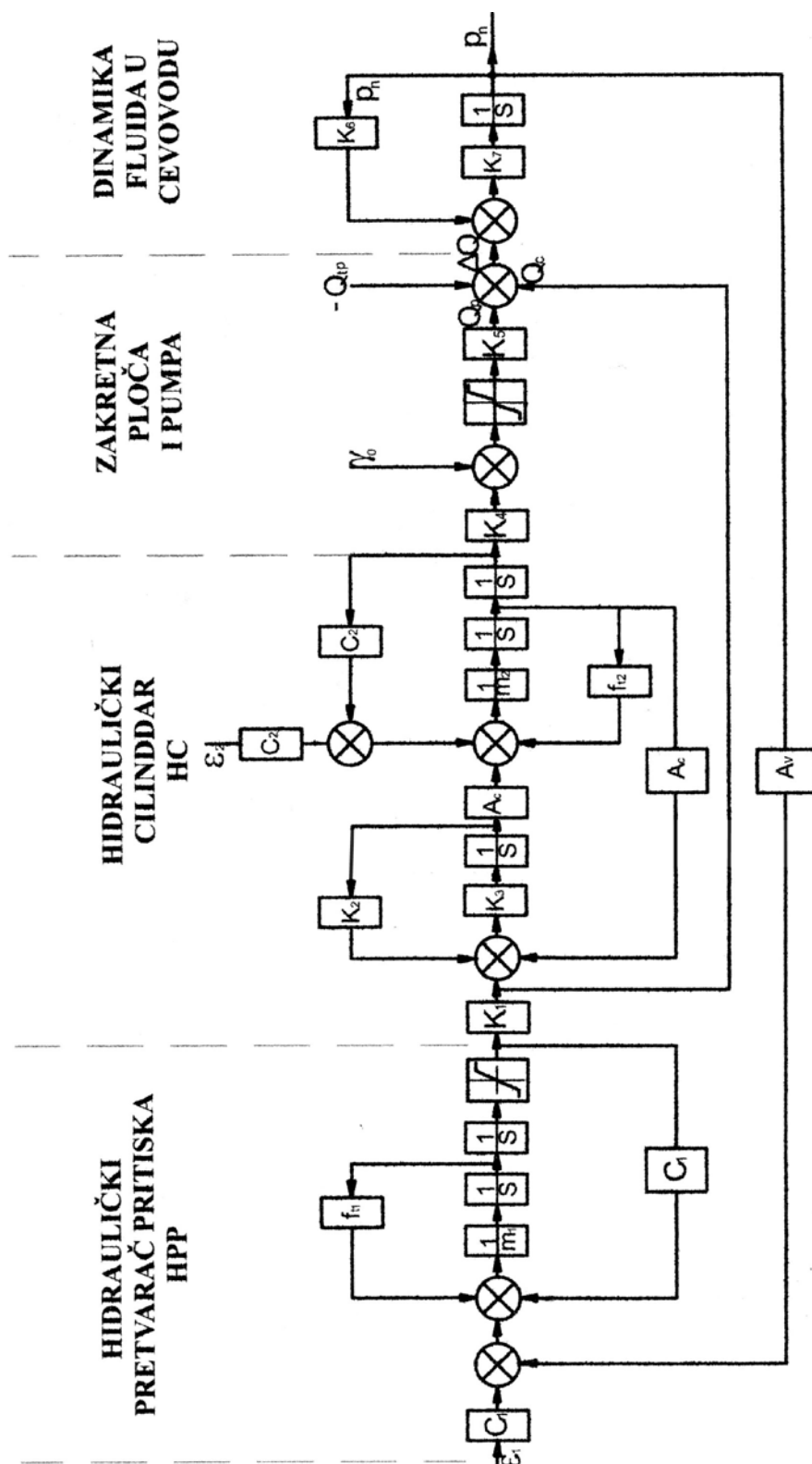
V_{tp} – ukupna zapremina hidrauličkog fluida pod pritiskom $V_{tp} = 1,5 \cdot 10^{-6} m^3$

K_7 – koeficijent stišljivosti ukupne zapremine hidropumpe $K_7 = 9,3310^{14} N/m^5$

Koeficijent gubitka K_6 , uključuje gubitke unutar pumpe i to između razvodne ploče i cilindarskog bloka, između klipova i cilindarskog bloka i curenje kroz papučicu. Ovim koeficijentom su obuhvaćeni i spoljašnji gubici koji se javljaju na komponentama koje su najbliže pumpi. U ovom slučaju je izvršena linearizacija nelinearnih karakteristika, koje vrlo bitno utiču na prigušenje sistema što će model i pokazati.

Pored pomenute linearizacije izvršene su i druge linearizacije koje se odnose na koeficijent pojačanja protoka hidrauličkog pretvarača pritiska i protoka pumpe konstantnog pritiska. Linearizacija je takođe izvršena i kod viskoznog trenja HPP i HC kao i kod gubitka protoka kod HC.

Na slici 25 dat je blok dijagram linearizovanog modela pumpe konstantnog pritiska, [20].



Slika 25. Blok dijagram modela hidropumpe konstantnog pritiska, [16, 20]

3.1.6. Simuliranje nelinearnosti

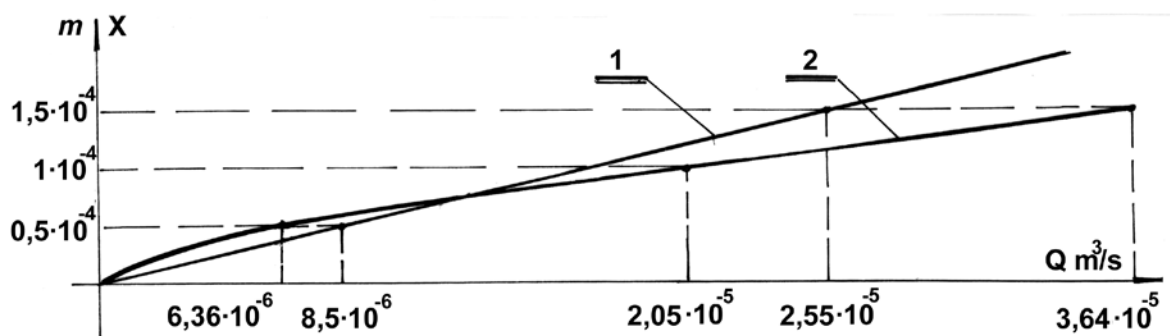
Linearizovani matematički model predstavlja osnovu za izradu simulacije dinamičkog ponašanja pumpe konstantnog pritiska [20]. Posmatrajući realni model dinamičkog ponašanja pumpe uočen je veći broj nelinearnosti, koje se uz korišćenje Matlaba mogu uvrstiti u matematički model ponašanja.

Strukturni model pumpe konstantnog pritiska sadrži sledeće nelinearnosti:

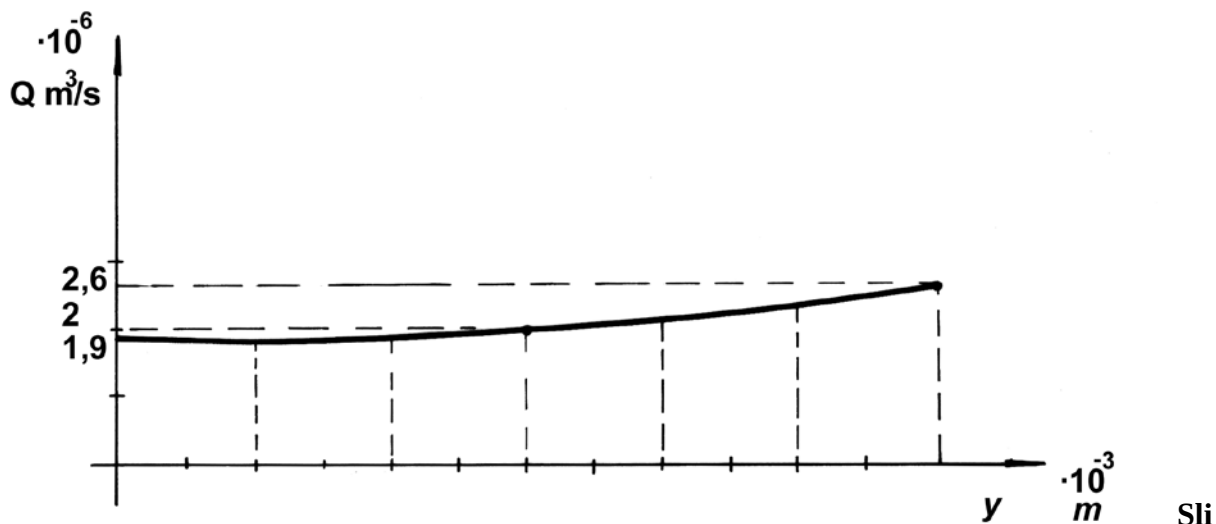
1. Zavisnost protoka hidrauličkog pretvarača pritiska u funkciji od pomeranja klipa predstavljena je dijagramom na slici 26. Kriva koja je predstvaljena ovim dijagrmom dobijena je eksperimentalnim putem.
2. Mrtva zona, pri pomeranju razvodnog klipa HPP, $x = 1,5 \cdot 10^{-3} mm$.
3. Zasićenje pomeranja razvodnog klipa HPP. Ukupna dužina pomeranja klipa HPP, $x = (1,5 + 0,15) \cdot 10^{-3} m$.
4. Kriva protoka curenja hidrauličnog cilindra koji pokreće polugu zakretne ploče, dato na dijagramu slika 27 (dobijena eksperimentalno), (K_2) .
5. Zasićenje ugla nagiba i prag osetljivosti zakretne ploče pumpe, dati na slici 24.
6. Kriva protoka curenja cele hidropumpe, (dobijena eksperimentalno), (K_7) .
za pritiske kada pumpa radi sa konstantnim protokom slika 28 a ,
za pritiske kada pumpa radi sa konstantnim pritiskom slika 28 b,
7. Koeficijent viskoznog trenja klipa HPP, (f_{t1}) , [16]
8. Koeficijent viskoznog trenja klipa HC, (f_{t2}) , [16]
9. Gubitak protoka zbog stišljivosti fluida u zapremini HC, (K_3) .
10. Gubitak protoka zbog stišljivosti fluida u celoj radnoj zapremini pumpe, (K_7) .

Razvoj modela ponašanja pumpe obuhvata analizu uticaja velikog broja nelinearnosti, ali u konačnoj simulaciji su korišćene nelinearnosti 1,2,3 i 5. Korišćenje preostalih nelinearnosti bi dovelo do izrade izuzetno komplikovane i složene simulacije.

Nakon izvršenih ekspeimantalnih ispitivanja dobili smo zaključak da se teoretski model u značajnoj meri poklapa sa realnim modelom. Što nas dovodi do zaključka da su nelinearnosti koje su isključene iz konalnog modele nebitne za analizu ponašanja pumpe.



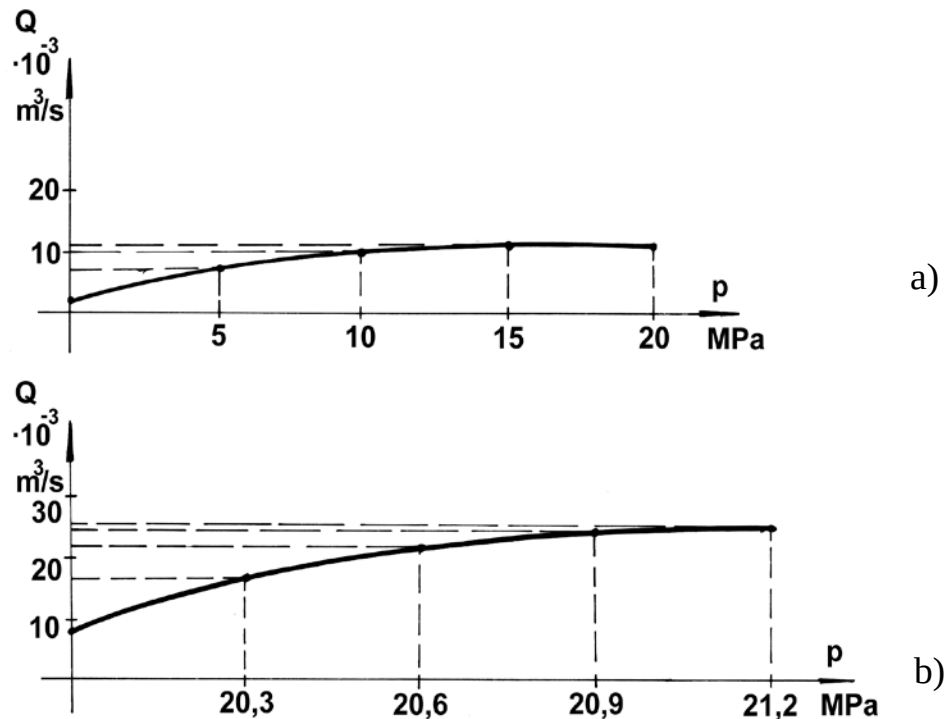
Slika 26. Prava 1- linearizovana zavisnost protoka Q_c i pomeranja klipa HPP, x .
Kriva 2 - stvarna zavisnost protoka Q_c i pomeranja klipa HPP, x



Slika 27. Kriva protoka curenja, pored upravljačkog klipa HC
u zavisnosti od hoda y

Zavisnost promene protoka Q_c od promene položaja klipa hidrauličkog pretvarača pritiska, X , prikazana je slikom 26. Na ovom dijagramu uočavamo dve zavisnosti. Pravu pod brojem 1 koja predstavlja linearnu pravu i nelinearnu krivu pod brojem 2. Kriva 2 je dobijena eksperimentalnim putem pomoću opreme specijalno dizajnirane za ovu vrstu ispitivanja. Kriva 2 je dobijena merenjem. Aproksimacijom krive dobija se linearna prava pod brojem 1.

Kriva prikazana na slici 27 prikazuje protok izazvan curenjima na HC. I za ovo ispitivanje je korišćen alat koji omogućava dovođenje radnog fluida pod traženim pritiskom u komoru cilindra. Na drugoj strani se, pomoću jednog mehanizma klip cilindra pozicionira na raznim delovima hoda i meri curenje radnog fluida kroz zatore hidrauličkog cilindra.



Slika 28. Kriva ukupnog curenja pumpe, a-pumpa radi sa konstantnim protokom, b-pumpa radi sa konstantnim pritiskom

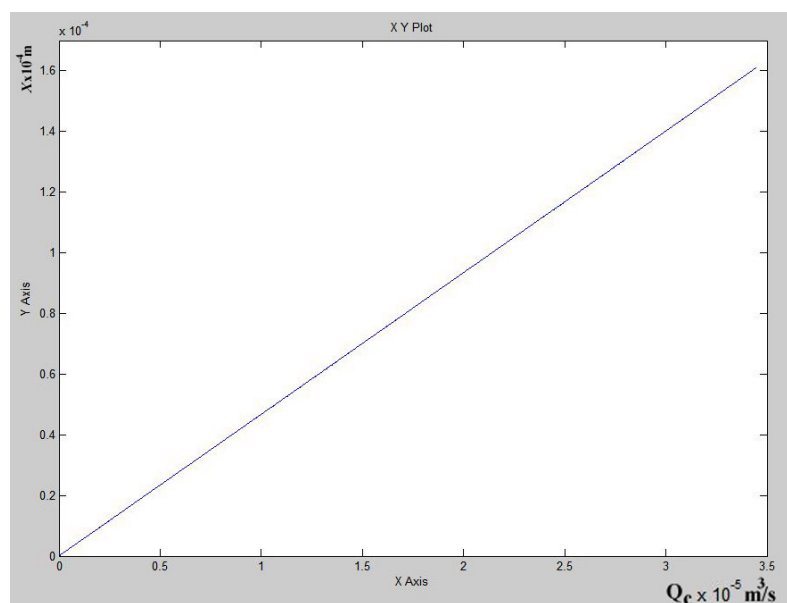
Na slici 28 date su kriva a, i kriva b, koje definišu ukupna curenja hidro pumpe i to kada pumpa radi u režimu konstantnog protoka-a, i u režimu konstantnog pritiska-b. Obe krive su dobijene eksperimentalno i to tako što je pumpa radila sa nazivnim brojem obrtaja, a pritisak u potisnom vodu je povećavan za prvu fazu od 0,3MPa do 20MPa a za drugu fazu od 20MPa do 21MPa. Tom prilikom su mereni gubici radnog fluida na drenažnom vodu, što predstavlja ukupna curenja pumpe. Treba naglasiti da su sve provere curenja vršene na temperaturi radnog fluida u granicama između 40°C i 60°C , kako bi uslovi za sve provere bili približno isti. O temperaturi se mora voditi računa pošto curenje radnog fluida u velikoj meri zavisi od viskoziteta na koji temperatura ima veliki uticaj.

Blok dijagram modela hidropumpe konstantnog pritiska je korišćenjem softvera Matlab- Simulink podeljen na tri međusobno nezavisne funkcionalne celine, čiji su strukturni blok dijagrami prikazani na slikama 31-33. Izvršene su simulacije rada svih funkcionalnih celina a dijagrami će detaljno biti objašnjeni u narednom poglavlju.

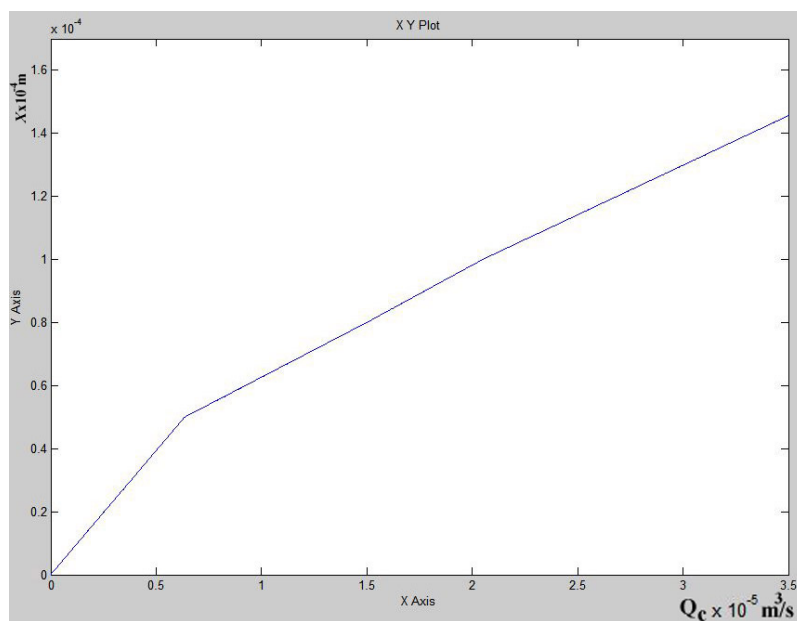
Zavisnost protoka Q_c i hoda klipa HPP je simulirana korišćenjem Matlaba, sa ciljem da se prikaže postupak primene nelinearnosti. Primerima je prikazana linearna i nelinearna zavisnost.

Linearna zavisnost je predstavljena dijagramom na slici 29. Protok Q_c , kojim se napaja hidraulični cilindar, proporcionalan je pomeranju klipa HPP, a to je veličina X .

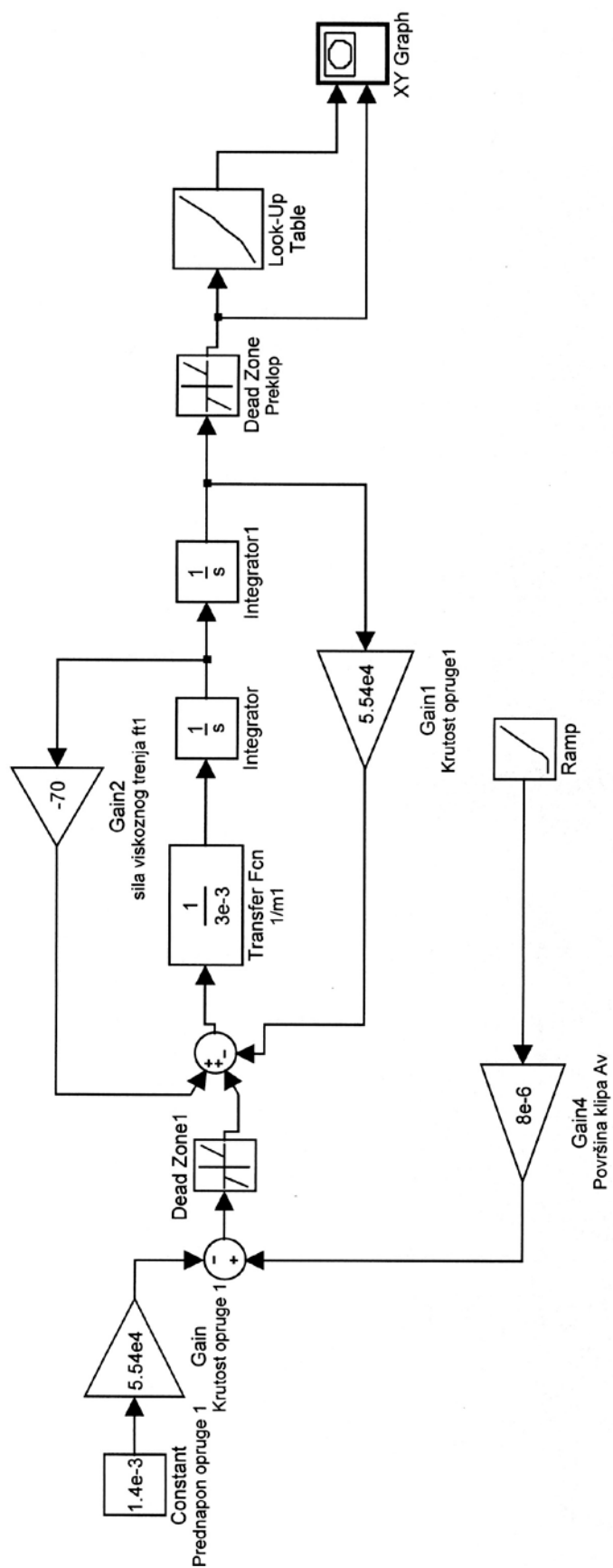
Dijagram na slici 30 prikazuje nelinearna zavisnost i u tom slučaju je karakter promene dobijen eksperimentalnim putem.



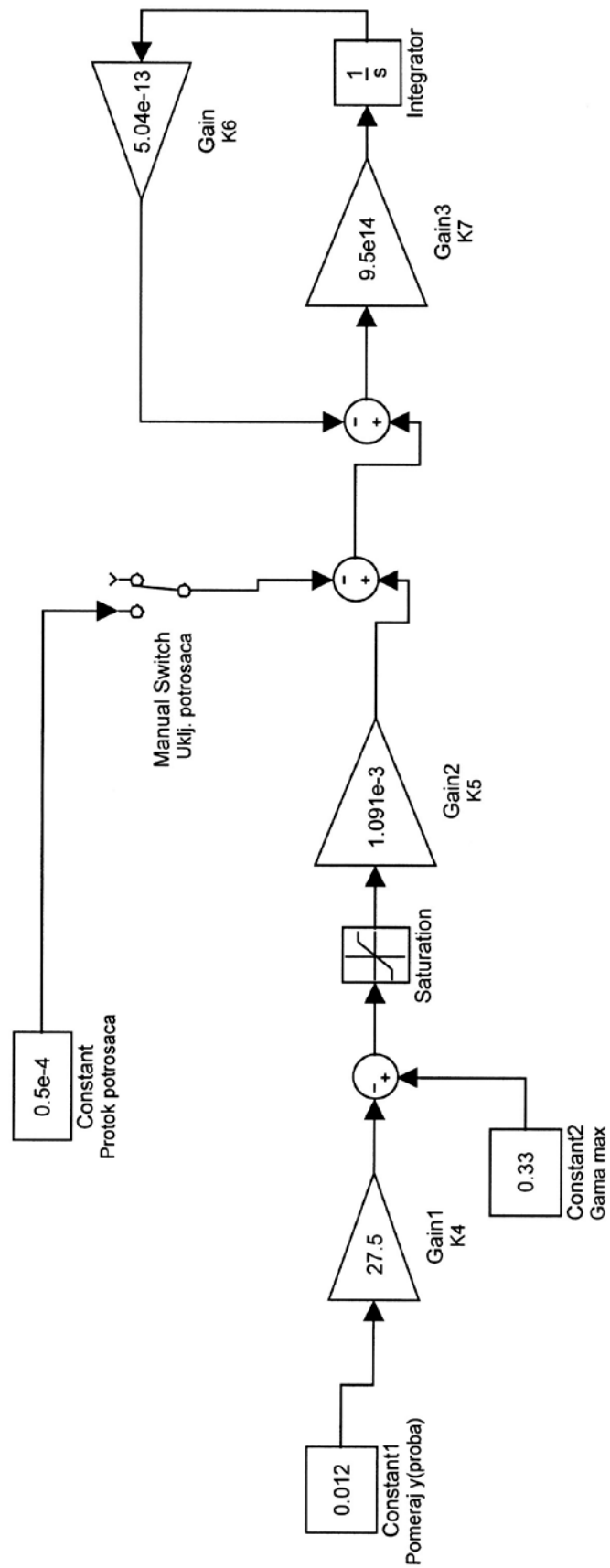
Slika 29. Linearna zavisnost protok Q_c , i promene položaja razvodnog klipa X
 $Q_c = K_1 \cdot X = 0,170 \cdot X$



Slika 30. Nelinearna zavisnost protok Q i promene položaja razvodnog klipa
 $x(0,5;0,8;1,0;1,5) \cdot 10^{-4} \text{ m}$; $Q_c(0,63;1,50;2,05;3,64) \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$



Slika 31. Blok dijagram pretvarača pritiska prikazan u Simulinku.



Slika 33. Blok dijagram hidropumpe prikazan u Simulinku.

4. REZULTATI TEORIJSKE ANALIZE PARAMETARA HIDROPUMPE KONSTANTNOG PRITISKA

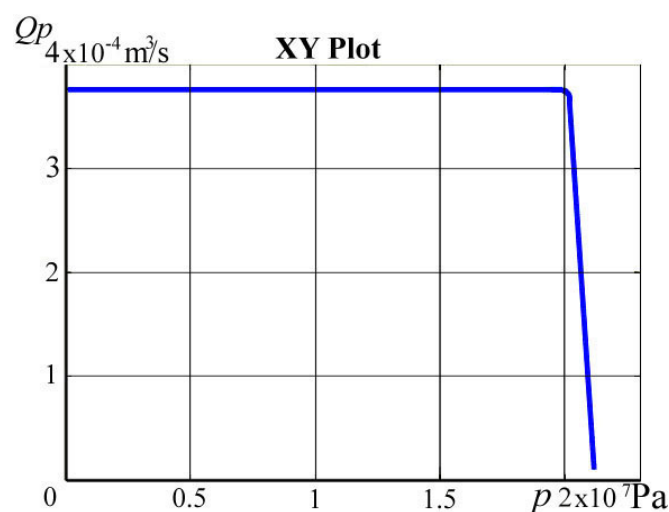
Matematičkim modelom su opisani hidrodinamični procesi koji se odvijaju u pumpi. Na osnovu matematičkog modela je formiran strukturni dijagram, slika 25. Korišćenjem ovog dijagrama a uz pomoć Matlaba formiran je softver koji je poslužio kao simulacioni dijagram za pisanje programa za računar pomoću programskog jezika *Matlab*.

Kako bi se na pravi način simulirali realni modeli ponašanja upotrebljeno je preko četrdeset različitih parametara. Model je definisan tako da se može koristiti pri delovanju više ulaznih poremećaja sa praćenjem nekoliko izlaznih veličina.

Korišćenjem računara i pomenutog softvera Matlab-a simulacijom je složeni teoretski model iskorišćen za analizu uticaja velikog broja parametara i nelinearnosti na dinamičko ponašanje sistema.

4.1. Simulacija promene protoka u funkciji promene pritiska

Dijagram koji je dobijen prvom simulacijom, na vrlo slikovit način prikazuje funkcionisanje hidropumpe o čemu je već bilo govora u prethodnim poglavljima. Zahvaljujući matematičkom modelu, simulacijom je dobijen dijagram koji prikazuje rad pumpe u dva režima. Prvi režim je rad sa konstantnim protokom i promenljivim pritiskom. Drugi režim je rad pumpe sa konstantnim pritiskom i promenljivim protokom. Prva simulacija se odnosi na promenu protoka sa nazivne vrednosti Q_n , na minimalnu vrednost Q_{min} . Simulacija je izvršena tako što je zadata promena pritiska sa vrednosti $p = 0$ MPa, na vrednost $p_n = 20$ MPa, a zatim je zadata promena pritiska sa vrednosti $p_n = 20$ MPa, na vrednost $p_{max} = 21$ MPa, što je prikazano na slici 34.

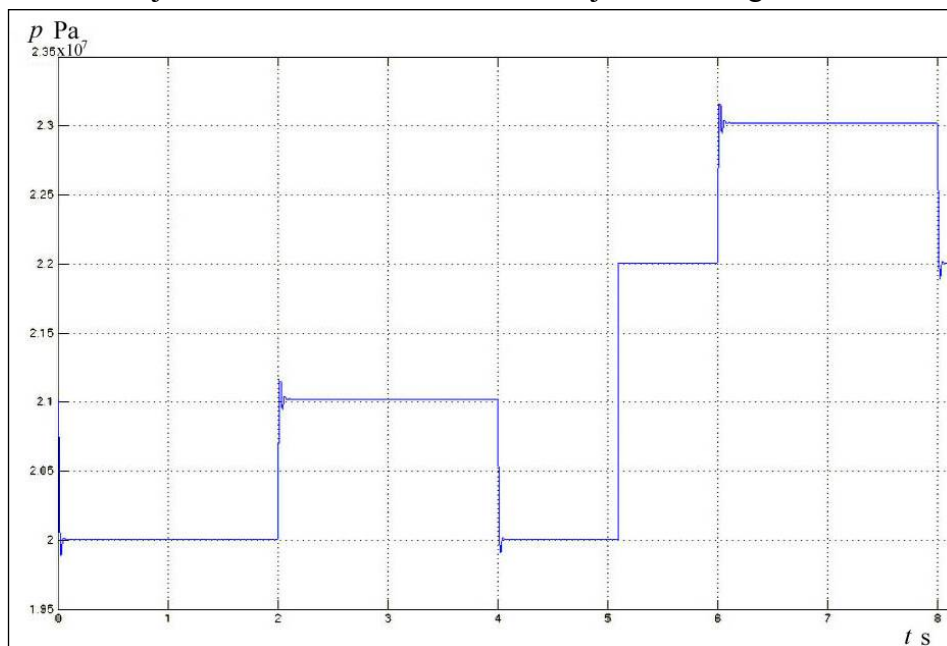


Slika 34. Kriva promene protoka u funkciji promene pritiska
(ordinata- protok m^3/s ; apscisa- pritisak Pa)

4.2. Simulacija procesa regulisanja protoka sa raznim vrednostima prednapona opruge ε_1

Za hidropumpe konstantnog pritiska važno je napomenuti, da mogu raditi sa različitim nivoima maksimalnog pritiska, što znači da je pumpa adaptivna i može se koristiti u raznim hidrauličkim sistemima. U narednoj simulaciji je prikazan rad u navedenim uslovima što potvrđuje činjenicu da može raditi sa više nivoa nazivnih i maksimalnih pritisaka. Pomenuta simulacija je izvršena tako što je eksperiment izvršen sa dve vrednosti prednapona opruge ε_1 , što uslovljava dva režima. Vrednosti prednapona opruge su: za prvi slučaj $\varepsilon_1 = 1,4 \cdot 10^{-3}$ m, dok je za drugi slučaj dat prednapon $\varepsilon_1' = 1,54 \cdot 10^{-3}$ m. Dijagram promene pritiska je prikazan na slici 35.

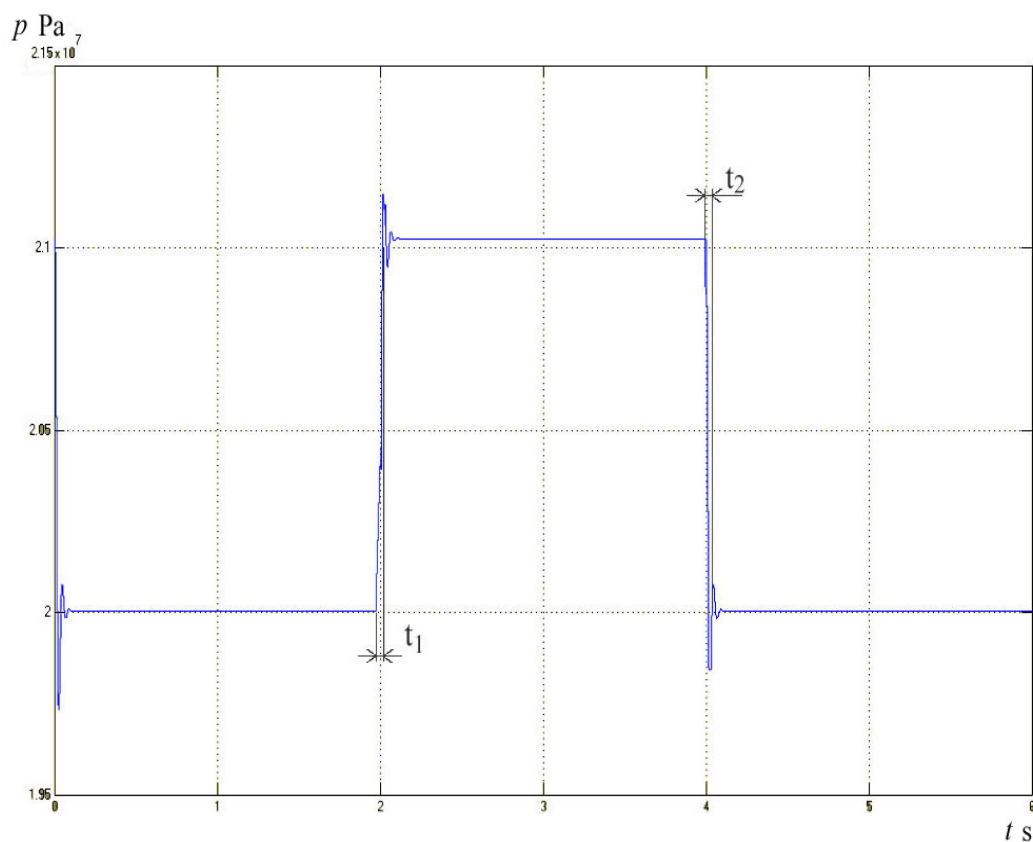
Simulacija sa raznim vrednostima prednapona opruge HPP, ε_1 , pokazuje kako pumpa može da radi sa raznim vrednostima nazivnog i maksimalnog pritiska. Započeta je simulacija sa $p_n = 20$ MPa, smanjenjem protoka na $Q_{\min}$, pritisak se povećao na $p_{\max}$. Nakon toga je promenom prednapona opruge sa ε_1 na ε_1' , nazivni pritisak preveden na $p_n = 22$ MPa sa nazivnim protokom Q_n . Ponovnim smanjenjem protoka na vrednost $Q_{\min}$, pritisak je skočio na vrednost $p_{\max} = 23$ MPa. Sa dijagrama se vidi da pumpa radi stabilno u oba slučaja i da su to režimi koji se mogu koristiti u eksploataciji.



Slika 35. Dijagram rada hidropumpe za vrednosti nazivnog i maksimalnog pritiska (ordinata- pritisak u MPa, apscisa- vreme u sekundama)

4.3. Simuliranje vremena odziva pumpe

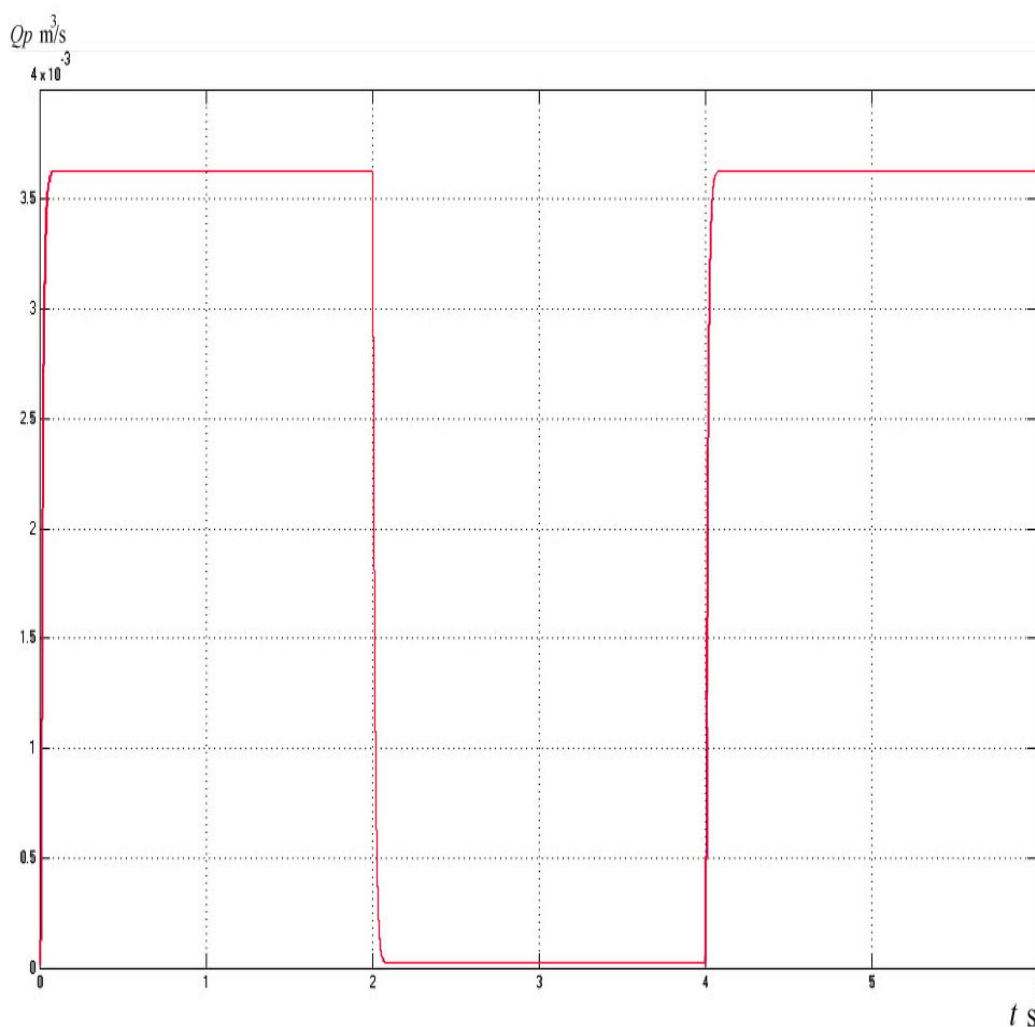
Naredne simulacije se odnose na utvrđivanje vremenske konstante prelaznog procesa pri promeni protoka i pritiska. Standardima su pomenute promene precizno definisane, što je u prethodnom poglavlju detaljno objašnjeno. Na dijagramu sa slici 36 su prikazani odzivi za razmatranu pumpu i to za slučaj kada se protok menja sa Q_n na Q_{min} i promena sa Q_{min} na Q_n . Na pomenutim dijagramima su definisane vremenske konstante t_1 i t_2 , sa parametrima koje pumpa poseduje. Pored toga standardima je definisan i preskok pritiska koji se javlja pri prelaznom procesu kao i vremenske konstante.



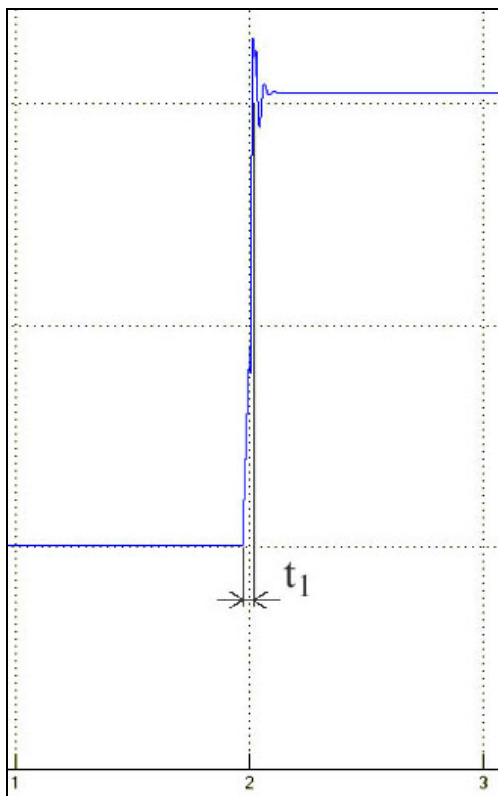
Slika 36. *Dijagram promene pritiska pri promeni protoka sa Q_n na Q_{min} i obratno (ordinata-pritisak u MPa ; apscisa-vreme u sekundama)*

Simulacija je pokazala, da su vremenske konstante u dozvoljenim granicama koje su propisane vrlo strogim "MIL" normama [34]. Sa dijagrama promene protoka koji je prikazan na slici 37, vidi se da je i promena protoka takođe vrlo brza i odigrava se u vremenskim intervalima kraćim od 0,1s.

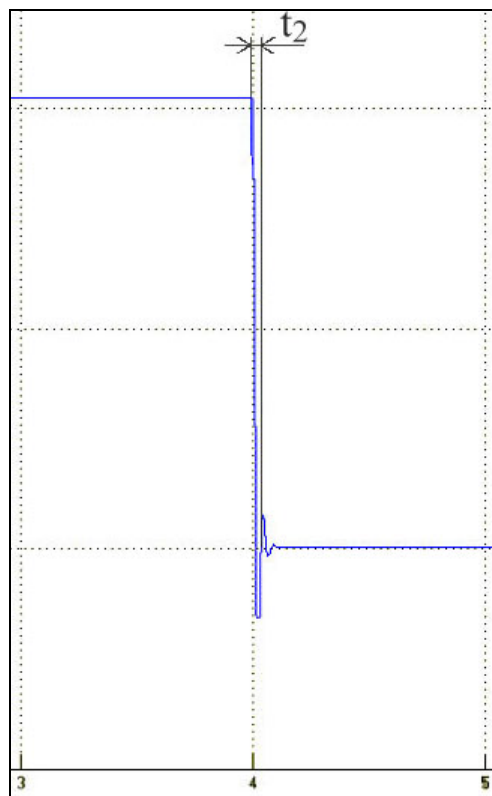
Dijagrami na slikama 38 i 39 su znatno uvećani detalji sa dijagrama na slici 36. Uvećanje je izvršeno da bi se mogle precizno očitati razmatrane veličine preskoka pritiska i vremenske konstante. Procenom veličine vremenskih konstanti, t_1 i t_2 može se zaključiti da one imaju vrednost ispod 0.05s, što zadovoljava propise iz te oblasti. Takođe i veličina pritiska preskoka zadovoljava propise jer iznosi samo 1,2 MPa iznad nazivnog pritiska.



Slika 37. Simulacija promene protoka hidropumpe sa Q_n na Q_{min} i obratno (ordinata- protok u m^3/s , apscisa- vreme u sekundama)



Slika 38. *Povećanje pritiska u fazi smanjenja protoka*

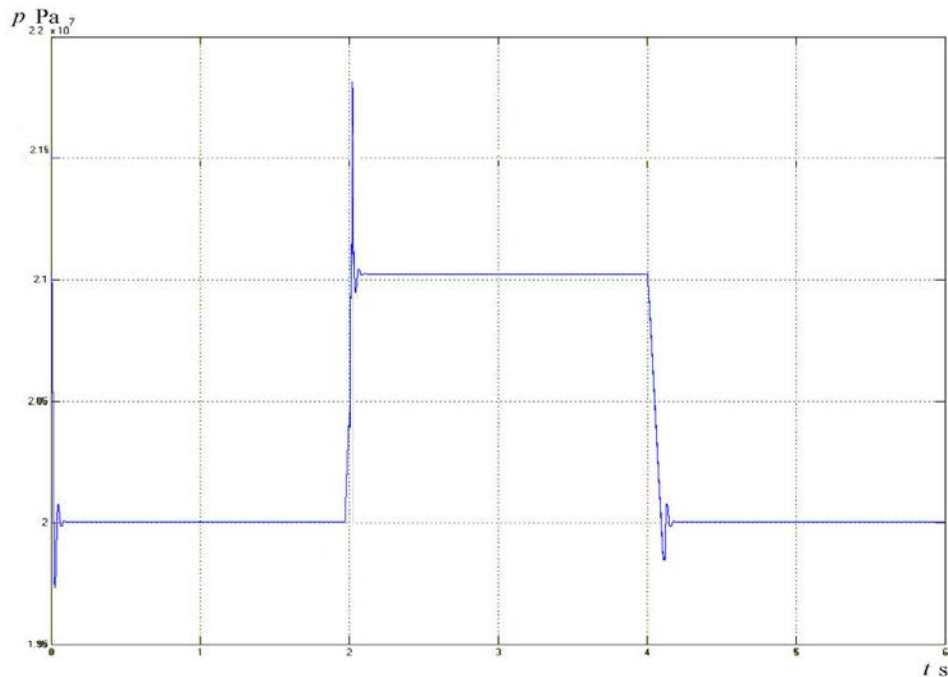


Slika 39. *Smanjenje pritiska u fazi povećanja protoka*

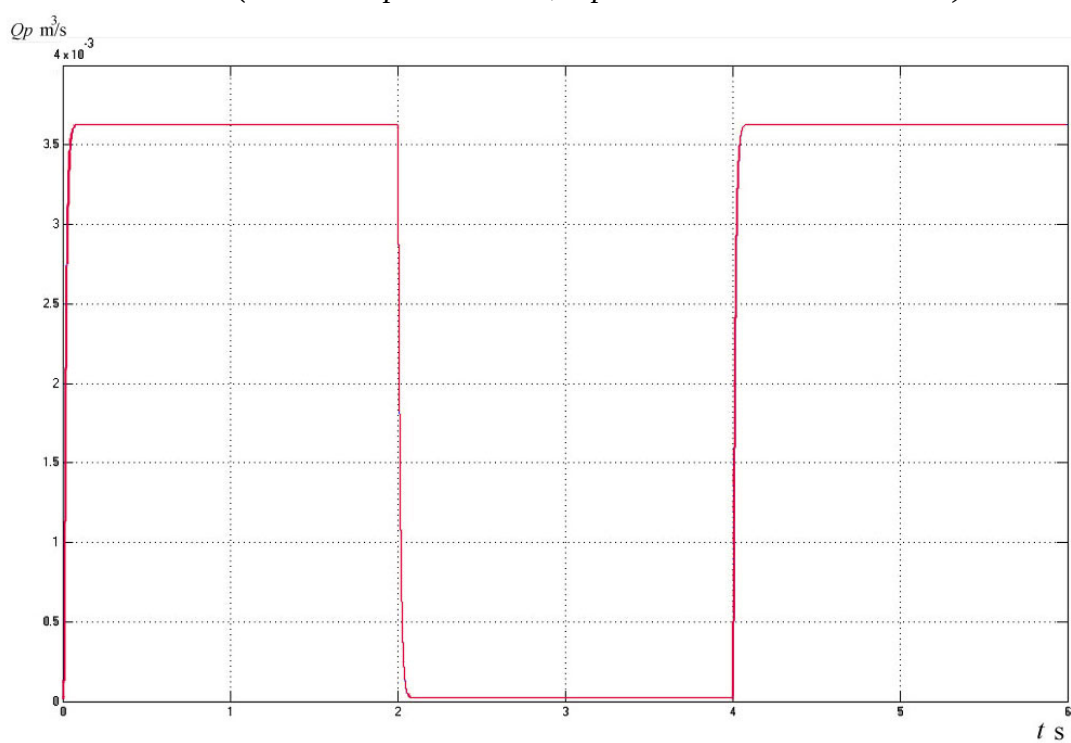
4.4. Simuliranje uslova u kojima se menja veličina preskoka pritiska pri prelazu sa nazivnog na maksimalni pritisak

Proces regulisanja protoka je vrlo brz proces i uvek uslovljava skok pritiska nešto iznad maksimalnog pritiska p_{max} . Radi se o preskoku pritiska koji je definisan određenim standardima što je prikazano na slici 36.

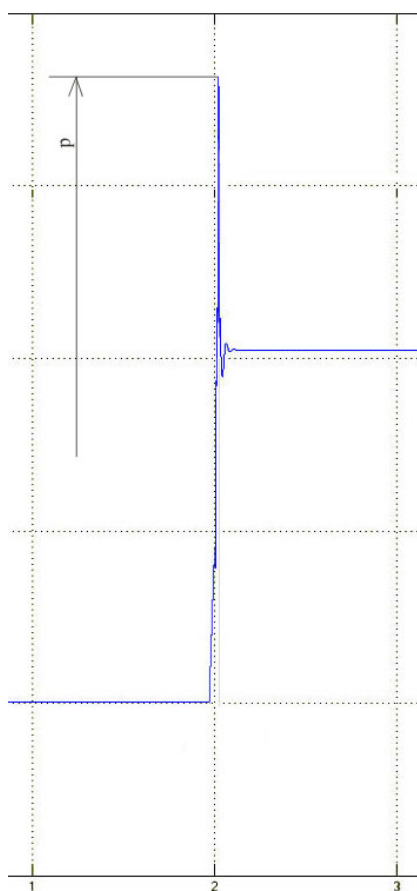
Skok pritiska ne sme biti već od 135%, [34] od nazivnog pritiska p_n . Simulacija koja je izvršena u ovom slučaju, ima za cilj da prikaže jedan od načina kako je moguće menjati veličinu skoka pritiska u slučaju naglih promena. Analizirajući jednačine iz poglavlja 2, lako je ustanoviti da na veličinu preskoka veliki uticaj ima protok Q_c , koji pokreće klip cilindra i time smanjuje ugao nagiba zakretne ploče γ . Simulacija je izvršena protokom Q'_c , koji je manji od protoka Q_c , za pola iznosa. Na slici 40, prikazan je dijagram promene pritiska u opisanim uslovima. Promene protoka i pritiska su tesno povezane, što se vidi poređenjem dijagrama sa slici 40 i dijagrama sa slike 41, koji prikazuje promenu protoka u tim uslovima. Vrednost skoka pritiska iznad nazivne vrednosti na dijagramu sa slici 34, iznosi približno 1,2MPa. U drugom slučaju kada je protok Q_c smanjen na polovinu vrednosti, skok pritiska je znatno veći i iznosi 1,8 MPa što je prikazano na slici 40. Na slikama 42 i 43, prikazan je deo dijagrama sa slike 40, ali znatno uvećan kako bi se vrednost pritiska precizno očitala.



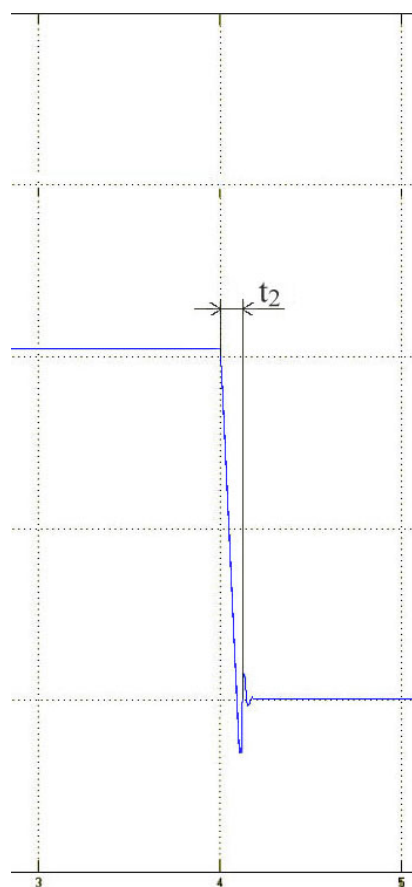
Slika 40. Dijagram promene pritiska pri promeni protoka sa nazivne na minimalnu vrednost (ordinata - pritisak u Pa; apscisa - vreme u sekundama)



Slika 41. Simulacija promene protoka sa nazivne na minimalnu vrednost (ordinata-protok u m^3/s ; apscisa-vreme u sekundama)



Slika 42. *Povećanje pritiska u fazi smanjenja protoka*



Slika 43. *Smanjenje pritiska u fazi povećanja protoka*

4.5. Simuliranje uslova koji menjaju vremensku konstantu t_2

Za hidropumpe konstantnog pritiska, vrlo je važno da se proces prelaska sa maksimalnog na nazivni pritisak odigra u što kraćem vremenu, što pokazuje vrednost konstante t_2 . Istovremeno se protok menja sa minimalne na nazivnu vrednost. Ako se ponovo proanaliziraju diferencijalne jednačine u matematičkom modelu vidi se da na taj proces bitno utiče opruga koja ima krutost c_2 . Simulacija je izvršena tako što je u određenoj meri smanjena krutost opruge C_2 . U pomenutom eksperimentu je krutost opruge $C_2 = 2 \cdot 10^4 \text{ N/m}$ smanjena na $C_2^* = 1,27 \cdot 10^4 \text{ N/m}$. Na ovaj način se dobija manja sila, koja vraća zakretnu ploču na maksimalni ugao $\gamma_{\max}$, i tako se produžava vremenska konstanta. Na slici 41 dat je odziv sistema sa znatno slabijom oprugom, pri čemu je vreme t_2 , znatno povećano i iznosi $t_2 = 0,12 \text{ s}$. [34]. Može se zaključiti da se krutošću opruge, drastično menja vreme odziva i da je to parametar koja treba optimizirati u cilju dobijanja najboljeg odziva pumpe.

5. EKSPERIMENTALNA ANALIZA

Eksperimentalna ispitivanja i snimanja statičkih karakteristika i dinamičkog ponašanja hidropumpe konstantog pritiska promenljivog protoka, predstavlja komplikovanu i skupu operaciju. Za pomenutu aktivnost, neophodno je realizovati realni objekat na kome se vrše ispitivanja kao i vrlo složen sistem za akviziciju podataka i snimanje dijagrama koji su dobijeni pri ispitivanju ².

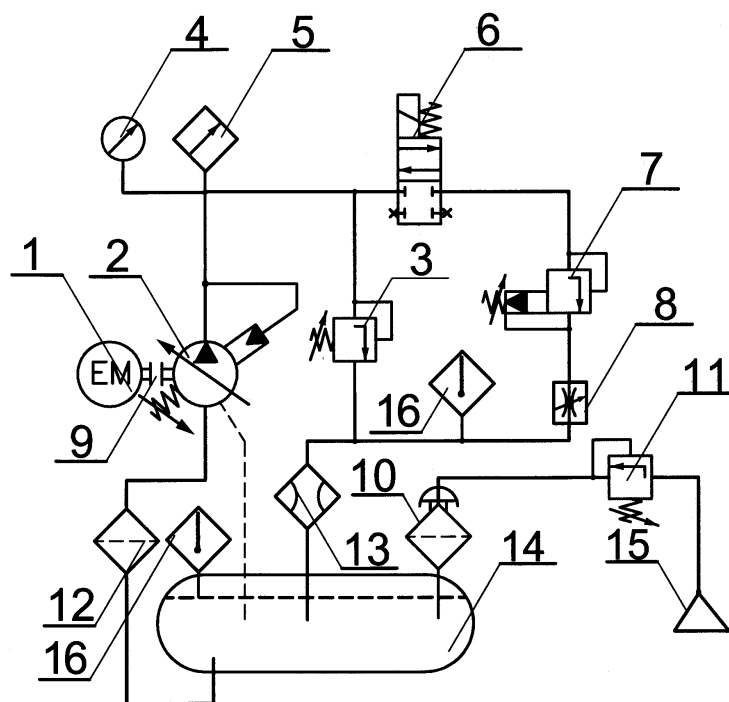
Zahvaljujući velikim mogućnostima savremenih mernih uređaja, kojima se neelektrične veličine mogu meriti i pretvarati u električne signale, sva merenja se mogu vršiti uspešno, jer se svi procesi mogu snimati adekvatnim brzinama.

5.1. Realni objekat i metode ispitivanja

Za ispitivanje određenih karakteristika pumpe, realizovan je hidraulički sistem koji je prikazan na slici 44. Hidraulički sistem je vrlo sličan sa sistemima na vazduhoplovima "Orao" i "G4" u kojima je ova hidropumpa primenjena. Razlika je u pogonu, umesto pogona preko vratila reduktora sa mlaznog motora, ovde se pumpa pogoni elektromotorom. Pored toga u realnom objektu se nalazi daleko manji broj komponenti u odnosu na hidrosistem pomenutih vazduhoplova. U realnom objektu pumpa radi u presurizovanom sistemu sa zapreminskom regulacijom, tako da ima malo rasipanja energije pa se hidraulički fluid malo greje, [26]. U rezervoaru hidrauličkog sistema nalazi se oko, $7 \cdot 10^{-3} m^3$ hidrauličkog fluida, koji učestvuje u transformaciji i prenosu snage koja iznosi približno 7,4 kW. U trenucima kada sistem nema potrebe za hidrostatičkom energijom, pumpa smanjuje protok na približno $2 \cdot 10^{-5} m^3/s$ i tada apsorbuje daleko manju snagu u odnosu na slučaj kada se višak fluida, posle redukcije pritiska vraća u rezervoar.

Na slici 43 je prikazan hidraulički sistema koji je realizovan u laboratoriji za hidrauliku i pneumatiku gde su i izvršena sva prikazana ispitivanja. Na hidraulički sistem je priključen pneumatski agregat, koji ima zadatak da održava određeni nadpritisak u hidrauličkom rezervoaru. Pritisak u rezervoaru se stalno održava u granicama od 0,2 do 0,3 MPa, što je dovoljno za kvalitetan rad pumpe. U tim uslovima nema pojave kavitacije čak i kod najbržih procesa promene protoka.

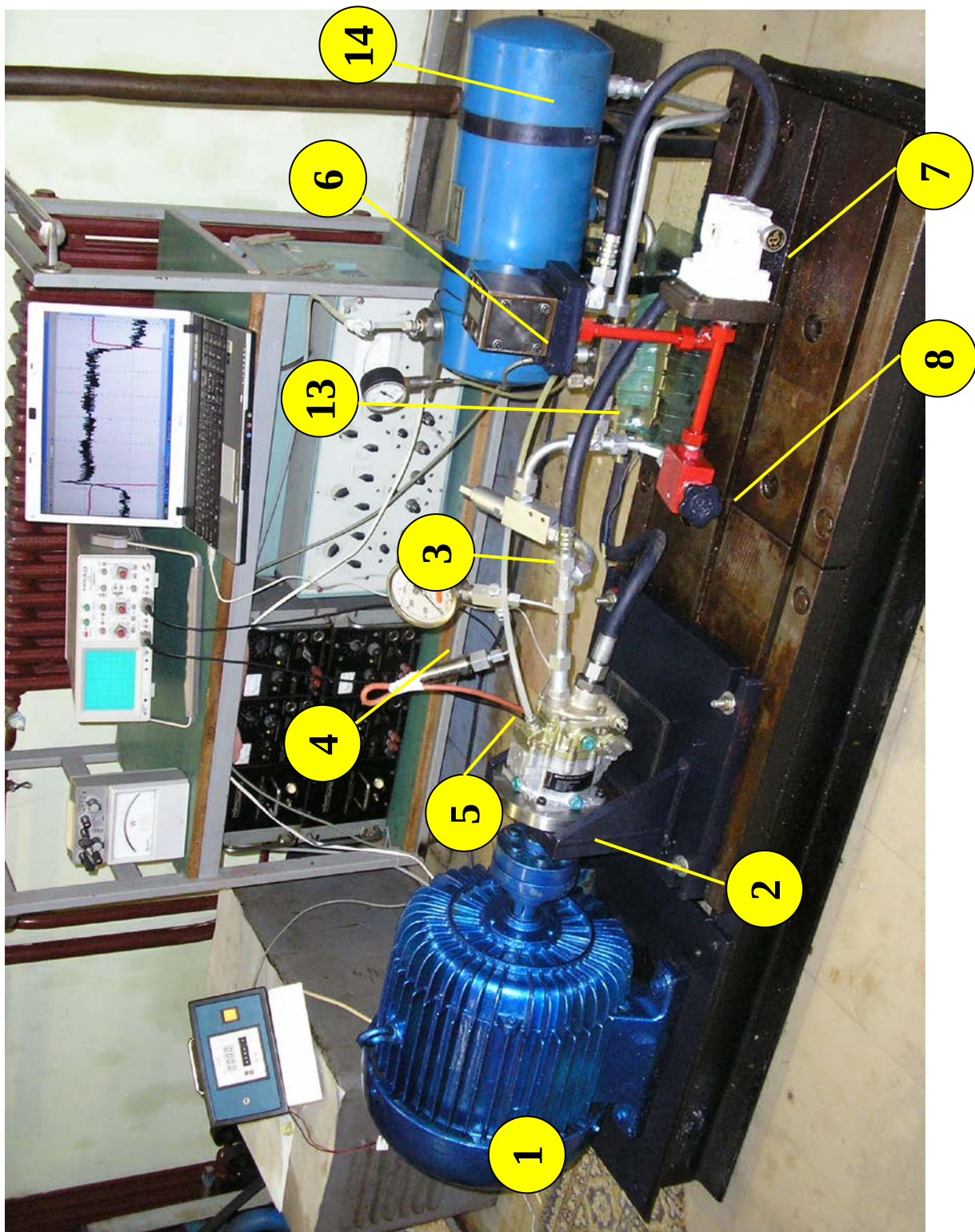
² R. Petrovic , A.Banaszek. Experimental research of characteristic parameters hydrodynamic processes of axial piston pumps with constant pressure and variable flow . THE ARCHIVE OF MECHANICAL ENGINEERING VOL. LVI, 2009, Number 2.



Slika 44. Šema hidrauličkog sistema za ispitivanje hidropumpe knstantnog pritiska

1-elektromotor, 2-hidropumpa, 3-ventil sigurnosti, 4-manometar, 5-pretvarač pritiska, 6-elektromagnetni razvodnik, 7-regulator pritiska indirektnog dejstva, 8-prigušnik promenljivog otpora, 9-elastična spojnica, 10- ulivni filter, 11-regulator pritiska vazduha, 12-usisni filter, 13-pretvarač protoka, 14- rezervoar pod pritiskom, 15-izvor vazduha pod pritiskom, 16-pretvarač temperature

Komponentama koje se nalaze u hidrauličkom sistemu moguće je imitirati sve uslove koji se inače javljaju u hidrauličnom sistemu vazduhoplova, [10]. U sistemu se nalazi elektromagnetni razvodnik, poz. 6, kojim se može protok pumpe vrlo brzo prevoditi sa maksimalne vrednosti na minimalnu vrednost. U potisnom vodu se nalazi ventil sigurnosti, poz. 3, koji u slučaju neke ne predviđene situacije rasterećuje sistem do podešenog nivoa . Regulator pritiska indirektnog dejstva, poz. 7, omogućava finu regulaciju pritiska u potisnom vodu dok se određene male varijacije vrše pomoću prigušnika promenljivog otpora, poz. 8. Pored nabrojanih, hidrauličkih komponenti nalazi se i određeni broj pretvarača kojima se registruju promene određenih parametara o čemu će biti malo više reči u poglavlju o akviziciji parametara. Treba naglasiti da se tokom celog procesa ispitivanja snimaju četiri parametra: promena pritiska u potisnom vodu, promenu protoka pumpe, temperatura radnog fluida u rezervoaru i temperatura na izlazu iz prigušnika promenljivog otpora, [25].



Slika 45. Fotografija hidrauličkog sistema za ispitivanje hidropumpe

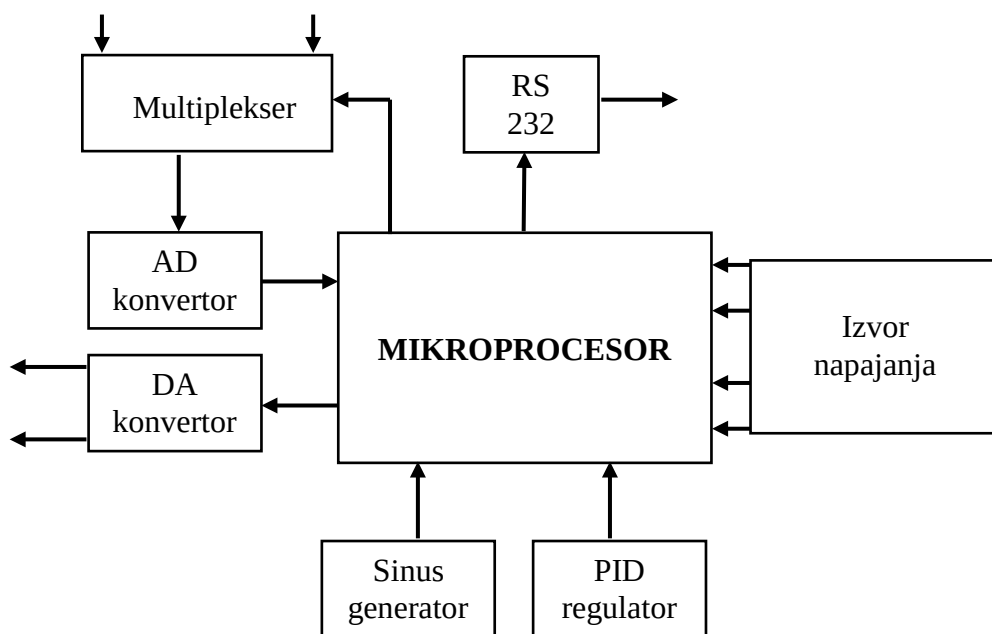
1-elektromotor, 2-hidropumpa, 3-ventil sigurnosti, 4-manometar, 5-pretvarač pritiska, 6-el.magnetni razvodnik, 7-regulator pritiska, 8-prigušnik, 13- pretvarač protoka, 14-rezervoar pod pritiskom.

U hidrauličkom sistemu se nalazi hidraulički fluid mineralne osnove, Hidraol 15, kinematske viskoznosti $\nu=15\cdot10^{-6}$ m²/s, na temperaturi od 40⁰ C. Hidraol 15 je primenjen u hidrauličkom sistemu zbog toga što je najbliži po karakteristikama hidrauličkom fluidu koji se koristi u vazduhoplovstvu. Pumpa koja je predmet ispitivanja projektovana je za rad sa fluidom "Aero Shell 40" koji se koristi za temperaturni opseg od -55⁰C do 135⁰C.

5.2. Sistem za akviziciju podataka

5.2.1. Opis elektronske jedinice za merenje i upravljanje hidrauličkim sistemom

U okviru sistema za ispitivanje hidropumpe, nalazi se i vrlo složen i savremen sistem za akviziciju i obradu podataka koji se dobijaju pri ispitivanju, [37]. Funkcionalna šema elektronske jedinice za akviziciju podataka, prikazana je na slika 46.



Slika 46. Šema elektronske jedinice za akviziciju podataka

Mikroprocesor je centralni i najvažniji element akvizicione jedinice. Primenjen je osmobarbitni mikroprocesor, Atmel AT mega 16, sa radnim taktom od 16 MHz. Zadatak mikroprocesora je da upravlja i objedini rad svih elemenata akvizicione jedinice.

Ulazni analogni naponski signali priključuju se na akvizicionu jedinicu preko panela sa priključnim kontaktima. Akviziciona jedinica ima mogućnost da istovremeno meri do osam ulaznih naponskih analognih signala. Kako se u jedinici nalazi samo jedan analogni digitalni konvertor ispred njega je postavljeno integrisano kolo CD4051 koje je analogni multiplekser i

ima zadatak da od mogućih osam ulaznih kanala na analogni konvertor propusti samo jedan signal, kako to mikroprocesor odredi.

Iz multipleksera mereni analogni signal sa pojedinih kanala dovodi se na AD konvertor. Primenjen je Analog Device LTC1286, dvanaestobitni AD konvertor. Merni opseg AD konvertora je od 0 do 5.0 V. U cilju merenja negativnih napona merni opseg konvertora je preko operacionog pojačavača LF356 proširen na opseg od -5.0 do 5.0 V. Akviziciona jedinica meri naponske ulazne signale. Merenje strujnih signala se vrši primenom otpornika koji se priključuje između ulaza i mase.

Sistem ima mogućnost upravljanja proporcionalnim razvodnicima i elektrohidraličkim servorazvodnicima, što se osvaruje preko dva digitalnoanalogni konvertora koji se nalaze u elektronskoj jedinici. Primenjeni su Microchip MCP 4921 dvanaestobitni konvertori. Mikroprocesor konvertorima prosleđuje digitalni signal o željenom izlaznom naponu koji se u konvertorima pretvara u električni napon. Pošto je opseg konvertora od 0 do 5.0 V, primenom operacionih pojačavača LM358 ovaj opseg je proširen na industrijski standard od -10.0 do 10.0 V.

Komunikacija između elektronske jedinice i računara obavlja se preko RS 232 interfejsa. Procesor AT mega16, ima ugrađeni hardverski sklop za komunikaciju preko serijskog RS232 interfejsa, a kao prilagođavač napona primenjeno je standardno kolo MAX 232. Elektronska jedinica ima mogućnost generisanja sinusnog izlaznog napona. Generisanje ovog napona je softversko, tj. vrednost sinusa stvara se programski a ne nekim elektronskim kolom. Frekvencija i amplituda izlaznog sinusnog napona zadaje se sa PC računara.

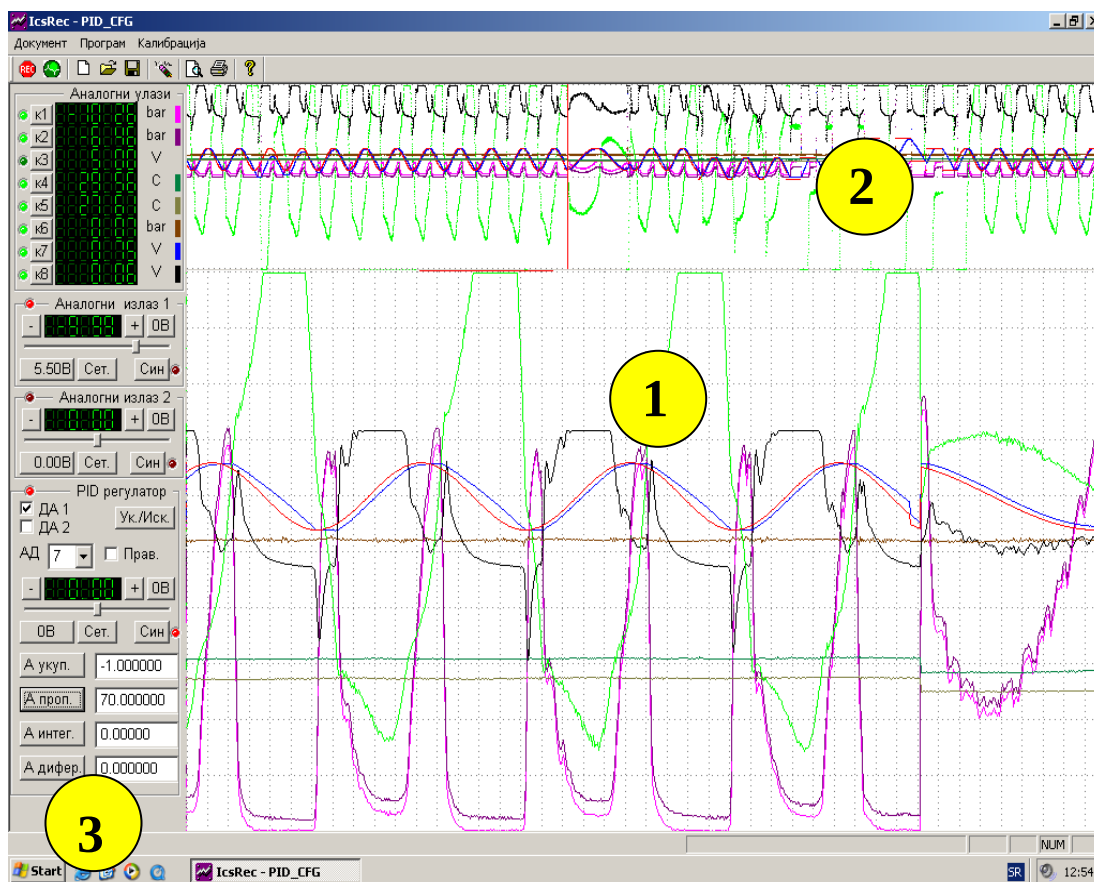
U elektronskoj jedinici je softverski implementiran PID regulator. Parametri pojačanja zadaju se preko programa na PC računaru. Takođe se na računaru određuje koji od dva DA kanala je upravljački signal regulatora i koji od osam ulaznih AD signala treba da meri vrednost upravljane veličine.

Elektronska jedinica se napaja sa gradske mreže. U svom sklopu ona poseduje transformatorski ispravljač koji obezbeđuje sve potrebne jednosmerne napone za rad same jedinice i nekih priključenih uređaja.

Naponi koje obezbeđuje izvor napajanja su:

- 5V i 1A, za napajanje mikroprocesora i ostalih digitalnih kola,
- -15V +15V i 1A, za napajanje operacionih pojačavača,
- 24V i 3A za napajanje proporcionalnih razvodnika.

5.2.2. Radni ekran sistema za akviziciju podataka



Slika 47. Radni ekran sistema

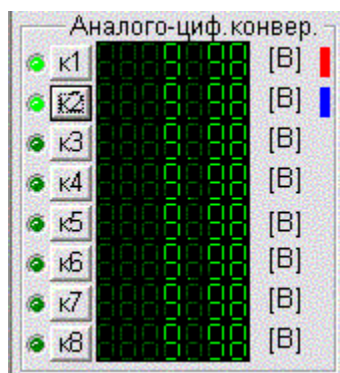
Radni ekran sistema ima tri celine koje su označene brojevima od 1 do 3.

1. Prozor za prikaz signala u realnom vremenu u kome se, prikazuju vremenski dijagrami aktiviranih signala kada je akvizicija signala aktivirana. Prozor je izdijeljen na deset delova po vertikali gde svaki podeok predstavlja jedan volt. Horizontalna podela prozora vrši se tokom prijema signala i jedan podeok označava jednu sekundu. Sistem ima mogućnost izbora brzine snimanja, i one mogu biti: 10Hz, 20Hz, 50Hz i 100Hz. Koja će se brzina koristiti zavisi od brzine procesa koji se snima, za izuzetno brze procese koristi se brzina od 100Hz.
2. Prozor za prikaz snimljenih signala, registruje signale kada je snimanje mernih signala uključeno u ovom prozoru se prikazuju grafikoni mernih signala. Program omogućava da se signali snimaju tokom pet minuta, nakon čega program nastavlja snimanje, ali se novi podaci snimaju preko postojećih. Kada je opcija *prijem* isključena iz bafera u gornjem dijagramu moguće je vršiti izbor uzoraka, uveličati ih i prikazati u donjem delu.

3. Komandni prozor sadrži različite kontrole za prikaz primljenih signala i postavljanje vrednosti komandnih signala. Displej za prikaz vrednosti analognih mernih signala sadrži: indikatore digitalnih ulaza, indikacija i postavljanje digitalnih izlaza, podešavanje analognih izlaza, komanda za unos podataka ispitnog izveštaja.

5.2.3. Analogni ulazni kanali

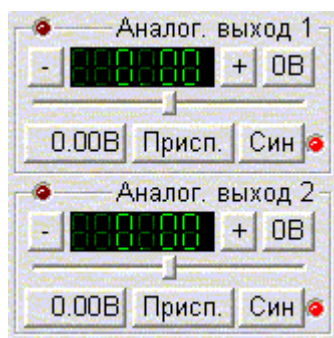
Sistem omogućava istovremeni prijem i obradu do osam analognih ulaznih signala. Prikazivanje analognih signala vrši se preko grupe displeja u gornjem levom uglu ekrana, odnosno u gornjem delu komandnog prozora slika 48.



Slika 48. Analogni ulazni kanal

- LED dioda - označava da li je kanal uključen (dioda upaljena) ili isključen (dioda ugašena),
- Komandno dugme - pritiskom na dugme aktivira se dijalog za podešavanje kanala.
- Prikaz vrednosti - prikaz vrednosti izmerenog napona u voltima
- Jedinica - volt, opseg -10.00 do 10.00 V
- Boja linije - boja kojom se kanal prikazuje na dijagramima

5.2.4. Analogni izlazni kanali



Slika 49. Analogni izlazni kanal

Sistem (softver i elektronska akviziciona jedinica) omogućavaju kontrolu dva identična analogna izlazna signala, označena sa Analogni ulaz 1 i Analogni izlaz 2. Oba kanala su električno i softverski potpuno identična.

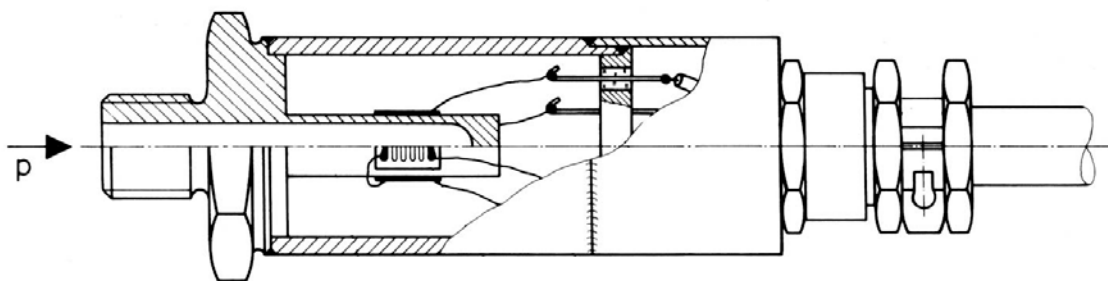
Na analognim izlaznim kanalima je moguće uspostaviti konstantan napon u opsegu od -10,0 do 10,0 volti. Analogni izlazni kanali imaju i mogućnost generisanja sinusnog signala frekvencije od 0,01Hz do 10Hz. Slika 49, prikazuje izgled analognog izlaznog kanala.

Treba naglasiti, da su skoro sva snimanja izvršena brzinom od 50Hz, što je zadovoljavajuća brzina da se kvalitetno registruju sve promene tokom procesa koji se odvijao u hidropumpi.

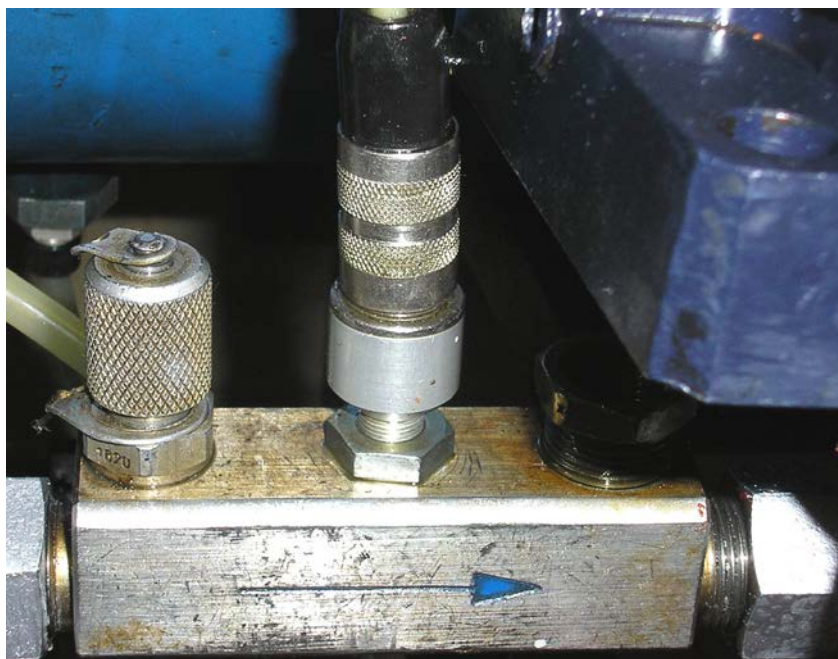
5.2.5. Elektronski pretvarači parametara u hidrauličkom sistemu

5.2.5.1. Elektronski pretvarači pritiska

U hidrauličkom sistemu je primenjen elektronski pretvarač pritiska (slika 50) sa rasteznim elementom i mernim trakama, [36]. Pretvarač je povezan sa sistemom za akviziciju podataka i vrlo precizno registruje sve promene pritiska. Proizvođač pretvarača je HBM, i nosi oznaku P3 M klase 0,1. Koristi se za pritiske do 50 MPa i rezonantne učestanosti do 20 kHz. Histerezis i linearnost su manji od 0,2%. Histerezis se nalazi u granicama od 2%, dok je nelinearnost manja od, $\pm 0,25\%$, [36].



Slika 50. Elektronski pretvarač pritiska



Slika 51. Fotografija turbinskog pretvarača protoka

5.2.5.2. Turbinski pretvarač protoka

Protok se registruje pomoću pomenutog pretvarača (slika 51) dok se dobijeni parametri šalju u sistem za akviziciju. Pretvarač proizvodi firma Hydrotehnik, B.b.m.H i nosi oznaku: Re 1 ÷ 14/32, Nr 39176. Tačnost pretvarača se nalazi u granicama od 2% dok je nelinearnost manja od $\pm 0,25\%$, [36].

5.2.5.3. Pretvarači temperature

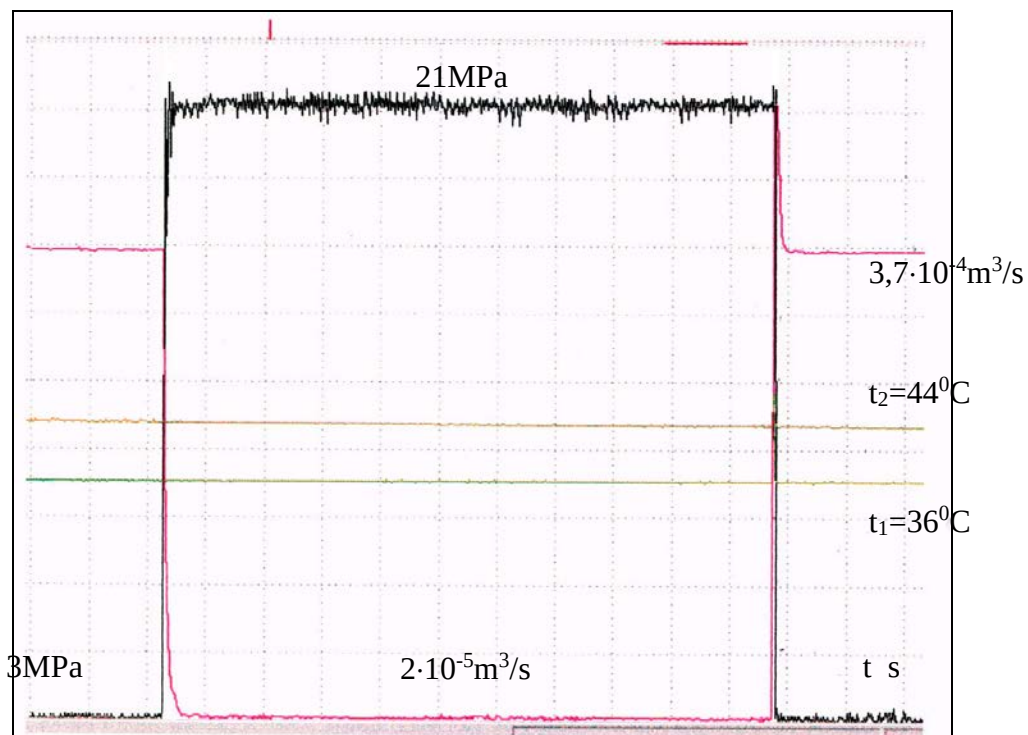
U hidrauličkom sistemu se nalaze dva pretvarača temperature, jedan je postavljen na rezervoaru za hidraulički fluid, a drugi na izlazu iz prigušnika promeljivog otpora. U ovom slučaju, pretvarači temperature su integralna kola 353 sa poluprovodničkim pretvaračem.

5.3. Ispitivanje karakteristika hidropumpe konstantnog pritiska

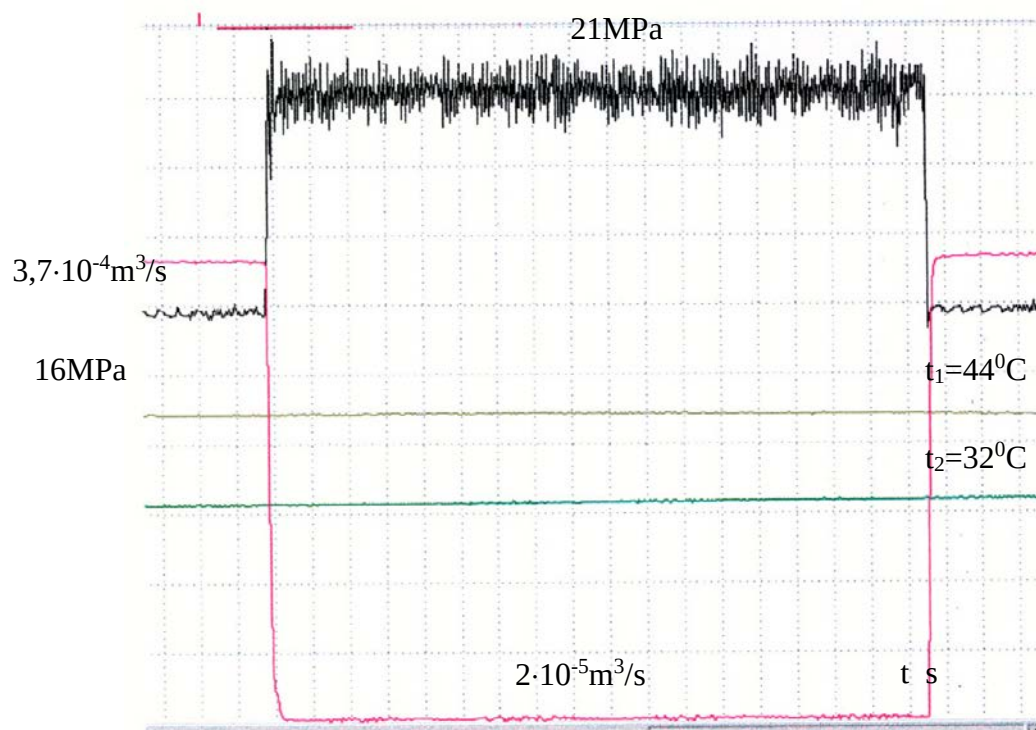
5.3.1. Snimanje promene protoka pri promeni pritiska od zadate vrednosti do maksimalne podešene vrednosti

Kod snimanja ove karakteristike pumpa je podešena tako da u okviru pritiska od $p_n=20\text{MPa}$ do $p_{\max}=21\text{MPa}$ protok menja u granicama od Q_n na $Q_{\min}$. Eksperiment je izveden tako što je u prvom delu radni pritisak podešen na $p_r=3\text{MPa}$, a zatim je pomoću elektromagnetnog razvodnika, poz. 6, koji je u početku bio u protočnom položaju, trenutno zatvoren električnom komandom. Posle određenog vremena elektro magnetni razvodnik je ponovo otvoren i tako je dobijena karakteristika pumpe u datim režimima, što je prikazano na slici 50 na levoj strani, [27]. Nakon toga je radni pritisak podešen pomoću regulatora pritiska, poz.7, na vrednost od $p_r=16\text{MPa}$. Aktiviranjem elektromagnetnog razvodnika, poz.6, pumpa je ponovo primorana da izvrši regulaciju protoka, vidi slika 53.

Na dijagramu se uočavaju dva prelazna režima kod odskočnog signala zatvaranja i otvaranja potisnog voda. Vidi se da su promene protoka i pritiska u strogoj zavisnosti, promena jedne veličine izaziva preciznu i brzu promenu druge veličine bez obzira sa kog nivoa radnog pritiska se polazi.



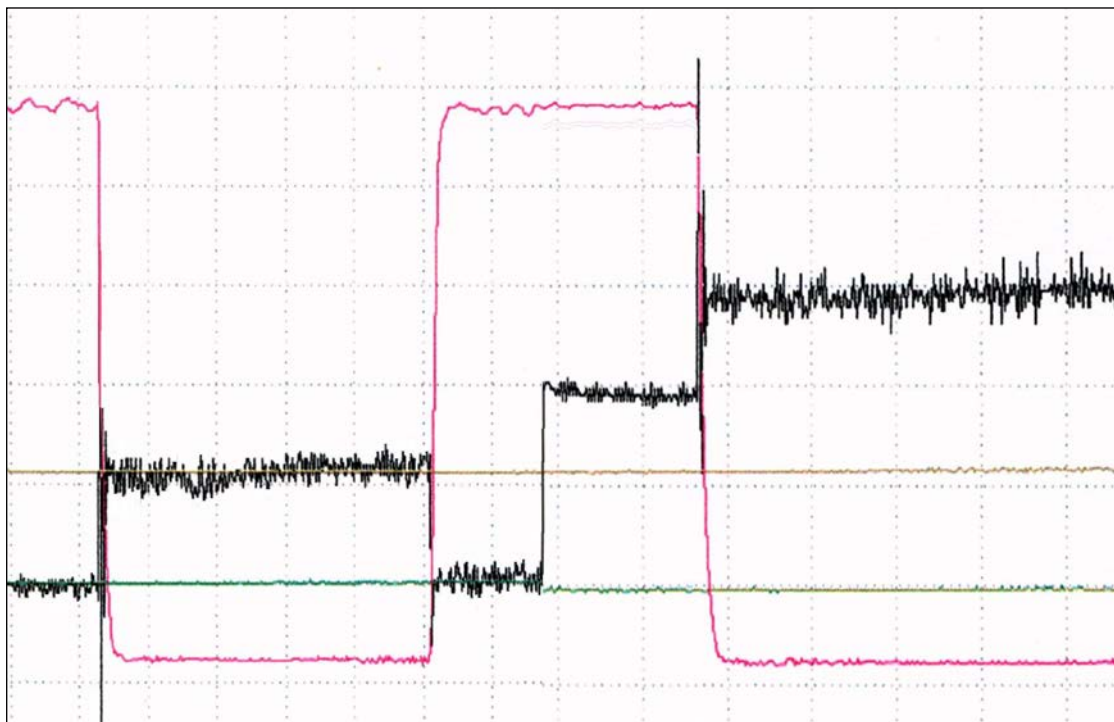
Slika 52. Dijagram promene protoka pri promeni pritiska sa $p_r = 3 \text{ MPa}$ na $p_{\max} = 21 \text{ MPa}$, (opseg pritiska 3 do 23 MPa , vrednost podeoka je 2 MPa)



Slika 53. Dijagram promene protoka pri promeni pritiska sa $p_r = 16 \text{ MPa}$ na $p_{\max} = 21 \text{ MPa}$ (opseg pritiska 6 do 23 MPa , vrednost podeoka je $1,7 \text{ MPa}$)

5.3.2. Snimanje promene parametra pumpe pri radu sa dve različite vrednosti maksimalnog pritiska

Ova provera ima za cilj da proveriti stabilnost rada pumpe sa nešto većim maksimalnim pritiskom. Podešavanjem HPP, maksimalni pritisak je povećan na vrednost $p_{\max}=23\text{MPa}$. Promena je izvedena promenom prednapona opruge HPP za određenu vrednost, što je uslovalo povećanje maksimalnog pritiska, dok je nazivni pritisak iznosio $p_n=22\text{ MPa}$. Sve ostale operacije su izvedene kao u tački 5.3.1, a dijagram snimljen tom prilikom, prikazan je na, slici 54. Na levoj strani slike 54 prikazan je i dijagram kada je pumpa podešena na uobičajeni režim rada, znači pumpa radi sa nazivnim pritiskom $p_n=20\text{ MPa}$, dok je maksimalni pritisak $p_{\max}=21\text{ MPa}$.

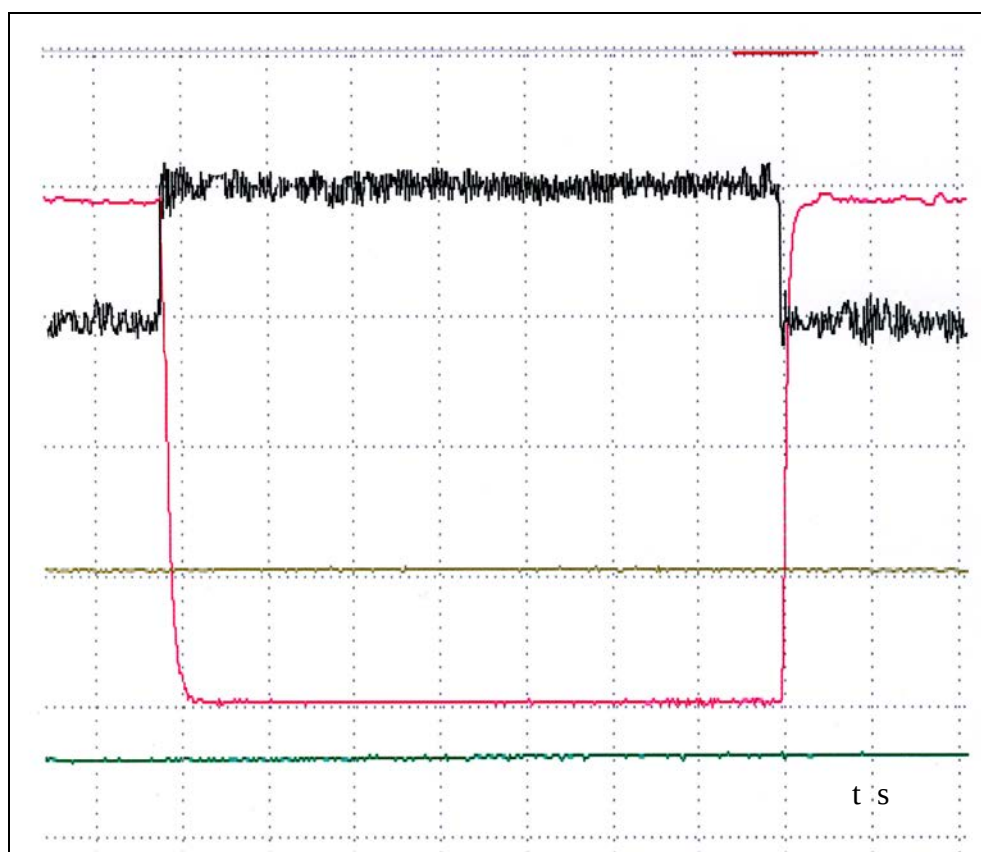


Slika 54. *Dijagram promene protoka pri promeni pritiska u dva nivoa, sa 20 MPa na 21MPa i sa 22 MPa na 23 MPa (opseg pritiska je od 13 do 23 MPa, vrednost podeoka na dijagramu 1 MPa)*

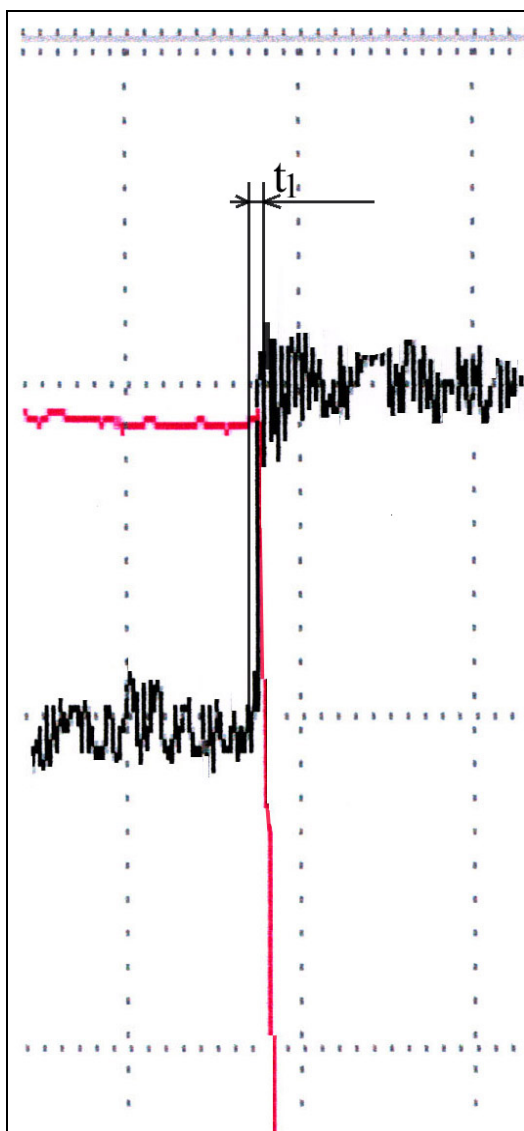
Analizom se lako uočava da pumpa stabilno radi i sa drugom veličinom maksimalnog pritiska, bez velike pulsacije pritiska i protoka, izuzimajući određene šumove u elektronskom sistemu koji se javljaju pri snimanju dijagrama.

5.3.3. Snimanje vremenske konstante pumpe

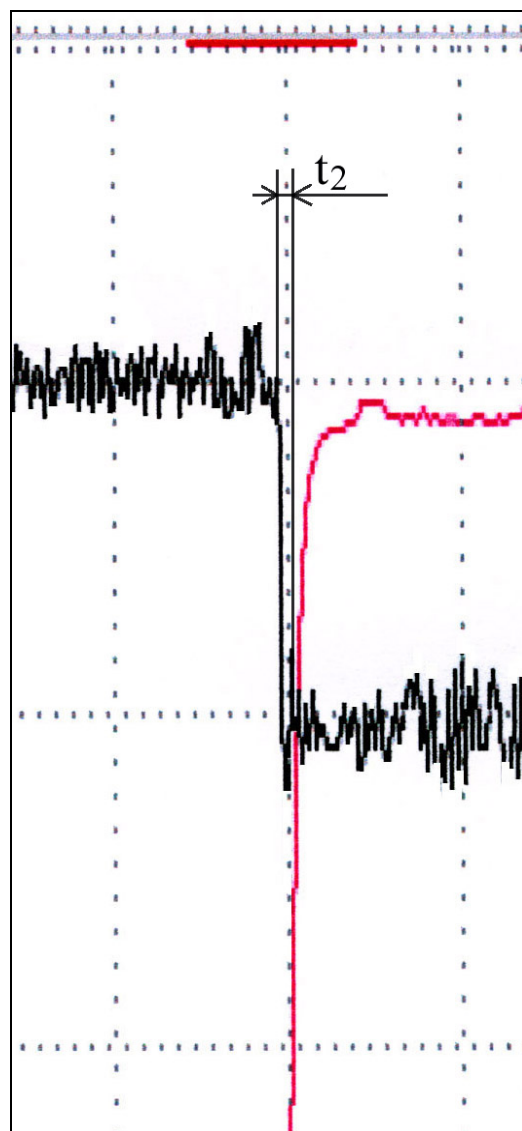
Za snimanje vremenske konstante hidropumpa je pripremljena tako da radi sa nazivnim pritiskom $p_n=20$ MPa i maksimalnim pritiskom $p_{max}=21$ MPa. Pomoću regulatora pritiska indirektnog dejstva, poz.7, podešena je vrednost nazivnog pritiska. Elektromagnetnim razvodnikom, poz. 6, pumpa dobija komandu da radi u dva režima i to: sa nazivnim protokom i pritiskom ($Q_n= 3,7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$, $p_n=20\text{MPa}$), zatim sa minimalnim protokom i maksimalnim pritiskom ($Q_{min}=2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ $p_{max}=21\text{MPa}$) i ponovo sa nazivnim protokom i nazivnim pritiskom. Opisane promene su prikazane na dijagramu koji je dat na slici 55. Pored pritiska i protoka i u ovom slučaju su snimljene temperature t_1 i t_2 na mestima koja su ranije opisana. Na slikama 56 i 57 prikazani su znatno uvećani detalji prelaznog procesa u prvom i drugom slučaju. Sa dijagrama su očitane vremenske konstante t_1 i t_2 i one se nalaze u dozvoljenim granicama, ispod 50ms. U ovom slučaju je vremenska konstanta, t_1 , nešto manja od vremenske konstante t_2 , ali se obe nalaze u zahtevanim granicama.



Slika 55. Dijagram promene pritiska pri promeni protoka sa Q_n na Q_{min} i obrnuto
($Q_n=3,7 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$; $p_n=20\text{MPa}$) ($Q_{min} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3 / \text{s}$; $p_{max}=21\text{MPa}$)
(opseg pritisaka je od 13 do 23 MPa, vrednost podeoka za pritisak je 1MPa)



Slika 56. *Povećanje pritiska u fazi smanjenja protoka*



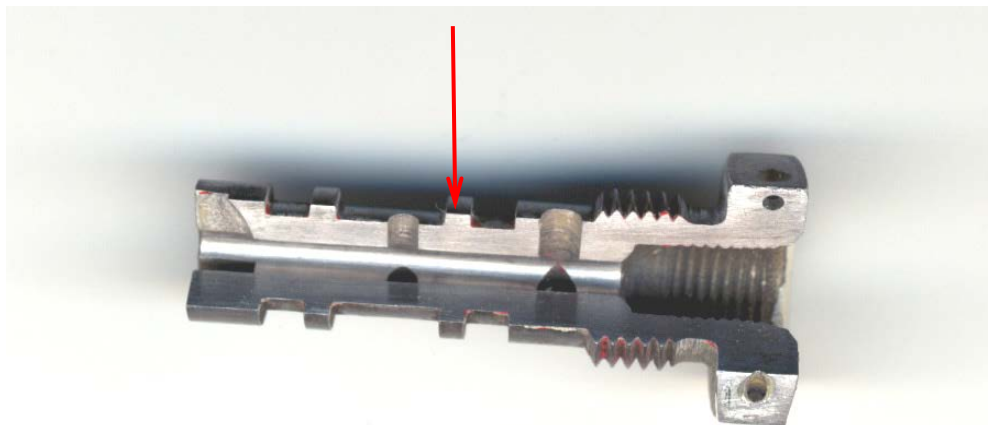
Slika 57. *Smanjenje pritiska u fazi povećanja protoka*

5.3.4. Snimanje varijacije preskoka pritiska pri prelazu sa nazivnog na maksimalni pritisak

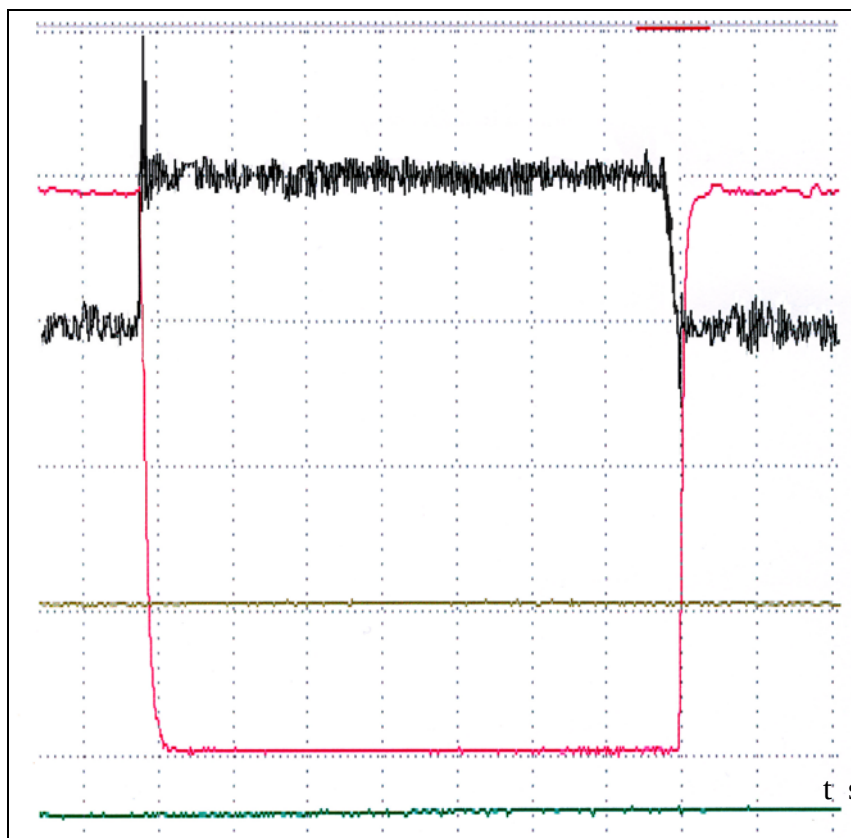
Pri regulaciji protoka, što je uslovljeno promenom pritiska dolazi do kratkotrajnog porasta pritiska preko maksimalne vrednosti. Znači javlja se preskok koji ima loš uticaj na sistem i zbog toga je on standardima ograničen na vrednost $p_{prs} < 135\% p_n$. Preskok pritiska pri prelazu sa nazivnog na maksimalni pritisak kod pumpe može se podešavati, ali uvek mora da ostane u granicama koje propisuje "MIL" standard. Simulacija će se sprovesti tako što će se povećati preskok za određenu vrednost. Vrednost protoka, Q_c smanjiće se na pola vrednosti,

$Q_c = 1,5 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$, tako da pumpa znatno sporije smanjuje protok pa se zato u procesu regulacije javlja veći preskok.

Pomenuto smanjenje protoka je izvršeno zatvaranjem jednog od dva protočna otvora na razvodnoj čauri rauvodnika za regulisanje, što je prikazano na slici 58. Dijagram promene protoka sa promenom pritiska prikazan je na slici 59.

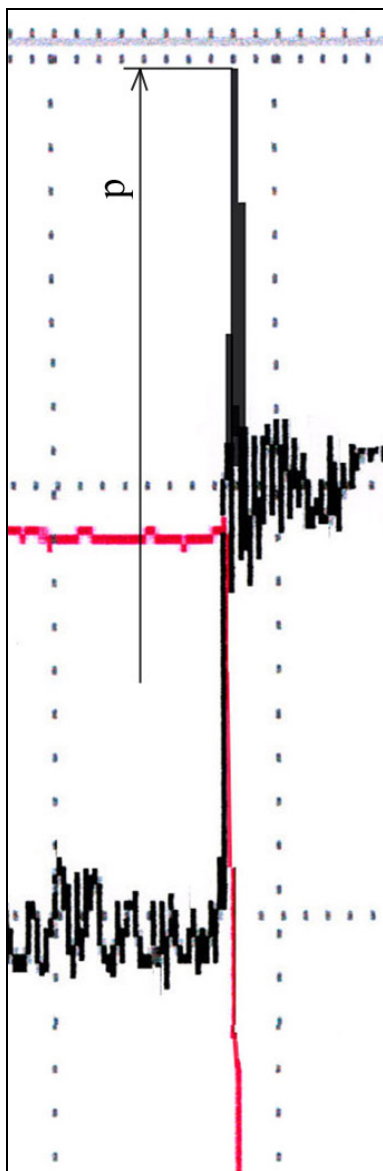


Slika 58. Delimičan presek tela razvodnika za regulaciju

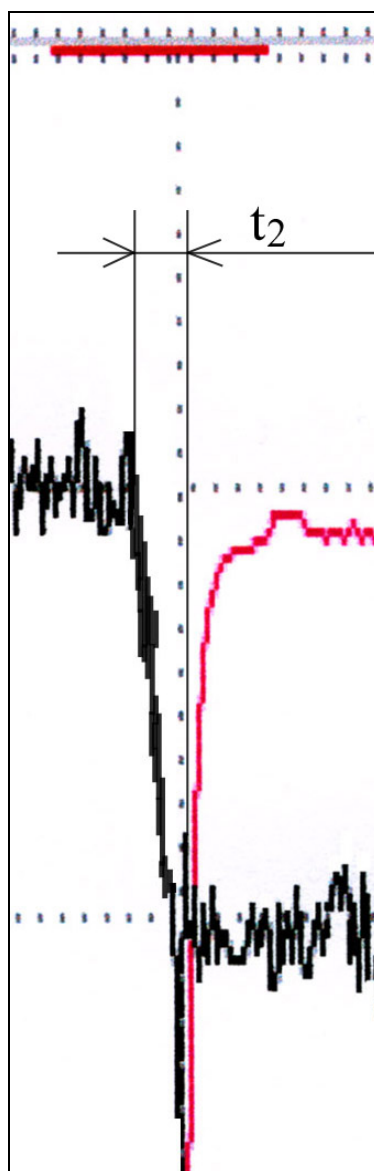


Slika 59. Dijagram procesa regulisanja protoka sa izmenjenim vrednostima preskoka pritiska i vremenske konstante t_2

Na slici 59 prikazan je dijagram celog procesa regulisanja protoka sa izmenjenim vrednostima preskoka pritiska. Sa tog dijagrama je izdvojen i znatno uvećan deo dijagrama koji definiše preciznije veličinu preskoka i on iznosi $p=2\text{MPa}$ iznad nazivnog pritiska, slici 60.



Slika 60. *Povećanje pritiska u fazi smanjenja protoka (preskok)*



Slika 61. *Smanjenje pritiska u fazi povećanja protoka*

5.3.5. Snimanje vremenske konstante t_2

Na pumpi je izvršena još jedna promena, koja ima zadatak da koriguje vremensku konstantu t_2 . Vrlo je važno da pumpa ima što manju vremensku konstantu t_2 , što omogućava da se pumpa vrati na pun protok u najkraćem vremenu. Ta karakteristika je vrlo važna za mogućnost efikasnog napajanja sistema fluidom.

Krutost opruge reaktivnog klipa, bitno utiče na prelazni proces prelaska pumpe iz režima minimalnog protoka i maksimalnog pritiska, na režim nazivnog protoka i nazivnog pritiska. U eksperimentu je krutost opruge $C_2 = 2 \cdot 10^4 \text{ N/m}$ smanjena na $C_2^* = 1,27 \cdot 10^4 \text{ N/m}$. Krutosti opruge, C_2 , prouzrokuje duži prelazni proces što znači da će se vremenska konstanta, t_2 , povećati za određenu vrednost.

Snimanje procesa regulisanja je izvršeno kao u tački, 5.3.3 dok je dijagram promena prikazan na slici 59. Na slici 61, prikazana je desna strana dijagrama jako uvećana kako bi se vremenska konstanta, t_2 , lako očitala i ona iznosi $t_2 = 0,2 \text{ s}$.

Eksperimentalna ispitivanja su izvršena na realnom objektu koji je koncipiran po uzoru na hidraulički sistem u kome ta hidropumpa radi u sistemu u realnim uslovima. Eksperimentima su uglavnom obuhvaćena ispitivanja dinamičkih karakteristika kao što su dinamički procesi odigravanja prelaznih pojava i promena pri regulisanja protoka. Pomenute karakteristike su izuzetno važne za primenu na hidro sistemima vazduhoplova s obzirom da ti sistemi imaju izuzetno brze procese.

6. KARAKTERISTIČNI PARAMETRI KLIPNO AKSIJALNE PUMPE

Istraživani su karakteristični parametri klipno - aksijalne pumpe koji utiču na tokove pritiska u cilindru i potisnoj komori. Parametri iz datoteke AKSIP.DAT, tabela 2, mogu se samo identifikovati, samo optimizirati, ali i istovremeno identifikovati i optimizirati. Parametri za identifikaciju dati u datoteci IDEPA.DAT, a za optimizaciju u datoteci OPTIA.DAT. Proračun je izveden za celokupan radni ciklus, a rezultati su prikazani za pojedine delove ciklusa.

Tabela 2. Datoteka AKSIP.DAT karakterističnih parametara klipno-aksijalne pumpe

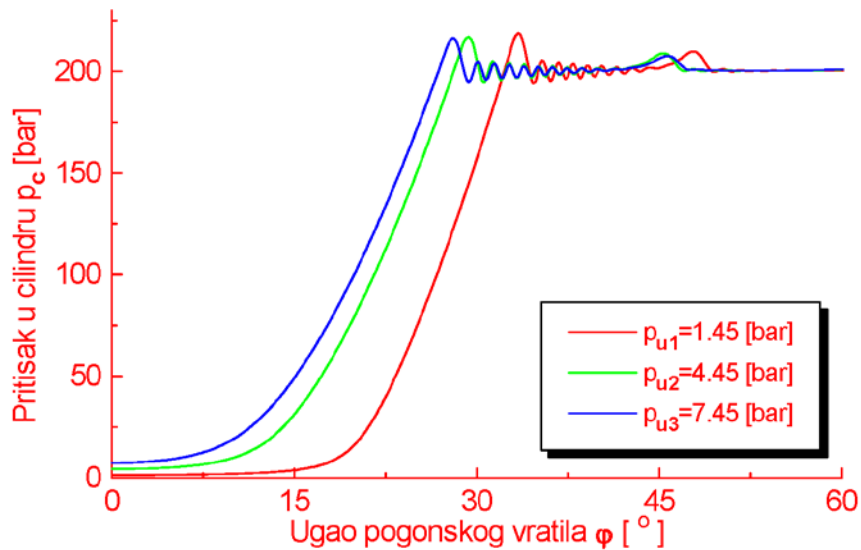
1.	Karakteristični naziv primera	BROJP=R09.IFC3
2.	Model proračuna cevovoda	IFC=3
3.	Model proračuna inercije	IMIN=1
4.	Model proračuna usisnog kolektora	IS=1
5.	Model proračuna potisnog kolektora	IT=1
6.	Model proračuna usisnog razvodnog organa	IU=1
7.	Model proračuna potisnog razvodnog organa	II=11
8.	Model proračuna koeficijenta protoka	IMDMI=1
9.	Broj deonica cevi	IC=33
10.	Broj cilindara	IZCIL=8
11.	Nominalni pritisak	PN=200.0E5
12.	Pritisak usisavanja	PU=1.2E5
13.	Ugao nagiba kose ploče (cilindra bloka)	BETAG=10.5
14.	Broj obrta pogonskog vratila	AN=875.6
15.	Koeficijent korekcije ugaone brzine	AOM=0.020
16.	Koeficijent korekcije ugaone brzine	BOM=8.
17.	Zapremina potisne komore	VT=2.70E-4
18.	Zapremina usisne komore	VS=5.0E-4
19.	Sadržaj gasa u fluidu	XG=0.0094
20.	Prečnik cilindra	DC=28.0E-3
21.	Radijalni zazor klipa u cilindru	DER=9.78E-6
22.	Zapremina štetnog prostora	VCMIN=30.25E-6

23.	Podnožni poluprečnik usisnog otvora razvodne ploče	$R1U=35.E-3$
24.	Temeni poluprečnik usisnog otvora razvodne ploče	$R2U=51.E-3$
25.	Podnožni poluprečnik potisnog otvora razvodne ploče	$R1I=31.E-3$
26.	Temeni poluprečnik potisnog otvora razvodne ploče	$R2I=51.E-3$
27.	Ugao otvora razvodne ploče	$FI0G=0$
28.	Ugao početka faze potiskivanja	$ALM1G=27$
29.	Ugao početka faze usisavanja	$ALM2G=31.030$
30.	Prečnik otvora usisnog ventila	$DVU=12.0E-3$
31.	Maksimalna visina podizne pločice usisnog ventila	$HVU=3.5E-3$
32.	Krutost opruge usisnog ventila	$CVU=800$
33.	Masa pločice usisnog ventila	$EMVU=4.0E-3$
34.	Prečnik otvora potisnog ventila	$DVI=8.0E-3$
35.	Maksimalna visina podizne pločice potisnog ventila	$HVI=3.0E-3$
36.	Krutost opruge potisnog ventila	$CVI=800$
37.	Masa pločice potisnog ventila	$EMVI=4.33E-3$
38.	Prečnik usisnog cevovoda	$DCEU=30.E-3$
39.	Prečnik potisnog cevovoda	$DCEI=20.E-3$
40.	Dužina cevovoda	$LC=1.50$
41.	Koeficijent protoka na ulasku usisne cevi	$AMICEI=0.58$
42.	Koeficijent protoka redukcionog ventila	$AMICEI=0.0150$
43.	Pritisak u resiveru	$PNRES=1.4E5$
44.	Osnovna konstanta koeficijenta protoka usisnog razvodnog organa	$AMU0=0.70$
45.	Dopunska konstanta koeficijenta protoka usisnog razvodnog organa	$AMU1=0.30$
46.	Osnovna konstanta koeficijenta protoka potisnog razvodnog organa	$AMI0=0.72$
47.	Dopunska konstanta koeficijenta protoka potisnog razvodnog organa	$AMI1=4.00E-5$
48.	Poluprečnik cilindarskog bloka	$RV=42.0E-3$
49.	Koeficijent prigušenja usisnog ventila	$AKVU=2.5$

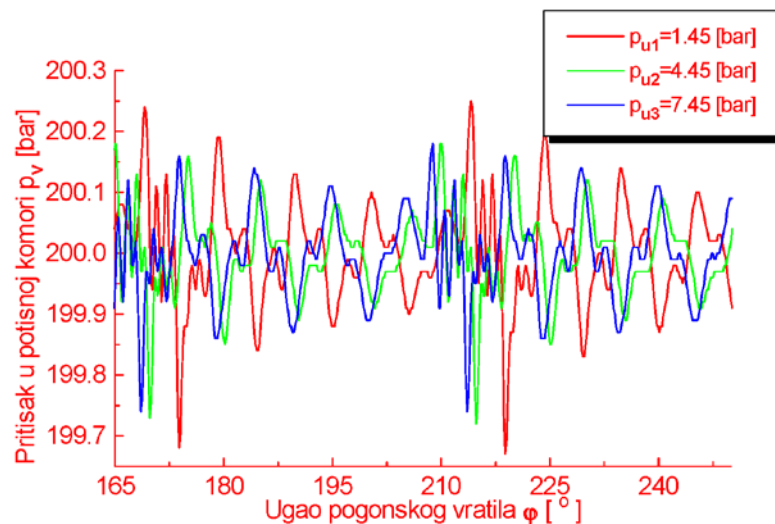
50.	Koeficijent prigušenja potisnog ventila	AKVI=2.5
51.	Koeficijent prigušenja sedišta usisnog ventila	AKSVU=2.5
52.	Koeficijent prigušenja sedišta potisnog ventila	AKSVI=2.5
53.	Koeficijent prigušenja graničnika usisnog ventila	AKGVU=2.5
54.	Koeficijent prigušenja graničnika potisnog ventila	AKGVI=2.5
55.	Koeficijent gubitka na ulazu fluida za model IMIN=1	KFU=0.49988
56.	Koeficijent gubitka na izlazu fluida za model IMIN=1	KFI=0.52434
57.	Koeficijent gubitka usled trenja fluida za model IMIN=1	KSE=0.42164
58.	Koeficijent gubitka usled promene pravca za model IMIN=1	KSK=0.8008
59.	Srednja kinematska viskoznost fluida u usisnoj komori	ANIS=36.12E-6
60.	Srednja kinematska viskoznost fluida u cilindru pumpe	ANIC=47.E-6
61.	Srednja kinematska viskoznost fluida u potisnoj komori	ANIT=57.88E-6

Uticaj pritiska usisavanja p_u na gradijent porasta pritiska u cilindru pokazan je na slici 60 pri čemu strmiji gradijenti pritiska odgovaraju višim pritiscima usisavanja. Na veličinu pulzacija pritiska u potisnoj komori takođe utiče pritisak usisavanja, i to tako što nižim pritiscima usisavanja odgovaraju veće pulzacije, slika 63.

Promena ugla nagiba kose ploče β utiče na gradijent porasta i pada pritiska u cilindru, tako da većim vrednostima ugla odgovaraju strmiji gradijenti porasta pritiska, slika 64, i blaži gradijenti pada pritiska, slika 65. Ugao nagiba kose ploče utiče na tok pritiska u potisnoj komori tako da je pri većim vrednostima ugla veća pulzacija pritiska, slika 66.



Slika 62. Uticaj pritiska usisavanja p_u na gradijent porasta pritiska u cilindru, p_c

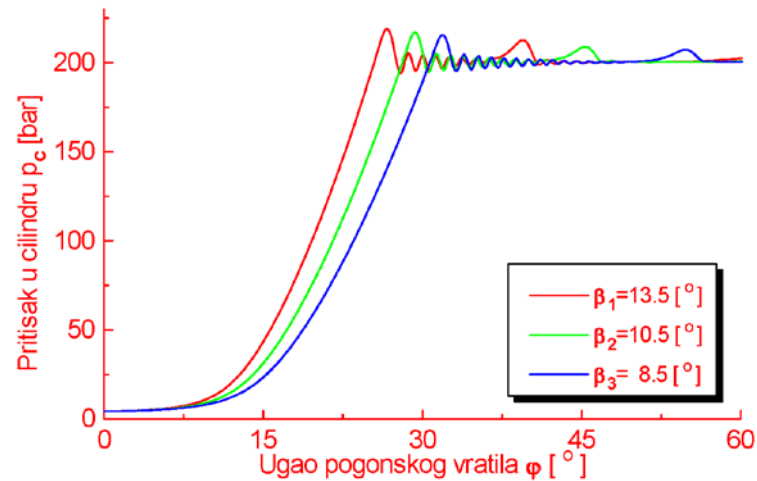


Slika 63. Tok pritiska u potisnoj komori p_v pri promeni pritiska p_u u radnom fluidu

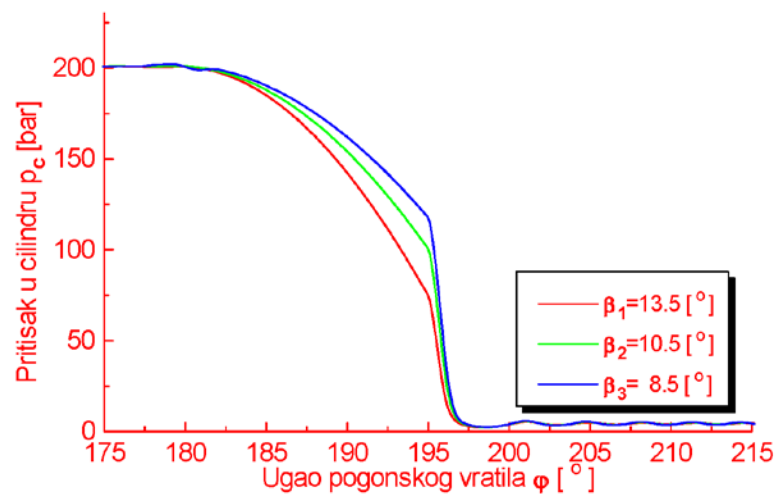
Posmatran je uticaj broja obrta pogonskog vratila n na tok visokopritisnih pulzacija pritiska u cilindru u fazi sabijanja, pri čemu je konstatovano da se pri većem broju obrtaja pojavljuju veće pulzacije, kao posledica uticaja dinamike ventila u ovoj fazi, slika 65. Uticaj broja obrta pogonskog vratila na pulzacije pritiska u potisnoj komori pokazan je na, slika 66. Primećuje se, da se pri većem broju obrta, pojavljuju niže pulzacije pritiska u potisnoj komori.

Promena veličine zapremine potisne komore V_v utiče na veličinu pulzacija pritiska u potisnoj komori i to tako što većim vrednostima odgovaraju veće pulzacije, slika 67.

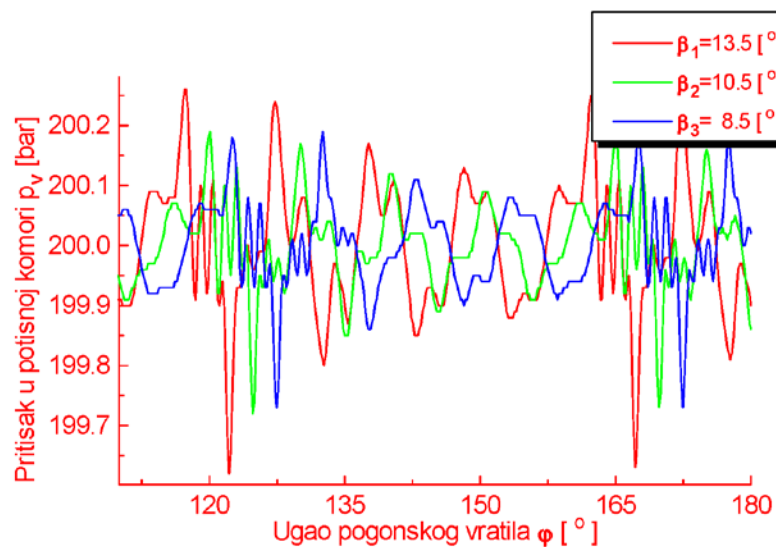
Uticaj procentualnog sadržaja gasa u radnom fluidu γ na gradijent porasta pritiska u cilindru pokazan je na slika 68. Primećuje se, da nižim procentualnim učešćima gasa u radnom fluidu, odgovaraju strmiji gradijenti porasta pritiska. Uticaj procentualnog sadržaja gasa u radnom fluidu na tok pritiska u potisnoj komori pokazan je na slika 69 i govori da se pri manjem procentualnom učešću gasa pojavljuju manje pulzacije pritiska.



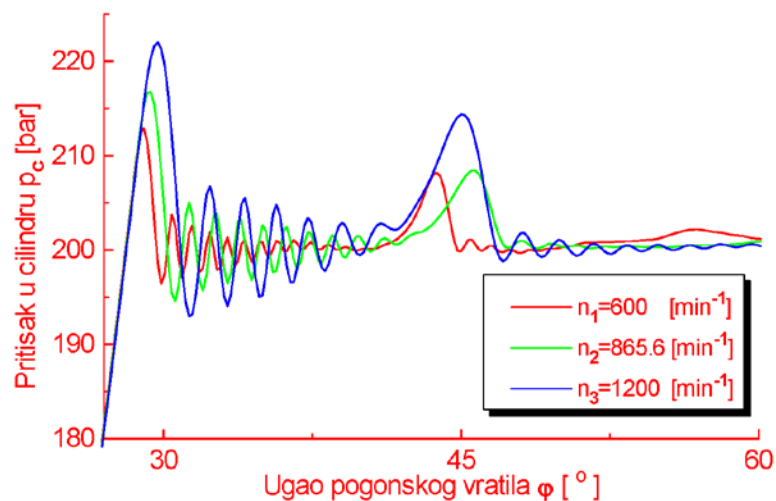
Slika 64.. Uticaj ugla β nagiba kose ploče na gradijent porasta pritiska u cilindru, p_c



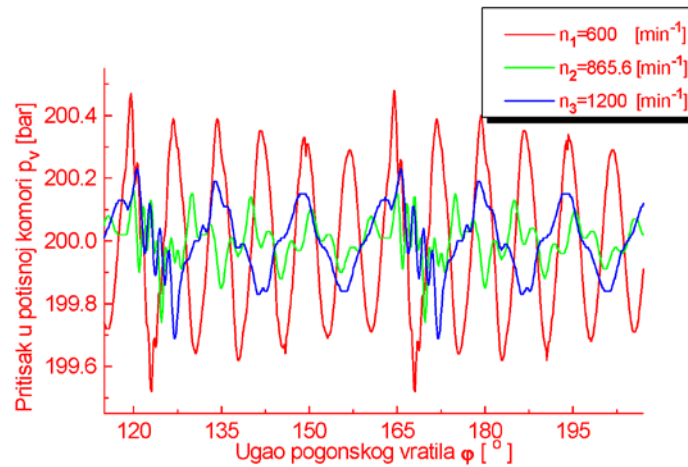
Slika 65. Uticaj ugla β nagiba kose ploče na gradijent porasta pritiska u cilindru, p_c



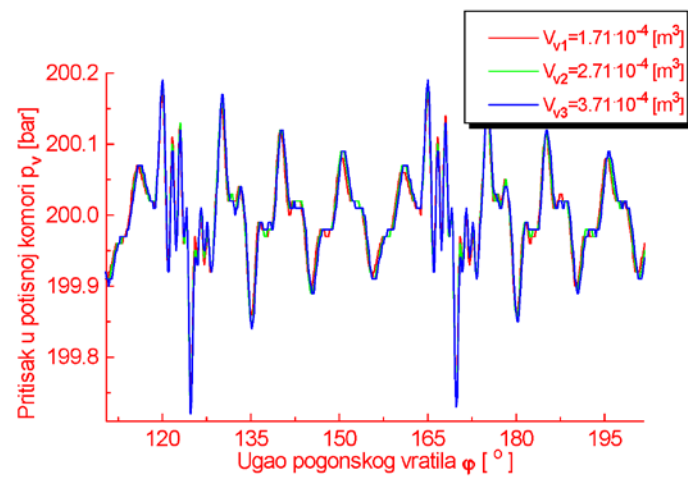
Slika 66.. Uticaj ugla β nagiba kose ploče na tok pritiska u potisnoj komori, p_v



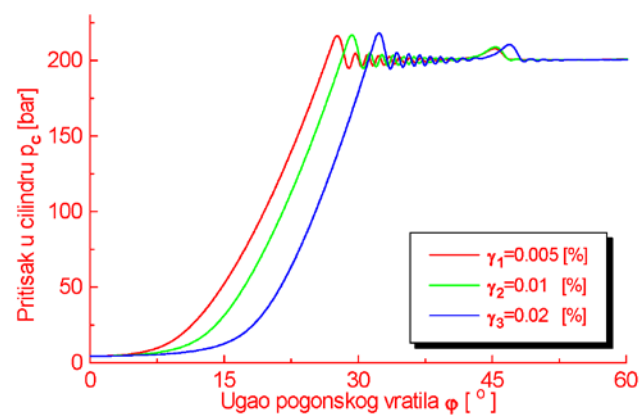
Slika 67 Uticaj broja obrta vratila n na tok pulzacija pritiska u cilindru, p_c u fazi sabijanja



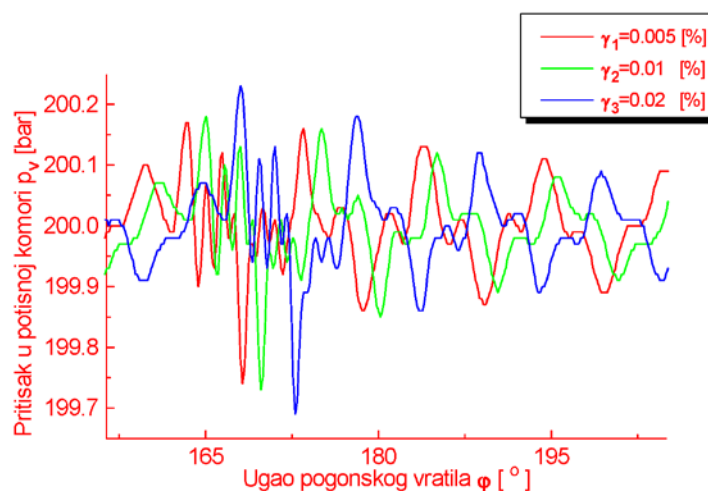
Slika 68. Uticaj broja obrta vratila n na pulzaciju pritiska, p_v u potisnoj komori



Slika 69. Uticaj veličine zapremine V_v potisne komore na pulzaciju pritiska p_v u potisnoj komori



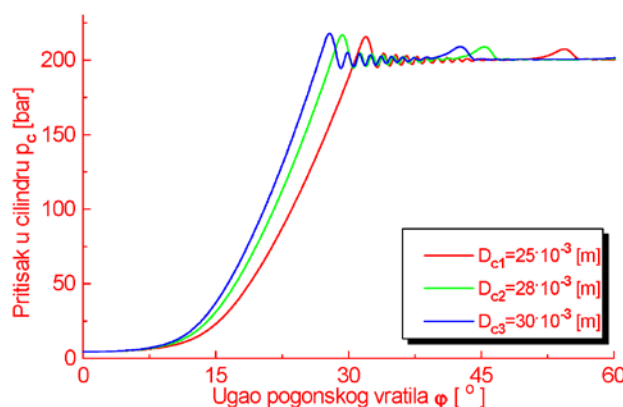
Slika 70. Uticaj sadržaja gasa γ u radnom fluidu na gradijent porasta pritiska p_c u cilindru



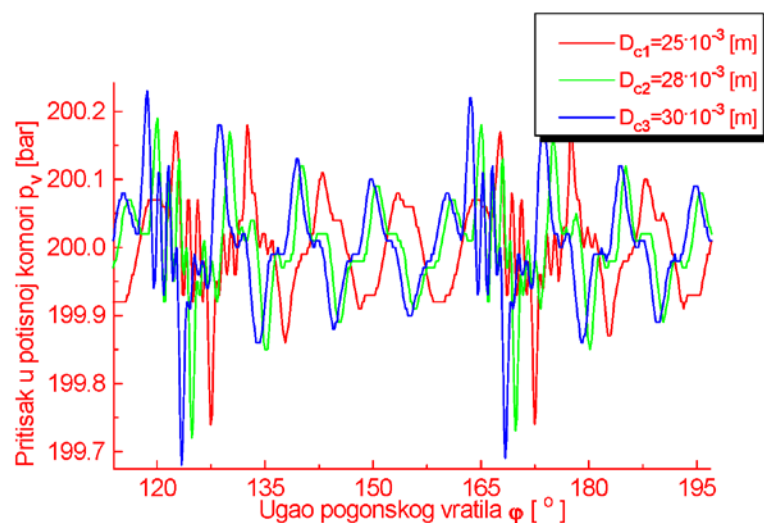
Slika 71. Uticaj sadržaja gasa γ u radnom fluidu na tok pritiska p_v u potisnoj komori

Promena prečnika cilindra D_c ima za posledicu promenu toka pritiska u fazi sabijanja, tako da većim vrednostima prečnika, odgovaraju strmiji gradijenti porasta pritiska, slika 72, i veće pulzacije pritiska u potisnoj komori, slika 73.

Uticaj radijalnog zazora Δr između klipa i cilindra na tok linija pritiska u cilindru i potisnoj komori pokazan je na slika 74, 75 i 76. Promena radijalnog zazora na tok pritiska u cilindru, utiče tako, što manjim vrednostima zazora, odgovaraju strmiji gradijenti porasta i blaži gradijenti pada pritiska. Promena radijalnog zazora, na tok pritiska u potisnoj komori, nema bitnog uticaja. Promena veličine zapremine štetnog prostora V_{cmin} utiče na tok pritiska u cilindru tako što manjim vrednostima odgovaraju strmiji gradijenti porasta, slika 77, a blaži gradijenti pada pritiska, slika 78. Uticaj veličine zapremine štetnog prostora, na tok pritiska u potisnoj komori, pokazan je na slika 79, a ukazuje na veće pulzacije pritiska, pri većim vrednostima.



Slika 72. Uticaj prečnika cilindra D_c na promenu pritiska p_c u cilindru u fazi sabijanja



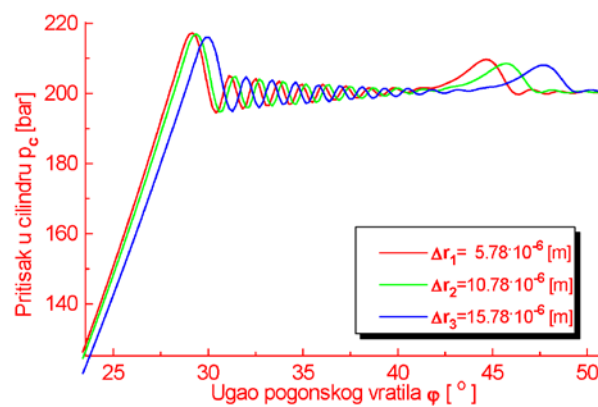
Slika 73. Uticaj prečnika cilindra D_c na pulzacije pritiska p_v u potisnoj komori

Promena ugla početka faze usisavanja α_2 na tok pritiska u cilindru pokazana je na slici 80. Uočljiv je blaži gradijent pada pritiska, pri većim vrednostima ugla. Uticaj ugla početka faze usisavanja, na tok pritiska u potisnoj komori je neznatan, slika 81.

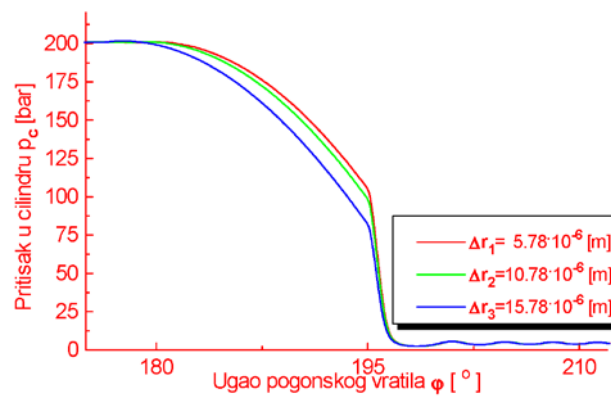
Uticaj maksimalne visine podizanja pločice potisnog ventila h_v na tok pritiska u cilindru pokazan je na slici 82, sa koje se vidi da manjim vrednostima visine odgovaraju veće visokopritisne pulzacije. Na tok pritiska u potisnoj komori, promena maksimalne visine podizanja pločice potisnog ventila nema bitnog uticaja, slika 83.

Uticaj krutosti opruge potisnog ventila c_v na tok pritiska u cilindru i potisnoj komori pokazane su na slikama 84 i 85. Uočljive su veće visokopritisne pulzacije pritiska u cilindru pri većim vrednostima krutosti opruge. Pulzacije pritiska u potisnoj komori su neznatne pri promeni krutosti opruge potisnog ventila.

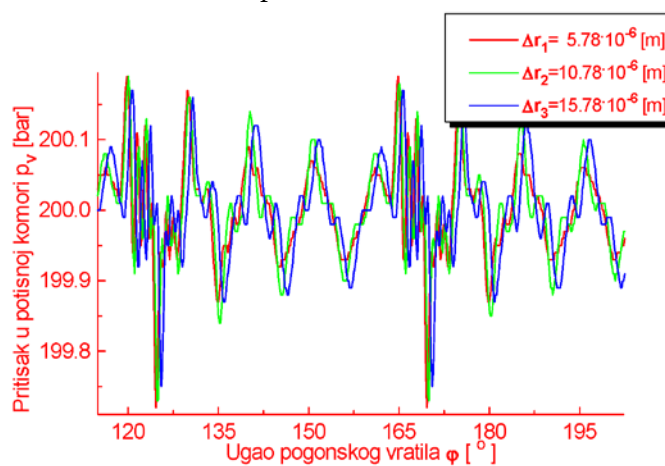
Uticaj veličine dužine potisnog cevovoda L na tok pritiska u cilindru i potisnoj komori pokazan je na slikama 86 i 87. Većim dužinama potisnog cevovoda odgovaraju blaži gradijenti pada pritiska u cilindru i veće pulzacije pritiska u potisnoj komori.



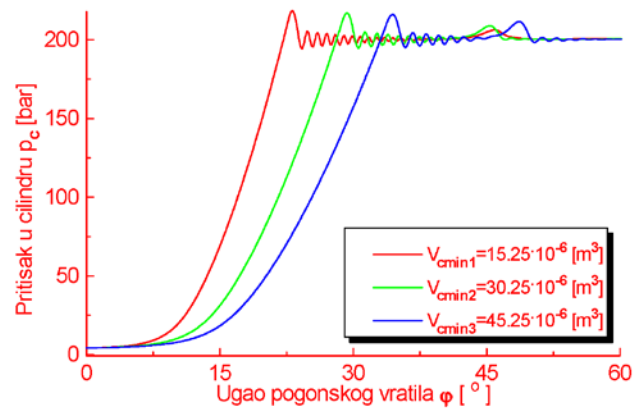
Slika 74. Uticaj radijalnog zazora Δr između klipa i cilindra na tok linija pritiska p_c u cilindru



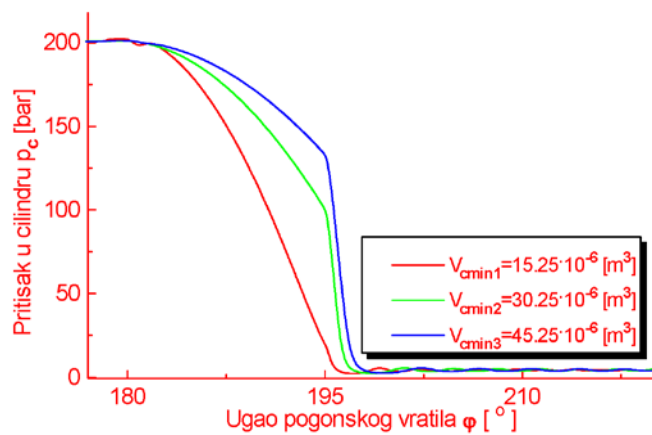
Slika 75. Uticaj radijalnog zazora Δr između klipa i cilindra na veličinu pritiska p_c u cilindru



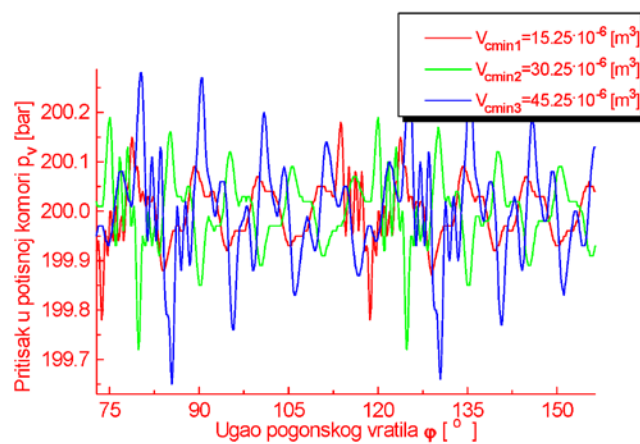
Slika 76. Uticaj radijalnog zazora Δr između klipa i cilindra na pritisak p_v u potisnoj komori



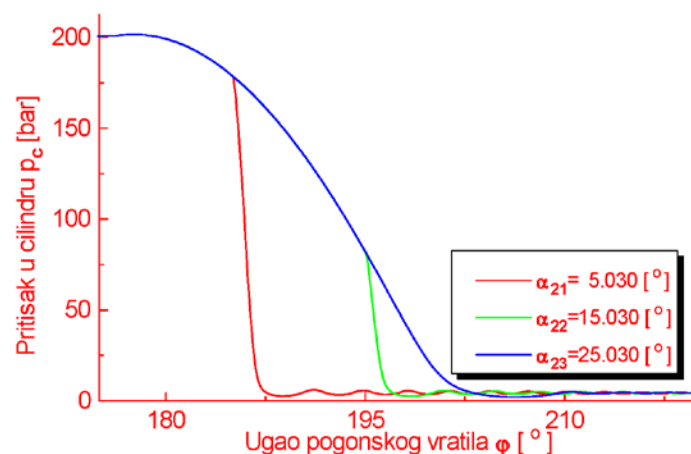
Slika 77. Uticaj veličine zapremine štetnog prostora V_{cmin} na tok pritiska u cilindru p_c



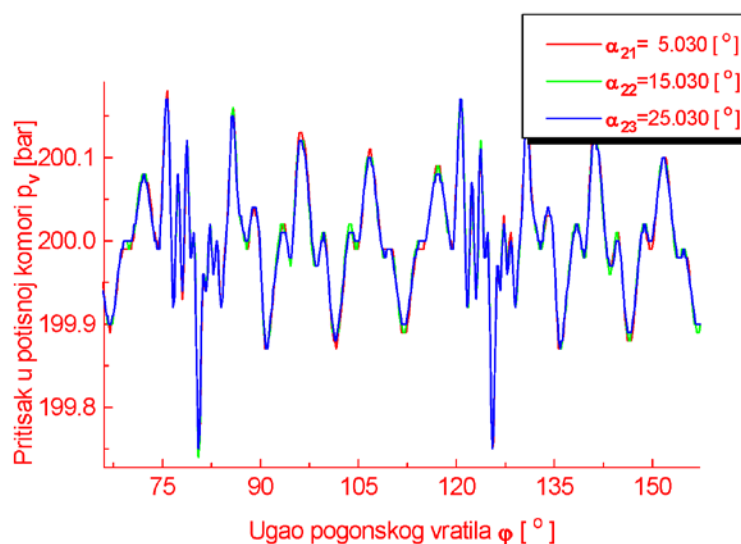
Slika 78. Uticaj veličine zapremine štetnog prostora V_{cmin} na pritisak u cilindru p_c



Slika 79 Uticaj veličine zapremine štetnog prostora V_{cmin} na tok pritiska u potisnoj komori p_v



Slika 80. Uticaj promene ugla početka faze usisavanja α_2 na tok pritiska u cilindru p_c

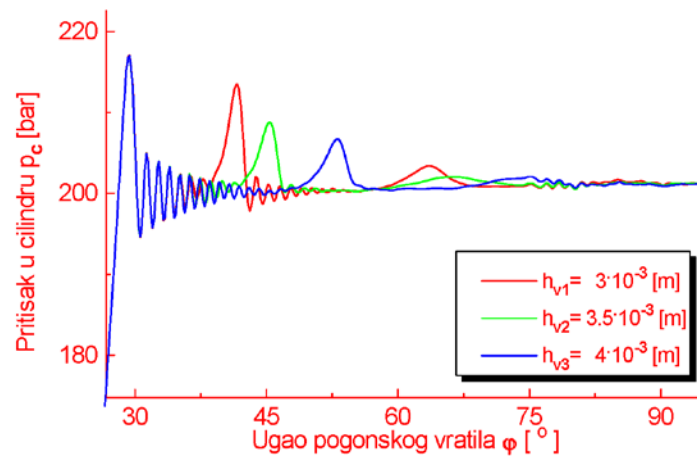


Slika 81. Uticaj promene ugla početka faze usisavanja α_2 na tok pritiska u potisnoj komori p_v

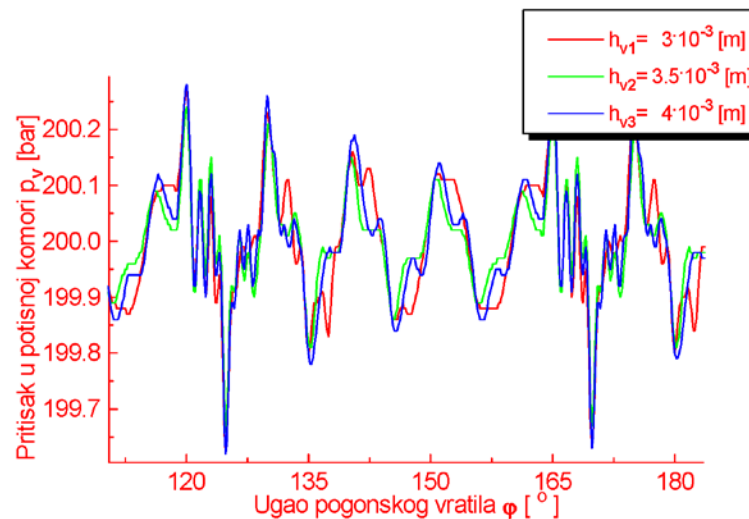
Uticaj veličine mase pločice potisnog ventila m_v na tok pritiska u cilindru i potisnoj komori pokazane su na slikama 88,89 i 90. Veličine amplitude visokopritisnih pulzacija pritiska u cilindru su proporcionalne veličinama masa pločice potisnog ventila a gradijenti pada pritiska imaju strmiji pad pri većim vrednostima masa. Uticaj mase pločice potisnog ventila na tok pritiska u potisnoj komori je neznan.

Uticaj promene poluprečnika cilindarskog bloka R_v na tok pritiska u cilindru i potisnoj komori klipno - aksijalne pumpe pokazan je na slikama 91,92 i 93. Većim vrednostima poluprečnika odgovaraju strmiji gradijent porasta pritiska i blaži gradijent pada pritiska u cilindru. Uticaj poluprečnika na tok pritiska u potisnoj komori je neznan.

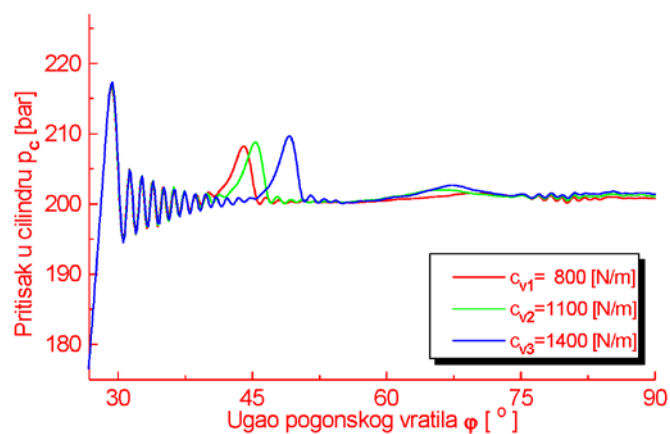
Uticaj ostalih parametara klipno-aksijalne pumpe navedenih u datoteci AKSIP.DAT neznatno utiču na tok pritiska u cilindru i potisnoj komori a njihove veličine su određene u postupku identifikacije parametara.



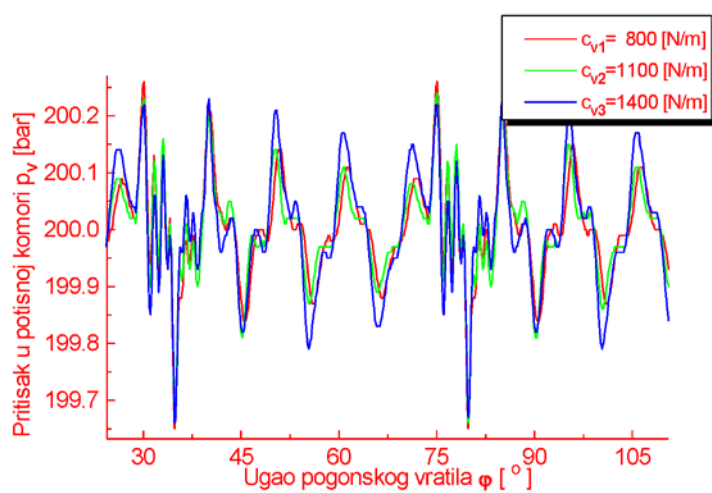
Slika 82. Uticaj visine podizanja pločice potisnog ventila h_v na tok pritiska u cilindru p_c



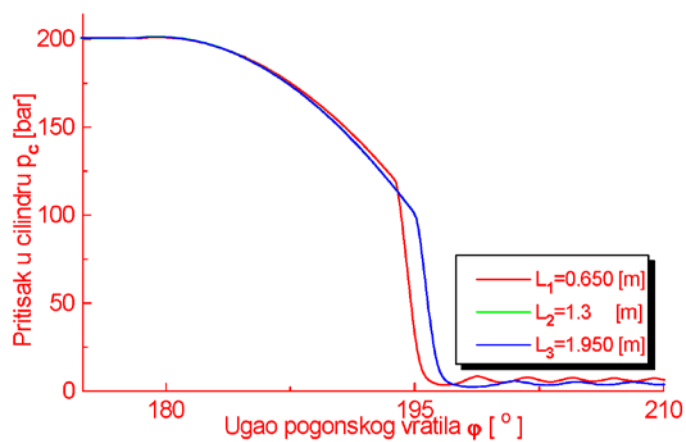
Slika 83. Uticaj visine podizanja pločice potisnog ventila h_v na tok pritiska u cilindru p_v



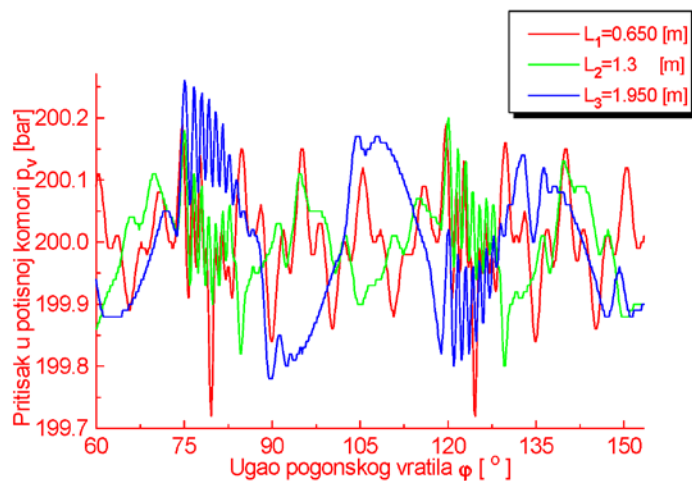
Slika 84. Uticaj krutosti opruge potisnog ventila c_v na tok pritiska u cilindru p_c



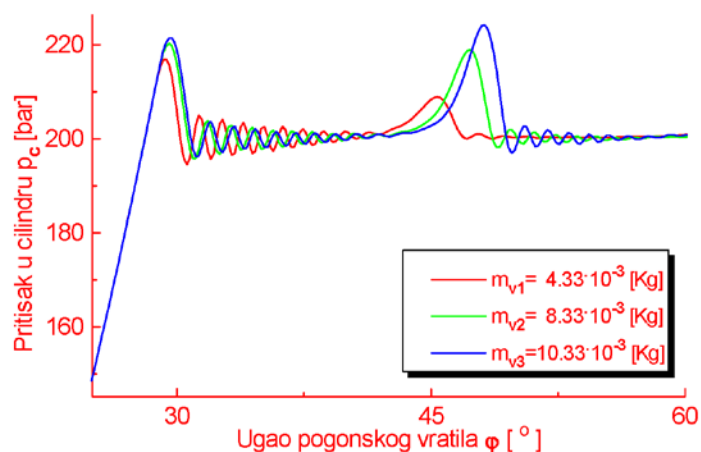
Slika 85. Uticaj krutosti opruge potisnog ventila c_v na tok pritiska u potisnoj komori p_v



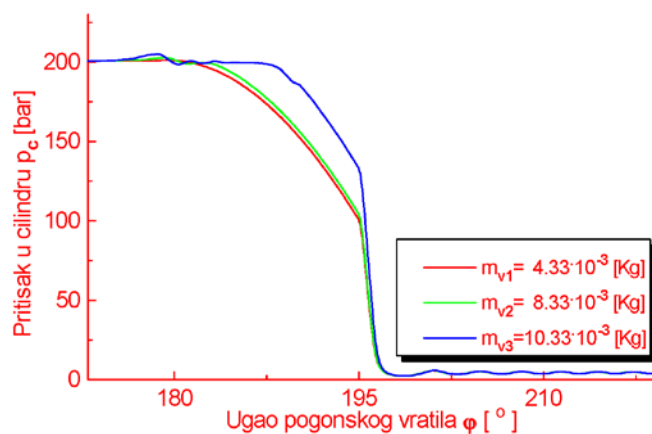
Slika 86. Uticaj dužine potisnog cevovoda L na pritisak u cilindru p_c



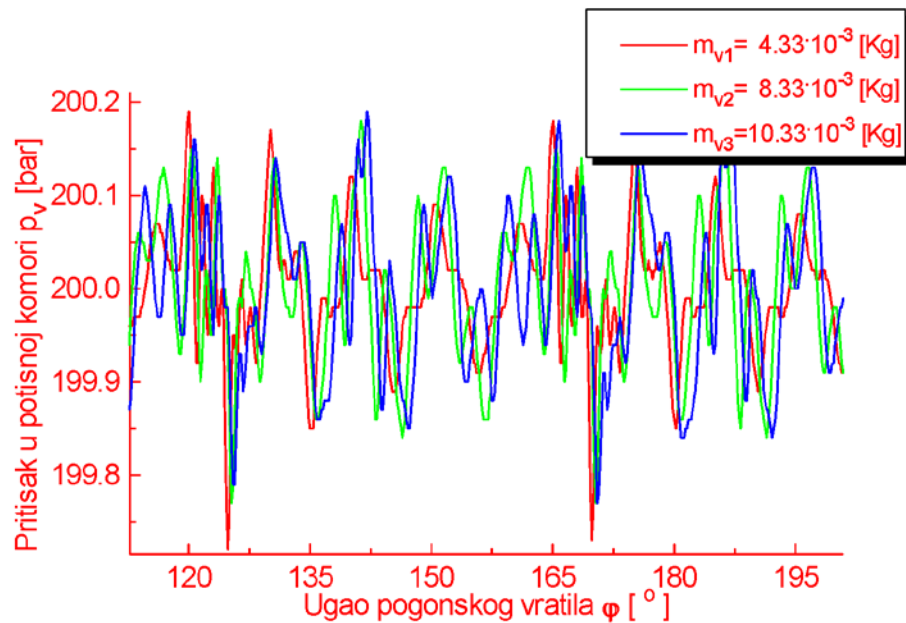
Slika 87. Uticaj dužine potisnog cevovoda L na tok pritiska u potisnoj komori p_v



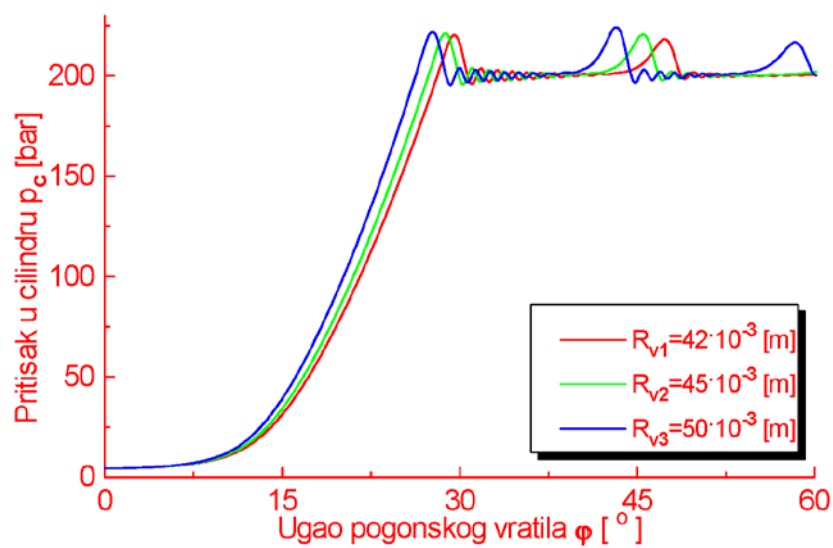
Slika 88. Uticaj mase pločice potisnog ventila m_v na tok pritiska u cilindru p_c



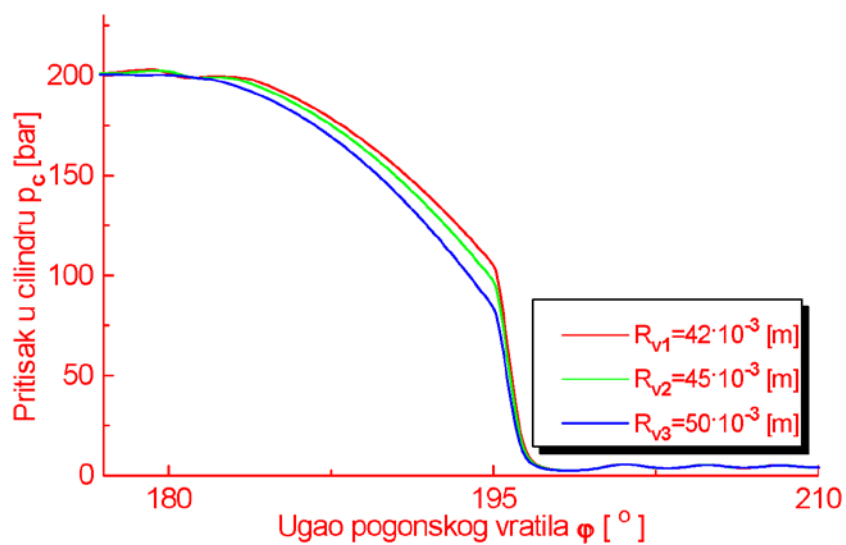
Slika 89. Uticaj mase pločice potisnog ventila m_v na pritisak u cilindru p_c



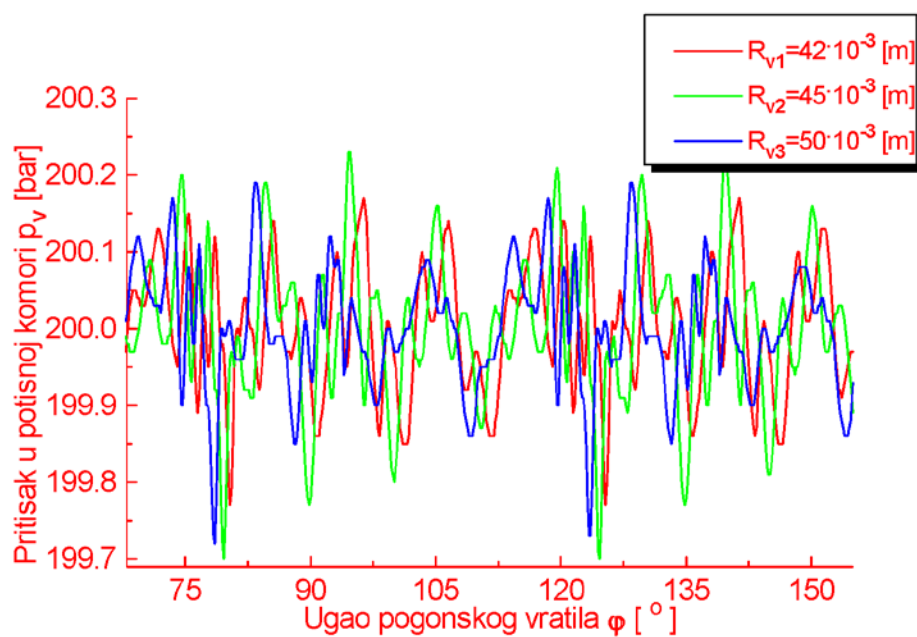
Slika 90. Uticaj mase pločice potisnog ventila m_v na tok pritiska u potisnoj komori p_v



Slika 91. Uticaj promene poluprečnika cilindarskog bloka R_v na tok pritiska u cilindru p_c



Slika 92. Uticaj promene poluprečnika cilindarskog bloka R_v na pritisak u cilindru p_c



Slika 93. Uticaj promene poluprečnika cilindarskog bloka R_v na tok pritiska u potisnoj komori p_v

7. ZAKLJUČCI

Na osnovu izvršenih istraživanja u radu, mogu se definisati sledeći važniji zaključci:

- Potvrđuje se data konstatacija da klipno aksijalna hidropumpa pripada grupi složenih komponenti hidrosistema vazduhoplva u čijoj se unutrašnjoj strukturi odvijaju brojne i složene interakcije koje još uvek nisu dovoljno proučene. Navedene okolnosti nameću potrebu i opravdavaju obavezu za stalnim poboljšavanjem karakteristika, kako bi se podigle performanse kompletnog hidrauličkog sistema na vazduhoplovu. Konstatovano je da su hidrosistemi na vazduhoplovu vrlo složeni sa velikim brojem vrlo strogih zahteva koji se postavljaju hidropumpama koje su generatori hidrostatičke energije u sistemima. Analize su pokazale da su najprikladnije pumpe za primenu u tim oblastima, klipno aksijalne pumpe koje rade u dva režima. Znači, zavisno od povratne sprege po pritisku, pumpa radi u režimu konstantnog protoka ili u režimu konstantnog pritiska. Takođe je zaključeno da hidropumpe sa zakretnom pločom imaju prednost u primeni, pošto imaju malu inercijalnu masu delova, koji učestvuju u procesu prevođenja pumpe iz jednog u drugi režim i obrnuto. Zbog pomenutih činjenica pumpe sa zakretnom pločom imaju manju vremensku konstantu, što je vrlo važna karakteristika za hidrosisteme vazduhoplova.
- S obzirom na veliki broj strogih zahteva, pri konstrukciji hidropumpi, u tom procesu se koriste teoretski (matematički, strukturni i programski) modeli koji opisuju vrlo složene dinamičke procese multivarijabilnog sistema upravljanja. U strukturnu šemu koja predstavlja grafički prikaz matematičkog modela i istovremeno simulacioni dijagram za digitalni računar, uvršten je određen broj linearnih i nelinearnih zavisnosti. Tu su prisutna određena zasićenja, mehaničkih i hidrauličkih veličina, zone neosetljivosti, gubici protoka u raznim delovima komponenti, otpori trenja itd. Ovakva metoda olakšava izučavanje dinamičkih procesa kao i ponašanje sistema u najrazličitijim uslovima. Primenom programa za simulaciju, *Matlab*, izvršene su određene simulacije i dobijeni dijagrami određenih dinamičkih procesa koji se odigravaju u hidropumpi. Kod hidropumpe konstantnog pritiska važno je simulirati dinamičke procese pri prelasku sa jednog režima na drugi. Pumpa stalno prati zahteve hidrosistema prateći promenu pritiska u sistemu pomoću hidrauličkog pretvarača pritiska. Zahvaljujući tim promenama, pumpa stalno menja protok koji šalje u sistem. U poglavlju broj 4, izvršene su određene simulacije koje definišu i prikazuju određene vremenske konstante, t_1 i t_2 , koje definišu dinamiku procesa regulacije protoka. Nakon svih simulacija, analizama je lako naći koji konstruktivni parametri najviše utiču na pojedine parametre i gde treba izvršiti intervenciju u cilju dobijanja bolji karakteristika.
- Korektnost i valjanost teoretskog modela i rezultata koji su na taj način dobijeni, najlakše je proveriti na stvarnom realnom objektu. U laboratoriji je napravljen realni

objekat gde su ispitane sve karakteristike koje su simulirane na teoretskom modelu. Svi relevantni parametri su registrovani pomoću sistema za akviziciju podataka koji čine sastavni deo celog sistema. Dinamički procesi su registrovani na određenim dijagramima sa kojih je lako registrovati vremenske konstante i neke druge važne podatke.

- Upoređivanjem dijagrama dinamičkih procesa koji su dobijeni pomoću teoretskog i realnog, laboratorijskog modela, ustanovljeno je da je teoretski model vrlo korektan pošto su dinamički odzivi za oba slučaja vrlo slični. Ukoliko se uporede vremenske konstante, t_1 i t_2 , dobijene na jedan i drugi način, vidi se da su vrednosti približno iste. Istražene su i mogućnosti kako se može menjati iznos vremenskih konstanti promenom određenih konstruktivnih parametara na samoj hidropumpi. I u ovom slučaju se rezultati sa teoretskog i realnog modela izuzetno dobro poklapaju.
- Na veličinu pulzacija pritiska u potisnoj komori utiče pritisak usisavanja, i to tako što nižim pritiscima usisavanja odgovaraju veće pulzacije
- Ugao nagiba kose ploče utiče na tok pritiska u potisnoj komori tako da je pri većim vrednostima ugla veća pulzacija pritiska,
- Pri većem broju obrta, pojavljuju niže pulzacije pritiska u potisnoj komori.
- Promena prečnika cilindra D_c ima za posledicu promenu toka pritiska u fazi sabijanja, tako da većim vrednostima prečnika, odgovaraju strmiji gradijenti porasta pritiska i veće pulzacije pritiska u potisnoj komori.
- Promena radijalnog zazora na tok pritiska u cilindru, utiče tako, što manjim vrednostima zazora, odgovaraju strmiji gradijenti porasta i blaži gradijenti pada pritiska. Promena radijalnog zazora, na tok pritiska u potisnoj komori, nema bitnog uticaja. Promena veličine zapremine štetnog prostora V_{cmin} utiče na tok pritiska u cilindru tako što manjim vrednostima odgovaraju strmiji gradijenti porasta, a blaži gradijenti pada pritiska.
- Na tok pritiska u potisnoj komori, promena maksimalne visine podizanja pločice potisnog ventila nema bitnog uticaja
- Pulzacije pritiska u potisnoj komori su neznatne pri promeni krutosti opruge potisnog ventila.
- Većim dužinama potisnog cevovoda odgovaraju blaži gradijenti pada pritiska u cilindru i veće pulzacije pritiska u potisnoj komori.
- Veličine amplitude visokopritisnih pulzacija pritiska u cilindru su proporcionalne veličinama masa pločice potisnog ventila a gradijenti pada pritiska imaju strmiji pad pri većim vrednostima masa. Uticaj mase pločice potisnog ventila na tok pritiska u potisnoj komori je neznatan.

-
- Većim vrednostima poluprečnika odgovaraju strmiji gradijent porasta pritiska i blaži gradijent pada pritiska u cilindru. Uticaj poluprečnika na tok pritiska u potisnoj komori je neznatan.

Na kraju se može zaključiti, da je neophodno u početnim fazama konstruisanja i projektovanja izvršiti određene simulacije na teoretskom modelu i na osnovu rezultata definisati važne parametre hidropumpe kako bi se dobilo najkvalitetnije rešenje. Naravno da će se kasnije rezultati verifikovati i na realnom objektu ali tek nakon proizvodnje prototipa hidropumpe.

U skladu sa navedenim ciljevima i istraživačkim pitanjima postavljene su jedna opšta i dve pomoćne hipoteze. Navedene hipoteze su u radu dokazane.

- Opšta hipoteza: Matematičkim modeliranjem procesa rada aksijalne klipne pumpe sa konstantnim pritiskom dobijaju se parametri koji se sa dovoljnom tačnošću poklapaju sa parametrima određenim eksperimentalnim putem.

Opšta hipoteza je dokazana kroz poglavlje 3, pod nazivom Matematički model klipno aksijalne hidropumpe konstantnog pritiska, kao i u poglavlju 4, pod nazivom Rezultati teorijske analize parametara hidropumpe konstantnog pritiska. Matematički model kojim je simuliran realni model ponašanja sadržao je četrdeset različitih parametara. Model je definisan tako da se može koristiti pri delovanju više ulaznih poremećaja sa praćenjem nekoliko izlaznih veličina. Korišćenjem računara i softvera Matlab-a simulacijom je složeni teoretski model iskorišćen za analizu uticaja velikog broja parametara i nelinearnosti na dinamičko ponašanje sistema. Rezultati prikazani u poglavlju 4 su potvrđeni kroz poglavlje 5, pod nazivom Eksperimentalna analiza.

- Pomoćna hipoteza 1: Modeliranje procesa rada pumpi sa različitim konstruktivnim šemama, različitim brojem cilindara i različitim tipovima razvodnih organa, daje rezultate prihvatljivih tačnosti.

Pomoćna hipoteza 1 je, kao i opšta hipoteza, dokazana poglavljima 3, 4 i 5. Razvoj modela ponašanja pumpe obuhvata analizu uticaja velikog broja nelinearnosti. Nakon izvršenih eksperimentalnih ispitivanja zaključak je da se teoretski model u značajnoj meri poklapa sa realnim modelom.

- Pomoćna hipoteza 2: Merno upravljački sistem ADS 2000 je moguće primeniti u ispitivanjima i projektovanju aksijalno klipne pumpe sa konstantnim pritiskom i konstantnim protokom.

Dokazana je u poglavlju 5, pod nazivom Eksperimentalna analiza. Zahvaljujući velikim mogućnostima savremenog merno upravljačkog sistema ADS 2000, kojim se neelektrične veličine mogu meriti i pretvarati u električne signale, akvizicija podataka i snimanje dijagrama se mogu vršiti uspešno, jer se svi procesi mogu snimati adekvatnim brzinama.

8. LITERATURA

- [1] Bauer G. Ölhydraulik B. G. Teubner Stuttgart, 1982.
- [2] Backe W. Grundlagen der Ölhydraulik RWTH Aachen, 1980.
- [3] Backe W. The Future of Fluid Power Japan, 1988.
- [4] Gračner Z. Hidrauličke komponente. Radni materijal,VTMŠ Trstenik, 2006.
- [5] Bašta T. M. Mašinska hidraulika, MF Beograd. 1990.
- [6] Gračner Z. Klipno aksijalne hidropumpe, Međunarodna konferencija, RADMI 2002. Vrnjačka Banja, 2002.
- [7] LINDE Hidrostatički sistemi sa pumpom promenljivog protoka (prevod sa nemačkog). Časopis, Hidraulika 2, 1981.
- [8] Gračner Z. Savremena rešenja klipno aksijalnih hidropumpi. Stručni skup HIP 2002, Vrnjačka Banja, 2002.
- [9] Marković D. Hidraulički sistemi sa podešavanjem prema opterećenju, MAP/ 88, Novi Sad
- [10] Mandić V. Metodologija ispitivanja hidrauličkih uređaja, MAP/88, Novi Sad.
- [11] Nedić N. Hidrauličke komponente i sistemi. HEP/98, Kopaonik
- [12] Egerić S. Upravljanje i regulisanje klipno aksijalnih pumpi promenljivog protoka. HIPET/89, Vrnjačka Banja
- [13] Savić V. Energetsko iskorišćenje različitih konstrukcija hidrauličkih sistema. HEP/95, Kopaonik
- [14] Фролов К. Колебания элементов аксиально поршневых гидромашин Москва 1973.
- [15] REXROTH, Der Hydraulik Trainer Band 1, 2, 3 (prevod sa nemačkog)
- [16] Abdul R. Sinteza elektrohidrauličkog nelinearnog sistema metodom digitalne simulacije, TVA Zagreb, 1978.
- [17] Ivanović P. Metod analize i matematičkog modeliranja procesa, projekata, M F Kragujevac.

-
- [18] VTI Žarkovo, Opis i održavanje hidrauličkih uređaja, J22, Beograd 1987.
- [19] Mijatović B. Ispitivanje funkcionisanja avionskih hidrauličkih sistema, Časopis HIP br.35 Trstenik 1977.
- [20] Abdulic R. Elektro hidraulički servosistemi TŠC Zagreb, 1982.
- [21] Gračner Z. Analiza i sinteza elektrohidrauličkog uređaja za automatsko pokretanje kupole PA sistema, kalibra 30mm, sa dinamičkom MF Beograd 1986.
- [22] Гавриленко Б. Минин А., Гидравлический привод. Машиностроение, Москва 1978.
- [23] Gračner Z. Određivanje momenta na zakretnoj ploči klipno aksijalne pumpe i uticaj na pulzaciju pritiska, Časopis HIP 1981.
- [24] Opreanu A. Ciobanu E. Actionari si automatizari hidraulice modelare simulare, Editura tehnica Bucuresti 1989.
- [25] Popov M. Projekat probnog stola za ispitivanje funkcionalnosti hidrokomponenti. Časopis HIP Trstenik 1970.
- [26] Gračner Z. Primena klipno aksijalnih pumpi u vazduhoplovstvu, Časopis HIP Trstenik 1979.
- [27] Ražnatović Z., Statičke i dinamičke karakteristike klipno aksijalnih pumpi, Časopis HIP Trstenik 1980.
- [28] Sekulić M. Primena hidrauličkih servosistema u vazduhoplovstvu, Zbornik radova, SMEITS, Beograd, 1970.
- [29] Petrović S. Vakuum na ulazu u pumpu, Časopis HIP Trstenik, 1974.
- [30] Milenković B., Izbor i primena hidrauličkih fluida. Časopis, HIP Trstenik 1981.
- [31] Nedić N. Hidrauličke komponente i sistemi, HEP/98 Kopaonik
- [32] Prva petoletka, Prospekti i katalozi iz oblasti hidraulike
- [33] MIL SPEC. MIL-P-19692C Military specification Pumps, hydraulic, variable delivery, general specification, 1994.
- [34] Berent M. "TORNADO" The computerized Warfighter
- [35] Lazić D. Ristanović M., Uvod u MATLAB, MF. Beograd 2005.
-

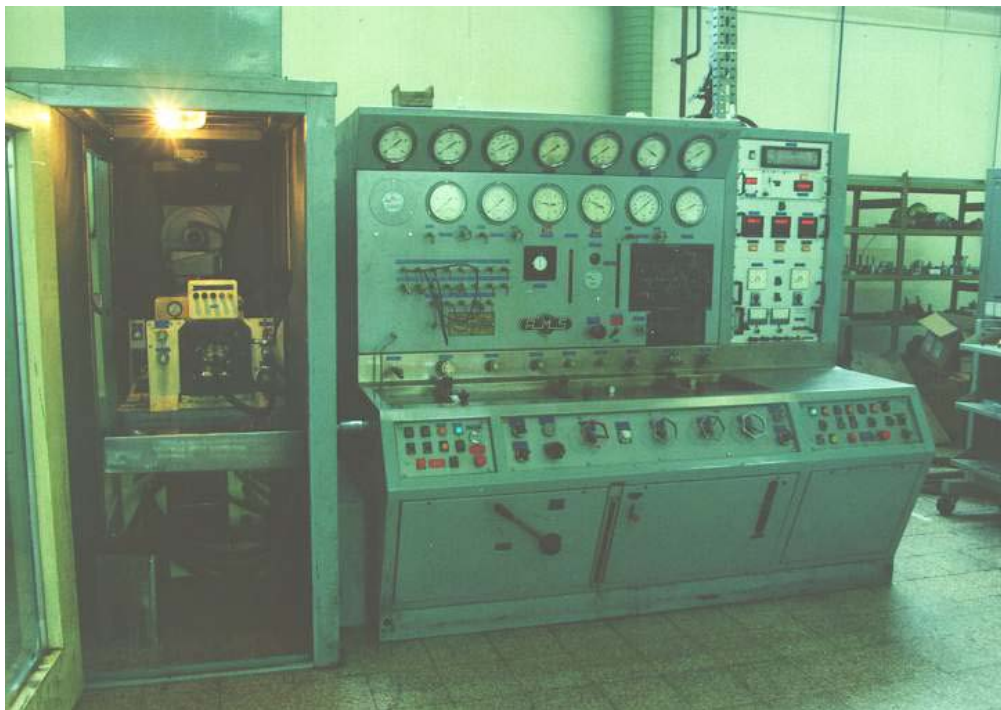
-
- [36] H B M Hottingen Baldwin Messtechnik - katalog
- [37] Radović M. Sistem za akviziciju podataka, Uputstvo za korišćenje.
- [38] Herbert E. Merritt, Hydraulic control system
- [39] Ernst, M.; Vacca, A.; Ivantysynova, M.; Enevoldsen, G. Tailoring the Bore Surfaces of Water Hydraulic Axial Piston Machines to Piston Tilt and Deformation. *Energies*, **2020**,13, 5997, doi:10.3390/en13225997.
- [40] Paszota, Z. Theoretical and mathematical models of the torque of mechanical losses in the pump used in a hydrostatic driv. *Polish Maritime Research* **2012**, 18 (4), 28-35. <https://doi.org/10.2478/v10012-011-0023-x>
- [41] Casoli, P.;Pompini, N.;Riccò, L. Simulation of an Excavator Hydraulic System Using Nonlinear Mathematical Models. *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering* 2018, 61, 583-593. doi:<http://dx.doi.org/10.5545/sv-jme.2015.2570>.
- [42] Lovrec, D.; Tašner, T.; Tič, V. Dynamic behaviour of different hydraulic drive concepts - comparison and limits. *International journal of simulation modelling* **2017**.16(3), 448–457.
- [43] Pelosi, M.; Ivantysynova, M. A Geometric Multigrid Solver for the Piston–Cylinder Interface of Axial Piston Machines. *Tribology Transactions***2012**, 55, 163-174. doi: 10.1080/10402004.2011.639049
- [44] Zhang, B.; Jien, M.; Haocen, H.; Huayong, Y.; Youtong, F. Analysis of the flow dynamics characteristics of an axial piston pump based on the computational fluid dynamics method. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics* **2017**, 11, 86-95. DOI: 10.1080/19942060.2015.1091686
- [45] Qun, C.; Junhui, Z.; Bing, X.; Qiannan, W. Discussion on the Reynolds equation for the slipper bearing modeling in axial piston pumps. *Tribology International* **2018**,118,140-147.<https://doi.org/10.1016/j.triboint.2017.09.027>.
- [46] Kumar, S.; Bergada, J.M. The effect of piston grooves performance in an axial piston pumps via CFD analysis. *International Journal of Mechanical Sciences* **2013**,66,168-179. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2012.11.005>.
- [47] Bergada, J.M.; Kumar, S.; Davies, D.L.; Watton, J. A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples. *Applied Mathematical Modelling* **2012**, 36,1731-1751.<https://doi.org/10.1016/j.apm.2011.09.016>.
- [48] Vacca, A.; Klop, R.; Ivantysynova, M. A Numerical Approach for the Evaluation of the Effects of Air Release and Vapour Cavitation on Effective Flow Rate of Axial Piston Machines. *International Journal of Fluid Power* **2010**,11, 33-45. DOI: 10.1080/14399776.2010.10780996
-

-
-
- [49] Majdič, F.; Pezdirnik, J.; Kalin, M. Experimental validation of the lifetime performance of a proportional 4/3 hydraulic valve operating in water. *Tribology International* **2011**, *44*, 2013–2021. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2011.08.020>.
- [50] Songlin, N.; Ming, G.; Fanglong, Y.; Hui, J.; Zhonghai, M.; Zhen, H.; Xin, Z. Research on fluid-structure interaction for piston/cylinder tribopair of seawater hydraulic axial piston pump in deep-sea environment. *Ocean Engineering* **2021**, *219*, 108222. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2020.108222>.
- [51] Strmčnik, E.; Majdič, F. Comparison of leakage level in water and oil hydraulics. *Advances in Mechanical Engineering* **2017**, *9*, 1–12. doi:10.1177/1687814017737723
- [52] Bundschuh, J.; Kaczmarczyk, M.; Ghaffour, N.; Tomaszewska, B. State-of-the-art of renewable energy sources used in water desalination: Present and future prospects, *Desalination* **2021**, *508*, 115035. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2021.115035>.
- [53] Xiyang, X.; Shuming, L.; Ying, L.; Smith, K.; Yong, C. Corrosion of stainless steel valves in a reverse osmosis system: Analysis of corrosion products and metal loss, *Engineering Failure Analysis* **2019**, *105*, 40–51. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2019.06.026>.
- [54] Sarai Atab, M.; Smallbone, A.J.; Roskilly, A.P. An operational and economic study of a reverse osmosis desalination system for potable water and land irrigation. *Desalination* **2016**, *397*, 174–184. <https://doi.org/10.1016/j.desal.2016.06.020>.
- [55] Fanglong, Y.; Songlin, N.; Hui, J.; Yeqin, H. Non-probabilistic reliability analysis and design optimization for valve-port plate pair of seawater hydraulic pump for underwater apparatus. *Ocean Engineering* **2018**, *163*, 337–347. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2018.06.007>.
- [56] Yang, H.; Pan, M. Engineering research in fluid power: a review. *J. Zhejiang Univ. Sci.* **2015**, *16*, 427–442. <https://doi.org/10.1631/jzus.A1500042>
- [57] Ernst, M.; Vacca, A. Hydrostatic vs. hydrodynamic components of fluid pressure in the tribological interfaces of axial piston machines, *Tribology International* **2021**, *157*, 106878. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.106878>.
- [58] Jiang, J.; Wang, Z. Optimization and Influence of Micro-Chamfering on Oil Film Lubrication Characteristics of Slipper/Swashplate Interface within Axial Piston Pump. *Energies* **2021**, *14*, 1961. <https://doi.org/10.3390/en14071961>
- [59] Zhou, J.; Zhou, J.; Jing, C. Experimental Research on the Dynamic Lubricating Performance of Slipper/Swash Plate Interface in Axial Piston Pumps. *Chin. J. Mech. Eng.* **2020**, *33*, 25. <https://doi.org/10.1186/s10033-020-00441-7>
-
-

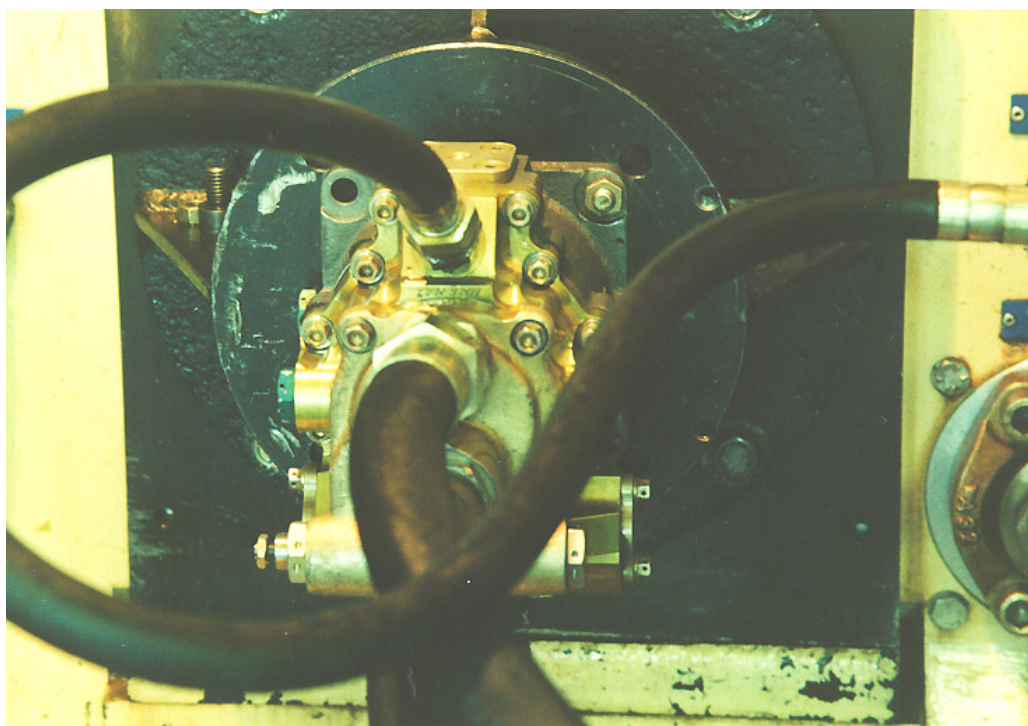
-
- [60] Rizzo, G.; Massarotti, G.P.; Bonanno, A.; Paoluzzi, R.; Raimondo, M.; Blosi, M.; Veronesi, F.; Caldarelli, A.; Guarini, G. Axial piston pumps slippers with nanocoated surfaces to reduce friction. *International Journal of Fluid Power* **2015**, *16*, 1-10. DOI: 10.1080/14399776.2015.1006979
- [61] Defa, W.; Yinshui, L.; Xufeng, Z.; Donglin, L.; Xiaojun, R. The Tribological Behaviors of Different Mass Ratio Al₂O₃-TiO₂ Coatings in Water Lubrication Sliding against Si₃N₄, *Tribology Transactions* **2016**, *59*, 352-362. DOI: 10.1080/10402004.2015.1079348
- [62] Qun, C.; Junhui, Z.; Bing, X.; Qiannan, W.; Hsinpu, H. Test rigs and experimental studies of the slipper bearing in axial piston pumps: A review, *Measurement* **2019**, *132*, 135-149. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2018.09.027>.
- [63] Patrosz, P. Influence of Properties of Hydraulic Fluid on Pressure Peaks in Axial Piston Pumps' Chambers. *Energies* **2021**, *14*, 3764. <https://doi.org/10.3390/en14133764>
- [64] Zhou, J.; Zhou, J.; Jing, C. Experimental Research on the Dynamic Lubricating Performance of Slipper/Swash Plate Interface in Axial Piston Pumps. *Chin. J. Mech. Eng.* **2020**, *33*, 25. <https://doi.org/10.1186/s10033-020-00441-7>
- [65] Yin, F.; Nie, S.; Xiao, S.; Hou, W. Numerical and experimental study of cavitation performance in sea water hydraulic axial piston pump. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering **2016**, *230*, 716-735. doi:10.1177/0959651816651547
- [66] Kumar, N.; Kumar, R.; Kumar Sarkar, B.; Maity, S. Condition monitoring of hydraulic transmission system with variable displacement axial piston pump and fixed displacement motor. *Materials Today: Proceedings*, **2021**, *46*, 9758-6765. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.09.327>.
- [67] Banaszek, A. Identification of optimal efficiency exploitation conditions of axial piston hydraulic motor A2FM type using Artificial Neural Network algorithms, *ELSEVIER Procedia Computer Science* **2021**, *192*, 1532-1540.
- [68] Petrović, R. Mathematical Modeling and Experimental Research of Characteristic Parameters Hydrodynamic Processes of a Piston Axial Pump. *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering* **2009**, *55*, 224-229.
- [69] Rokala, M. Analysis of Slipper Structures in Water Hydraulic Axial Piston Pumps. PhD Thesis, *Tampere University of Technology*, **2012**.
- [70] Srećković M., Kutin M., Puharić M., Marković N., IZABRANE METODE BESKONTAKTNE KONTROLE, ISBN 978-86-86917-00-3, Knjiga finansirana od
-

-
- strane Ministarstva nauke Srbije, Izdavač Institut Goša, Beograd, 2006., 265 str., [COBISS.SR-ID 139645196]
- [71] Srećković M., Kutin M., **Puharić M.**, Radovanović R., Marković N., LASERSKE METODE, SISTEMI MERENJA I DIJAGNOSTIKA, ISBN 978-86-86917-01-0, Knjiga finansirana od strane Ministarstva nauke Srbije, Izdavač Institut Goša, Beograd, 2006., 208 str., [COBISS.SR-ID 139646476]
- [72] Kutin M., **Puharić M.**, Burzić M., Srećković M., Adamović Ž., Marković N., KONVENCIONALNE I NEKONVENCIONALNE METODE MERENJA, ISBN 978-86-86917-02-7, Knjiga finansirana od strane Ministarstva nauke Srbije, Izdavač Institut Goša, Beograd, 2007., 256 str., [COBISS.SR-ID 141071372]
- [73] **Puharić M.**, Kutin M., Srećković M., Burzić M., Adamović Ž., Marković N., DIJAGNOSTIKA MATERIJALA, PROCESA I PROIZVODA, ISBN 978-86-86917-03-4, Knjiga finansirana od strane Ministarstva nauke Srbije, Izdavač Institut Goša, Beograd, 2007., 236 str., [COBISS.SR-ID 143248396]
- [74] Adamović Ž., Kutin M., **Puharić M.**, Adamović M., HIDRAULIKA I PNEUMATIKA, ISBN 978-86-86917-05-8, Knjiga finansirana od strane Ministarstva nauke Srbije, Izdavač Institut Goša, Beograd, 2009., 429 str., ilustr. [COBISS.SR-ID 167374348]

9. PRILOZI



Slika 94. Univerzalni probni sto, AMS, za ispitivanje hidropumpi i hidromotora



Slika 95. Hidropumpa u fazi ispitivanja na probnom stolu

PARAMETRI KLIPNO AKSIJALNE PUMPE KONSTANTNOG

PRITISKA

ε_1 - prednapon opruge HPP	$\varepsilon_1 = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{m}$
c_1 - krutost opruge HPP	$c_1 = 5,5 \cdot 10^4 \text{N/m}$
m_1 -masa klipa HPP	$m_1 = 3 \cdot 10^{-3} \text{kg}$
f_{t1} - sila viskoznog trenja klipa HPP	$f_{t1} = 70 \text{Ns/m}$
K_1 -koeficijent pojačanja protoka HPP	$K_1 = 0,170 \text{m}^2/\text{s}$
A_v -površina klipa HPP	$A_v = 8 \cdot 10^{-6} \text{m}^2$
K_2 -koeficijent gubitka protoka na HC	$K_2 = 2 \cdot 10^{-12} \text{m}^5/\text{Ns}$
K_3 -koeficijent protoka zbog stišljivosti	$K_3 = 4 \cdot 10^{15} \text{N/m}^5$
A_c -površina klipa HC	$A_c = 1,26 \cdot 10^{-4} \text{m}^2$
ε_2 - prednapon opruge HC	$\varepsilon_2 = 9 \cdot 10^{-3} \text{m}$
c_2 - krutost opruge HC	$c_2 = 2 \cdot 10^4 \text{N/m}$
f_{t2} - sila viskoznog trenja klipa HC	$f_{t2} = 100 \text{Ns/m}$
B - modul stišljivosti fluida	$B = 1,4 \cdot 10^{15} \text{N/m}^2$
m_1 -masa klipa HC	$m_2 = 8,52 \cdot 10^{-1} \text{kg}$
K_4 -koeficijent promene ugla zakretne ploče	$K_4 = 27,5 \text{rad/m}$
K_5 -koeficijent pojačanja protoka HC koeficijent ukupnog curenja pumpe	$K_5 = 1,14 \cdot 10^{-3} \text{m}^3/\text{s rad}$ K_6 - $K_6 = 4 \cdot 10^{13} \text{m}^3/\text{Ns}$
K_7 -koeficijent stišljivosti cele zapremne	$K_7 = 9,33 \cdot 10^{14} \text{m}^5/\text{N}$
n - frekvencija obrtanja vratila pumpe	$n = 1500 \text{ o/min}$
q - specifični protok pumpe	$q = 15 \cdot 10^{-6} \text{m}^3/\text{o}$

$\gamma_{\max}$ - maksimalni ugao zakretne ploče	$\gamma_{\max}=19^0=0,33\text{rad}$
Q_n - nazivni protok pumpe	$Q_n=3,7\cdot 10^{-4}\text{m}^3/\text{s}$
p_n - nazivni pritisak pumpe	$p_n=200\cdot 10^5\text{Pa}$
$p_{\max}$ - maksimalni pritisak pumpe	$p_{\max}=211\cdot 10^5\text{Pa}$
$\Delta\gamma$ - prag osetljivosti zakretne ploče	$\Delta\gamma=1\cdot 10^{-3}\text{ rad}$

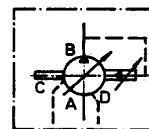
SKRAĆENICE:

- PKP - pumpa konstantnog pritiska
HPP - hidraulički pretvarač pritiska
HC - hidraulički cilindar

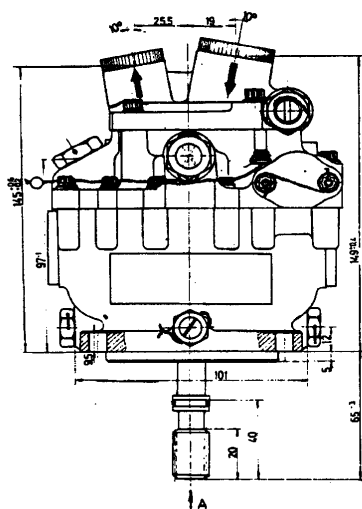
741-1000

Ident šifra: 2801330

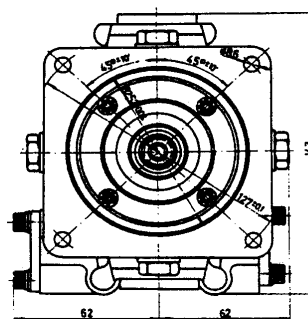
Simbol



UGRADNE DIMENZIJE:
(Dimenzije u mm)



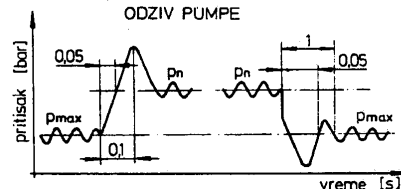
Pooled „A“



TEHNIČKE KARAKTERISTIKE:

Hidrauličko ulje	MIL - H - 5606
Nazivni pritisak pražnjenja	21 MPa
Maks. pritisak pri punom protoku	20 MPa
Nazivni usisni pritisak	0,3MPa
Maks. specifični protok po obrtaju	14,7 cm ³
Nazivna ugaona brzina vratila	335 rad/s
Radna temperatura	- 54°C do + 70°C
Smer rotacije (gledano sa strane vratila)	smer kazaljke na satu
Hidraulički priključci	SNO 0077, ARS - Aero
A	M22x1,5 (potisni otvor)
B	M27x1,5 (usisni otvor)
C	M12x1 (drenažni otvor: tela)
D	M10x1 (drenažni otvor: zaprtivača)
Koef. pojačanja protoka pumpe	2,25 · 10 ⁻³ m ³ /s rad

ODZIV PUMPE

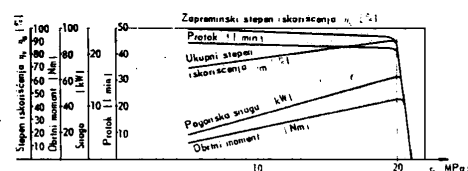


Pogonsko vrtilo

Evolutivno ožljebljenje sa zaobljenim korenom i bočnim naleganjem prema B.S. 3550 12 zuba, dijametralni korak 20/40, prečnik podeonog kruga 15,240, ugao dodimice 30°.

Masa 5,2 kg

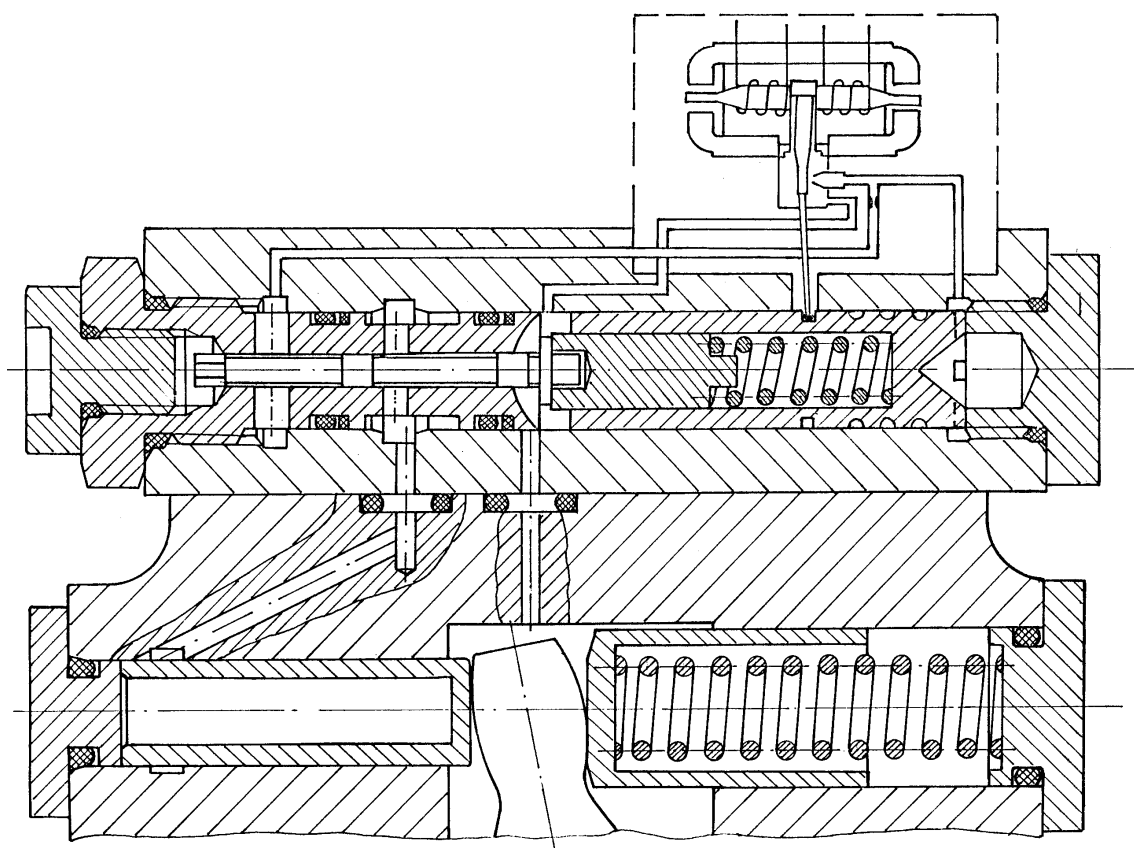
Diagram



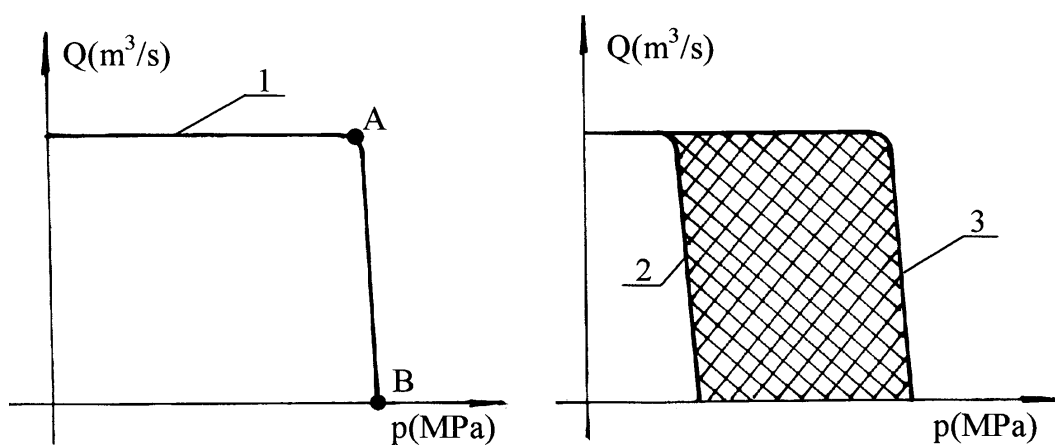
Izdanje: april 1985.
Zadržavamo pravo izmena

Prva petoletka
NAMENSKA
37240 TRSTENIK - JUGOSLAVIJA

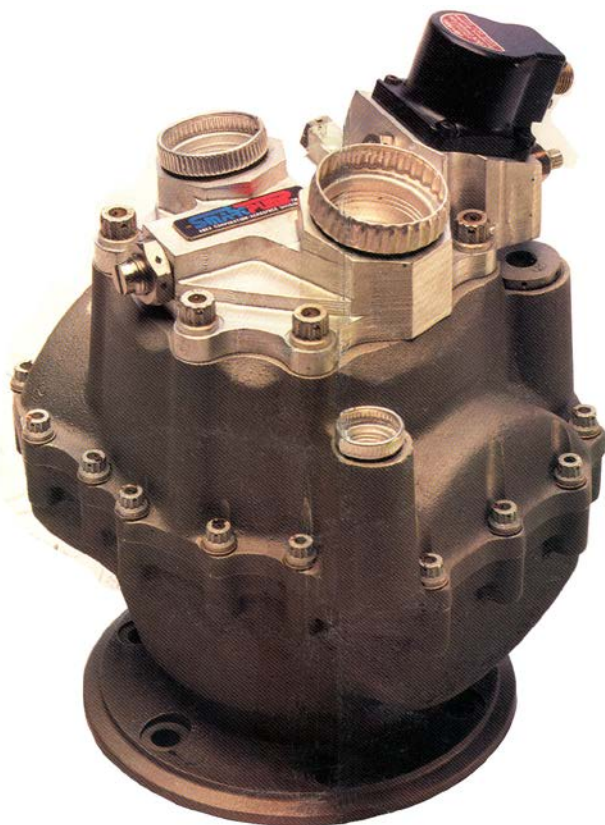
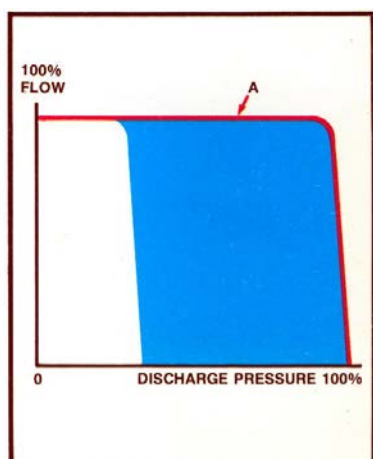
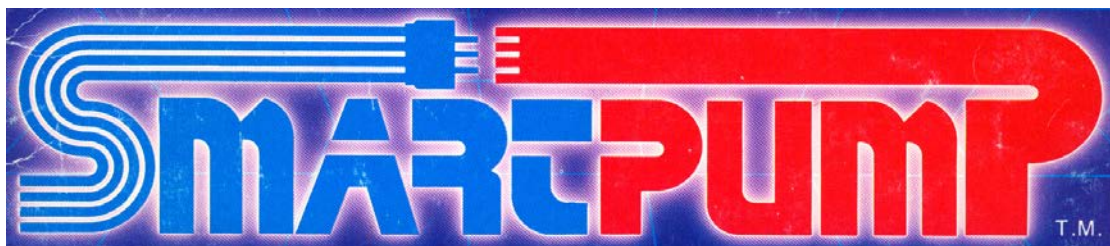
Slika 96. Tehnički podaci hidropumpe konstantnog pritiska



Slika 97. Modernizovana varijanta pumpe konstantnog pritiska, 741-1000



Slika 98. Dijagrami promene protoka i pritiska



Slika 99. Najnovija generacija inteligentnih, klipno aksijalnih pumpi(Sp.Shuttle's)
u zatvorenoj petlji