

HIDRAULIČKI I PNEUMATSKI SISTEMI

HIDRAULIČKI SISTEMI

UVOD

Pod hidrauličkim sistemom, u opštem slučaju, podrazumevamo skup uređaja sposobnih da vrše prenos energije i informacije pomoću hidrauličke tečnosti.

Hidraulički sistem **pretvara mehaničku energiju u hidrauličku** i obratno.

Medijum za pretvaranje i prenošenje energije u hidrauličkim sistemima je **fluid**. U hidrauličkim sistemima koriste se tečnosti kod kojih se zapremina ne sme značajno da menja pod delovanjem spoljne sile (*nestišljivi fluidi*).

Hidraulički sistemi se mogu podeliti u dve velike grupe, na:

- hidrodinamičke sisteme i
- hidrostatičke sisteme.

Hidrodinamički sistem prenosi energiju posredstvom kinetičke energije strujanja radne tečnosti. Učešće energije pritiska je zanemarivo malo.

Hidrostatički sistem prenosi energiju posredstvom potencijalne energije radne tečnosti (energija pritiska). Učešće kinetičke energije je vrlo malo (ispod 0,5%).

Hidrostatički pogoni su pogodni za regulaciju pa se veoma često primenjuju u regulacionim sistemima. Predmet našeg razmatranja su isključivo hidrostatički sistemi.

Osnovne komponente hidrostatičkog sistema su:

- generator hidrauličke energije (pumpa, akumulator),
- upravljačke komponente (razvodnik, servorazvodnik, regulator pritiska, regulator protoka itd.),
- izvršne komponente (hidromotori, cilindri) i
- pomoćne komponente (cevovodi, rezervoari, filtri, izmenjivači toplote itd.).

Hidraulička pumpa je uređaj koji mehaničku energiju prevodi u hidrauličku energiju (energiju pritiska).

Hidraulički motor hidrauličku energiju prevodi u mehaničku energiju.

Slika 1.1. ilustruje tok energije i informacije u hidrostatičkom sistemu.

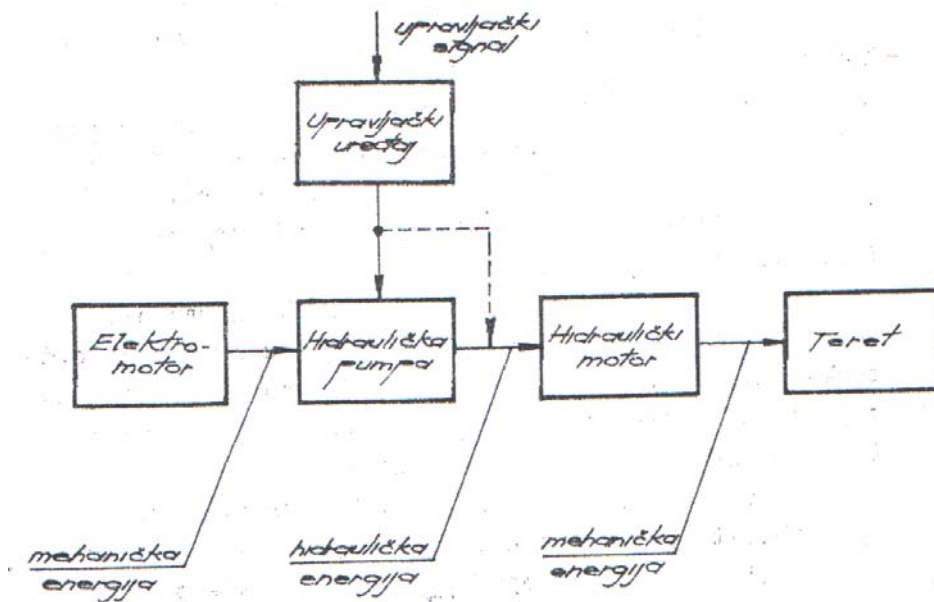
Široka primena hidrauličkih uređaja u gotovo svim oblastima tehnike uslovljena je velikim brojem prednosti u odnosu na ostale pogone.

Osnovne prednosti hidrostatičkih pogona nad ostalim pogonima su:

- veoma mala težina, gabariti i momenti inercije,
- jednostavna zaštita od preopterećenja,
- mogućnost dobijanja velikih prenosnih odnosa bez upotrebe reduktora,
- mogućnost kontinualne promene brzine i smera,
- veoma jednostavno pretvaranje obrtnog u translatorno kretanje,
- velika brzina odziva, zbog praktične nestišljivosti hidrauličkog ulja.

Hidrostatički sistemi imaju i određene nedostatke:

- osetljivost na prljavštinu,
- gubitak energije, koji se pretvara u toplotu naročito kod prigušnog upavljanja,
- pojava unutaršnjih i spoljašnjih gubitaka
- mogućnost prodora vazduha u sistem,
- uticaj promene temperature na rad istema, i dr.



Sl. 1.1. Ilustracija prenosa energije i informacije u hidrostatičkom sistemu

1. PRINCIP RADA HIDRAULIČKIH SISTEMA

Princip rada hidrostatičkih uređaja je u osnovi zasnovan na praktičnoj nestišljivosti hidrauličke tečnosti i na *Paskalovom zakonu*.

Paskal je ustanovio da se **poremećaj izazvan dejstvom spoljašnje sile na mirnu tečnost u zatvorenom sudu, prostire na sve strane jednako i ima istu vrednost** (to važi za svaku česticu tečnosti), šematski to se može prikazati kao na slici 1.2.

Ako se deluje spoljašnjom silom F na pokretni klip cilindra (sl.1.2) u tečnosti ispred klipa stvara se pritisak p . Njegovu veličinu određuje sila F koja deluje na površinu pokretnog klipa A (aktivna površina klipa koja je u direktnom kontaktu sa tečnošću).

$$p = \frac{F}{A}$$

gde su: p [Pa] - pritisak,

F [N] - sila i

A [m²] - aktivna površina klipa.

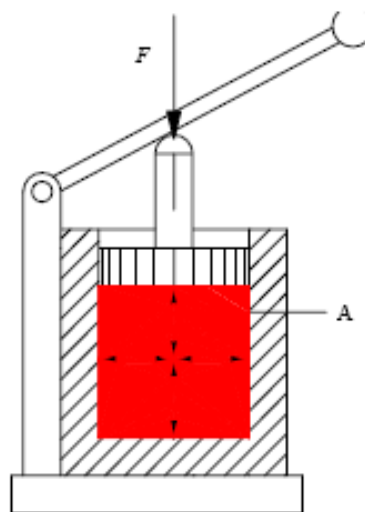
Hidrostatički pritisak, pro-porcionalan sa visinom stuba tečnosti u cilindru, gustinom i ubrzanjem sile zemljine teže, može se zanemariti (jer mu je vrednost mala).

Merna jedinica za pritisak u SI sistemu je Paskal [Pa]. Međutim u tehničkoj praksi se koriste i druge jedinice (Tabela 1.1).

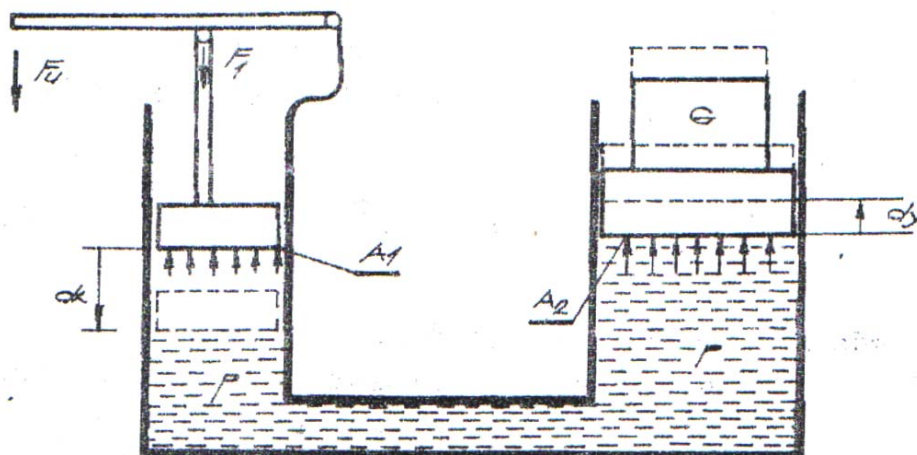
Tabela 1.1 Merne jedinice za pritisak

	Pa [N/m ²]	bar [daN/cm ²]	MPa [N/mm ²]	at [kp/cm ²]	m H ₂ O
Pa [N/m ²]	1	10 ⁻⁵	10 ⁻⁶	1,02×10 ⁻⁵	1,02×10 ⁻⁴
bar [daN/cm ²]	10 ⁵	1	0,1	1,02	10,2
MPa [N/mm ²]	10 ⁶	10	1	10,2	102
at [kp/cm ²]	9,81×10 ⁴	0,981	9,81×10 ⁻²	1	10
m H ₂ O	9,81×10 ³	9,81×10 ⁻²	9,81×10 ⁻³	0,1	1

Svojstvo nestišljivosti hidrauličke tečnosti iskorišćeno je za rad hidrostatičkog pogona, odnosno za prenos energije fluida sa jedne lokacije na drugu, što se može objasniti na primeru dvaju sukcesivno spojenih cilindara (slika 1.3).



Sl.1.2. Stvaranje pritiska u zatvorenom cilindru



Sl. 1.3. Princip rada hidrostatičkog pogona

Ako silom F_1 delujemo na klip površine A_1 prvog cilindra doći će do pojave pritiska p koji deluje u svim smerovima, pa prema tome i na klip površine A_2 drugog cilindra.

Delovanje sile F_1 dovodi pomaka prvog klipa za vrednost dx , odnosno drugog klipa za vrednost dy .

Sila F_1 se uravnotežava pritiskom p :

$$F_1 = A_1 \cdot p \quad (1.2)$$

Sila tereta G takođe se uravnotežava pritiskom p :

$$G = F_2 = A_2 \cdot p \quad (1.3)$$

Uz pretpostavku da su cilindri apsolutno hermetični, da je fluid apsolutno nestišljiv i da su sile trenja zanemarive, na osnovu izraza (1.2) (1.3) se može napisati sledeći odnos:

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (1.4)$$

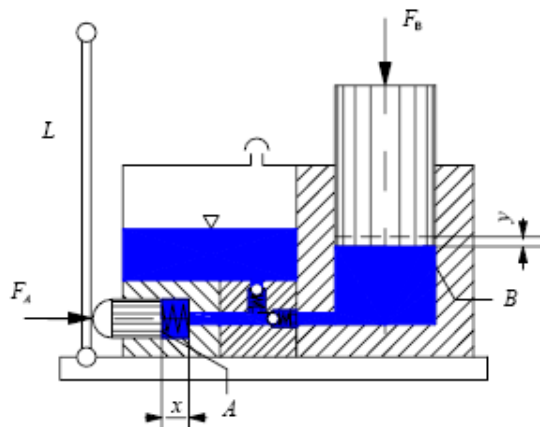
Na osnovu gornjih razmatrnja može se zaključiti da je pritisak u hidrostatičkom sistemu funkcija opterećenja:

$$p = \frac{F_2}{A_2} \quad (1.5)$$

U prvom cilindru se mehanički rad pretvara u hidrauličku energiju pritiska. Takav uređaj nazivamo hidrauličkom pumpom. U drugom cilindru se hidraulička energija pretvara u mehanički rad, a uređaj nazivamo hidrauličkim motorom.

Pri dimenzionisanju hidrauličkih sistema pritisak u sistemu p određuje se na osnovu opterećenja. To znači da projektant na osnovu maksimalnog opterećenja i svih gubitaka pritiska u sistemu odabire maksimalni pritisak – p_{max} i na osnovu toga vrši dimenzionisanje motora. U slučaju hidrauličkog cilindra to dimenzionisanje se svodi na određivanje površine klipa A_2 .

Ovo svojstvo hidrauličkog sistema koristi se kod presa ili dizalica koji je prikazan na slic.1.4.



Sl.1.4. Hidraulički sistem – hidraulička dizalica

Dva cilindra sa pokretnim klipovima, spojena su kanalima ispunjenim radnom tečnošću, preko jednosmernih ventila. Klip manjeg cilindra (aktivna površina klipa A) može se pomerati pod delovanjem spoljne sile F_A . Potrebna količina radne tečnosti nalazi se u rezervoaru iznad manjeg klipa.

Predpostavlja se da:

- je radna tečnost nestišljiva,
- nema deformacija zidova cilindara,
- nema gubitaka radne tečnosti,
- nema trenja pri kretanju klipova i
- masa klipova je zanemarljivo mala.

Kad spoljna sila F_A deluje na manji klip, on se pomera u desno. U tečnosti nastaje pritisak p . Čelo klipa potiskuje tečnost kroz jednosmerni ventil u veći cilindar (aktivna površina klipa B). On se pomera na gore i generiše silu F_B .

Klip manjeg cilindra (površine klipa A) pomeri se za veličinu x kad na njega deluje sila F_A . Pri tome u tečnosti nastaje pritisak $p = F_A / A$, a čelo klipa potisne zapreminu tečnosti $V = A \cdot x$. Istovremeno, klip u većem cilindru (površine klipa B) pomera se za veličinu y usled delovanja sile $F_B = p \cdot B$ nastale zbog pritiska u hidrauličkom sistemu (Paskalov zakon, zatvoren sud ispunjen nestišljivom tečnošću). Prenosanje energije sa klipa A na klip B , ostvareno je fizičkim premeštanjem zapremine tečnosti:

$$V = A \cdot x = B \cdot y.$$

Odnos veličina hoda klipova je inverzno proporcionalan sa aktivnim površinama.

$$\frac{x}{y} = \frac{B}{A} \quad (1.6)$$

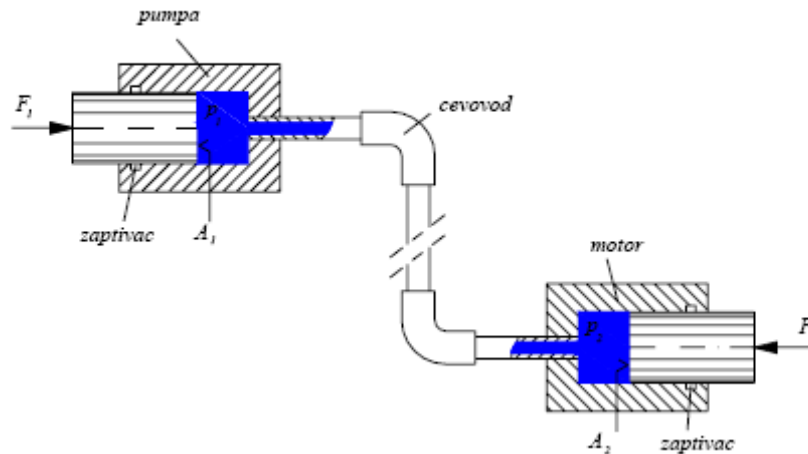
Navedeni primeri ilustruju osnovne funkcije hidrauličkog sistema:

- **pretvara mehaničku energiju u hidrauličku** (manji cilindar i pokretni klip),
- **prenosi energiju** (cilindri su zatvoreni spojeni sudovi ispunjeni nestišljivom tečnošću),
- **pretvara hidrauličku energiju u mehaničku** (veći cilindar i pokretni klip) i
- **pojačanje sile** ($F_B > F_A$).

1.1. Hidraulički prenosnik

Hidraulički prenosnik je hidraulički sistem čije su funkcije pretvaranje i prenos energije, a može se prikazati pojednostavljeno kao na slici 1.5. Osnovni elementi hidrauličkog prenosnika su: *hidraulička pumpa, radna tečnost, cevovod i hidraulički motor*.

Pretpostavlja se da radna tečnost nije stišljiva i viskozna i da u hidrauličkom prenosniku nema gubitaka energije.



Sl.1.5. Hidraulički prenosnik

Klip hidrauličke pumpe površine A_1 pod delovanjem sile F_1 , potiskuje ispred sebe radnu tečnost i stvara pritisak p_1 u njoj. Istisnuta tečnost iz pumpe kroz cevovod dolazi u hidromotor i potiskuje klip hidromotora površine A_2 . Pritisak na pumpi p_1 je jednak pritisku p_2 na hidromotoru (idealni uslovi rada, nema gubitaka energije).

$$p_1 = \frac{F_1}{A_1} = p_2 = \frac{F_2}{A_2} \quad (1.7)$$

Sila F_2 na klipu cilindra motora ima vrednost:

$$F_2 = \frac{A_2}{A_1} F_1 = k_F F_1 \quad (1.8)$$

Odnos aktivnih površina klipa motora i pumpe A_2/A_1 je koeficijent pojačanja sile k_F hidrauličkog prenosnika.

U idealnim uslovima ispred klipa hidromotora dospeva sva istisnuta tečnost iz hidrauličke pumpe, odnosno, postoji jednakost zapremina u jedinici vremena ili jednakost protoka.

$$V = v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 \quad (1.9)$$

gde je: v_1 i v_2 [m/s] - brzina klipa pumpe i motora.

Brzina klipa motora v_2 je:

$$v_2 = \frac{A_1}{A_2} v_1 \quad (1.10)$$

Za realizaciju funkcije upravljanja hidrauličkom energijom u hidrauličkom sistemu (hidrauličkom prenosniku) u tehničkoj primeni su dva načina:

- **prigušivanje protoka** radne tečnosti pre ulaza u hidraulički motor (prigušno upravljanje),
- **promena veličine radne zapremine** hidrauličke pumpe ili motora u toku procesa prenošenja energije (zapreminsko upravljanje).

1.1.1. *Hidraulički prenosnik sa prigušnim upravljanjem*

Pojednostavljeni prikaz hidrauličkog sistema sa prigušivanjem protoka dat je šematski na slici 1.6. Sistem se sastoji od: rezervoara sa radnom tečnošću, hidrauličke pumpe, jednosmernog ventila, ventila za ograničenje pritiska, manometra za merenje i prikazivanje vrednosti pritiska, prigušnog ventila protoka, razvodnog ventila i dvoradnog hidrauličkog cilindra.

Razvodni ventil ima četiri hidraulička priključka i tri radna položaja. Krajnji položaji zadaju se *ON-OFF* elektro-magnetima A i B, a središnji - oprugama.

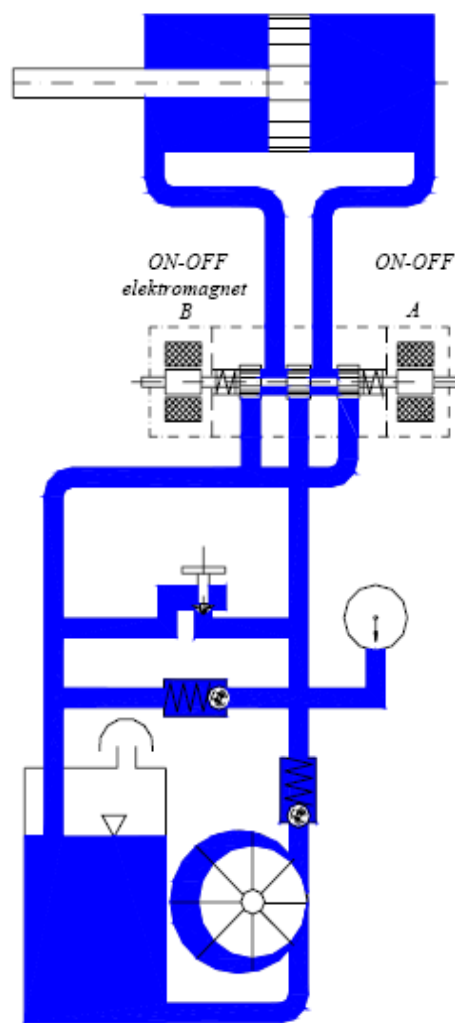
Hidraulički sistem ima sledeće funkcije:

- izvlačenje klipnjače cilindra (konstantna ili promenljiva brzina) - uključen elektromagnet A,
- uvlačenje klipnjače cilindra (konstantna ili promenljiva brzina) - uključen elektromagnet B,
- zaustavljanje klipnjače u željenom položaju
- osiguranje od preopterećenja.

Vratilo hidrauličke pumpe, preko ogovarajuće spojnice dobija pogon od motora (izvor mehaničke energije elektromotor ili motor SUS - nije prikazano na slici 1.6). Hidraulička pumpa je jednosmerna. Pogonsko vratilo pumpe ima određen smer rotacije. Usisni vod pumpe spojen je na rezervoar. Na izlazu hidrauličke pumpe je jednosmerni ventil. Razvodni ventil spojen je na potisni vod pumpe, rezervor i hidraulički cilindar. Između pumpe i razvodnog ventila postavljen je ventil za ograničenje pritiska, manometar i prigušni ventil protoka. Izlazni kanal ventila za ograničenje pritiska spojen je sa rezervoarom.

Razvodni ventil ima četiri hidraulička priključka i tri radna položaja. Postavljanje klipa razvodnog ventila u potrebni radni položaj izvodi se *ON-OFF* elektromagnetima A ili B. Kad se uspostavi električno kolo napajanja namotaja elektromagneta kotva potiskuje klip razvodnika. Nulti (središnji) radni položaj klipa razvodnika drže dve cilindrične opruge.

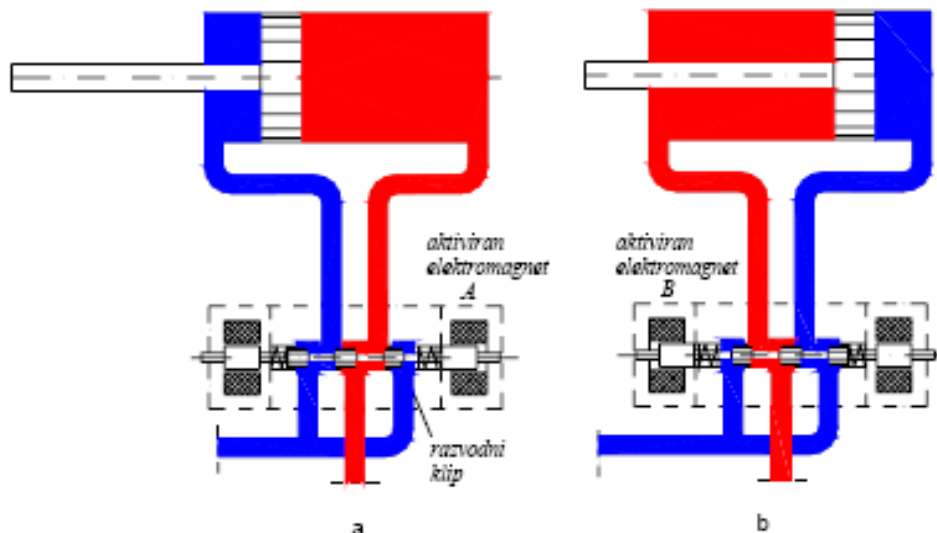
Zavisno o položaju klipa razvodnog ventila, radna tečnost koju potiskuje pumpa se može



Sl.1.6. Hidraulički sistem sa prigušnim upravljanjem

usmeriti u desnu komoru hidrauličkog cilindra ili levu komoru. Istovremeno suprotna komora hidrauličkog cilindra spaja se sa rezervoarom. To je omogućeno konstrukcijom kanala u telu razvodnog ventila. Na taj način je omogućeno kretanje klipa i klipnjače u levu ili desnu stranu.

Slika 1.7.a šematski prikazuje izvlačenje klipnjače (aktiviran elektromagnet A), a slika 1.7.b - uvlačenje klipnjače hidrauličkog cilindra (aktiviran elektromagnet B).



Sl. 1.7 Šematski prikaz (a) - izvlačenje klipnjače (aktiviran elektromagnet A), (b) - uvlačenje klipnjače hidrauličkog cilindra (aktiviran elektromagnet B).

Manometar meri i prikazuje na skali vrednost pritiska u sistemu.

Brzina kretanja klipnjače hidrauličkog cilindra može se menjati pomoću prigušivača protoka. On može smanjiti zapreminu (protok) tečnosti na ulazu u razvodni ventil tako da deo vraća u rezervoar zavisno od veličine prigušnog otvora.

Minimalna brzina kretanja klipnjače hidrauličkog cilindra dobija se kod potpuno otvorenog ventila za prigušivanje protoka, a maksimalna kod potpuno zatvorenog.

Ventil za ograničenje pritiska osigurava ovaj sistem od preopterećenja, koje može nastati u toku rada (preopterećenje klipnjače na primer može izazvati porast pritiska u sistemu). U slučaju preopterećenja ventil se otvara i radna tečnost propušta u rezervoar.

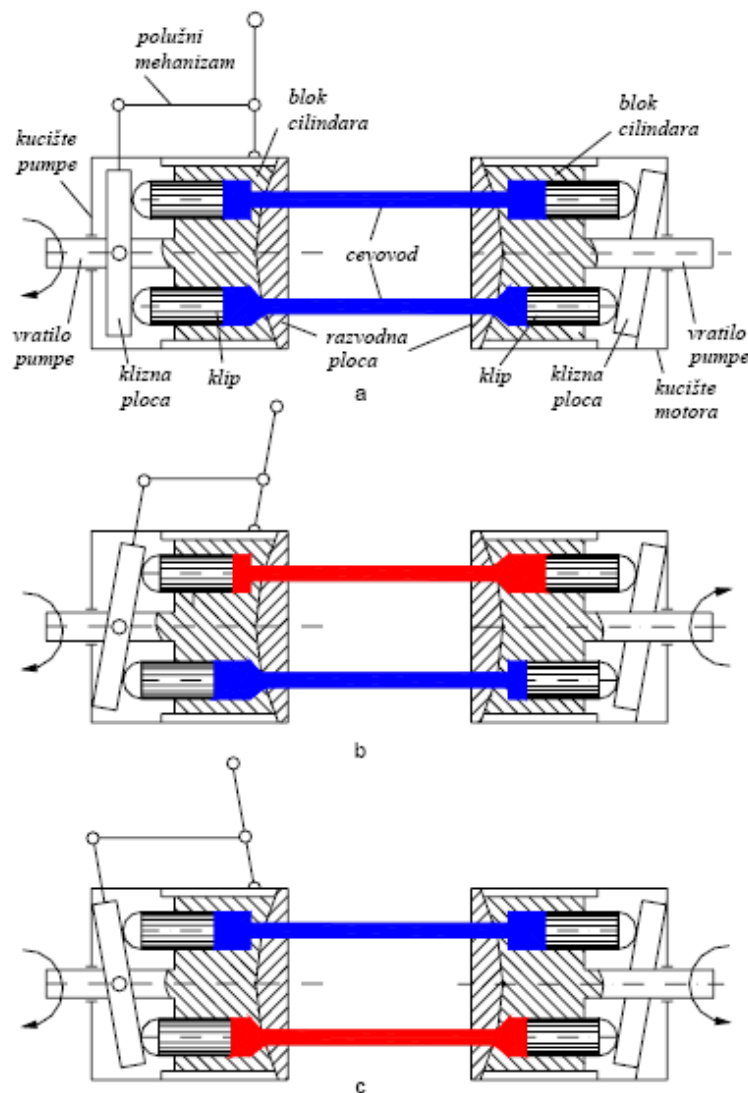
Ventil za ograničenje pritiska se otvara i kad je razvodni ventil u središnjem (nultom) položaju, a hidraulička pumpa uključena. To je svakako nepovoljan režim rada jer pogonski motor pumpe radi pod maksimalnim opterećenjem, hidraulički sistem ne daje korisnu energiju na svom uzlazu, najveći deo dovedene energije u hidraulički sistem pretvara se u toplotnu energiju.

1.1.2. Hidraulički prenosnik sa zapreminskim upravljanjem

Pojednostavljena šema hidrauličkog sistema sa zapreminskim upravljanjem prikazana je na slici.1.8. Hidraulički sistem ima: hidrauličku pumpu, hidraulički motor, spojni cevovod i radnu tečnost. Hidraulička pumpa sistema je konstruisana tako da se veličina i smer protoka radne tečnosti iz pumpe može podešavati (promenljiva radna zapremina). Protok se može podesiti od neke minimalne do maksimalne vrednosti. Osnovna funkcija ovog sistema je upravljanje smerom i brzinom rotacije vratila hidrauličkog motora.

U kućištu hidrauličke pumpe uležišten je blok cilindara sa pokretnim klipovima i ulaznim vratilom pumpe. Blok cilindara oslanja se na razvodnu ploču pumpe. Aksijalno kretanje klipova

podešava se kliznom pločom čiji se nagib može menjati polužnim mehanizmom. Veličina radne zapremine hidrauličke pumpe zavisi od nagiba klizne ploče.



Sl.1.8. Pojednostavljena šema hidrauličkog sistema sa zapreminskim upravljanjem (a) središnji, (b i c) radni položaji

Hidraulički motor ima blok cilindara, razvodnu ploču, klipove. Za razliku od hidrauličke pumpe sistema u kućište motora smeštena je klizna ploča čiji je nagib stalan. Aksijalni hod klipova hidrauličkog motora ne može se menjati (kao kod pumpe). Hidraulički motor ovog sistema ima konstantnu radnu zapreminu.

Hidraulička pumpa i motor hidraulički su spojeni (u ovom slučaju cevovodom). Hidraulički sistem je ispunjen radnom tečnošću. Vratilo hidrauličke pumpe pogoni se izvorom mehaničke energije u jednom smeru.

Rotacijom bloka cilindara hidrauličke pumpe, klipovi izvedu relativno aksijalno kretanje (zavisno od veličine nagiba klizne ploče), čelo klipa pomera radnu tečnost (usisava ili potiskuje). Kako su hidraulička pumpa i motor spojeni, tečnost iz pumpe dospeva u motor i obrnuto. Pri

tome, zavisno od nagiba klizne ploče, karakteristična su tri slučaja šematski prikazana na slici 1.8.

Kad nema nagiba klizne ploče, kako je to šematski prikazano na slici 1.8.a, nema relativnog aksijalnog pomeranja klipova pumpe, nema protoka tečnosti iz prostora pumpe u hidromotor i vratilo hidrauličkog motora miruje.

Kad se nagne klizna ploča hidrauličke pumpe (sl.1.8.b i c), aksijalni hod klipova pumpe je moguć. Klipovi potiskuju tečnost prema hidrauličkom motoru. Usled prisilnog pomeranja klipova motora (ograničeno aksijalno kretanje) nastaje obrtni moment i vratilo hidrauličkog motora rotira u zadanom smeru. Brzina rotacije zavisi od veličine protoka. Kako se protok može podesiti nagibom klizne ploče na pumpi, brzina rotacije vratila motora može se podesiti od neke minimalne do maksimalne vrednosti.

Ne samo da se može podesiti brzina rotacije vratila motora, slika 1.8.b pokazuje kako se promenom smera nagiba klizne ploče hidrauličke pumpe menja smer rotacije vratila hidrauličkog motora.

Budući da se podešavanjem radne zapremine pumpe kod ovih sistema u svakom trenutku moguće dovesti na hidraulički motor onoliko hidrauličke energije koliko je potrebno za obavljanje rada, ovi sistemi imaju znatno bolji koeficijent korisnog delovanja od hidrauličkih sistema sa prigušivanjem protoka, ali su konstrukcijski složeniji i skuplji.

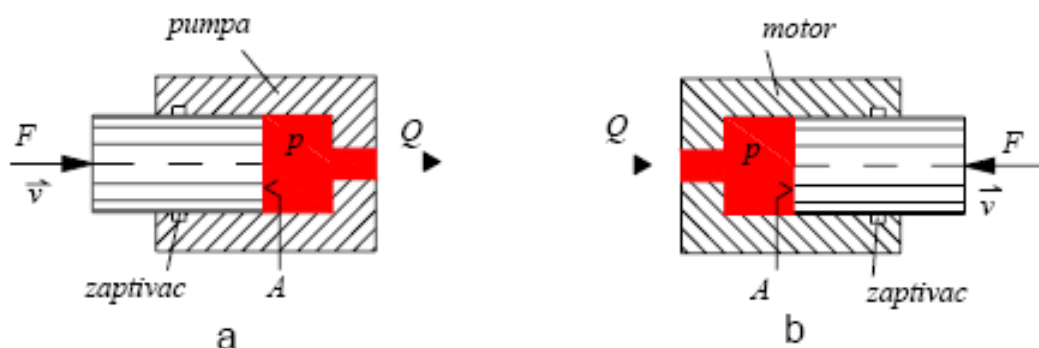
U tehničkoj primeni su i sistemi kod kojih je moguće menjati radnu zapreminu hidrauličkog motora. Oni su složeniji u toliko što je mehanizam za podešavanje veličine aksijalnog hoda klipova motora potrebno ugraditi u motor (pokretna klizna ploča slično kao kod konstrukcije hidrauličke pumpe).

1.2. Osnovne hidrauličke promenljive

Hidraulička energija dobija se posredstvom pokretnih mehaničkih delova (klip u cilindru), pretvaranjem iz mehaničke energije. To je za sada jedina tehnički prihvatljiva mogućnost.

Hidraulička energija može se dobiti i delovanjem magnetskog polja na radnu tečnost koja ima feromagnetske osobine, to znači pretvaranjem iz električne energije. Takva tečnost ne postoji u prirodi ali je moguće njeno dobijanje veštačkim putem. Tečnosti sa feromagnetskim osobinama za sada imaju visoku cenu koja ograničava mogućnosti eventualne primene za generisanja hidrauličke energije.

Elementarna hidraulička pumpa (generator hidrauličke energije) ima cilindar i pokretni klip sa aktivnom površinom A , prikazana je šematski na slici 1.9. a. Prostor ispred klipa je popunjen radnom tečnošću.



Sl.1.9. Elementarna hidraulička pumpa (a) i hidraulički motor (b)

Pritisak p koji nastaje usled delovanja sile F na klip površine A ima vrednost:

$$p = \frac{F}{A} \quad (1.11)$$

gde su: p [Pa] - pritisak,

F [N] - sila i

A [m²] - aktivna površina klipa.

Zapreminski protok Q radne tečnosti iz hidrauličke pumpe je:

$$Q = v \cdot A \quad (1.12)$$

gde su: Q [m³/s] - protok i

v [m/s] - brzina kretanja klipa.

Hidraulička snaga P je:

$$P = Q \cdot p \quad (1.13)$$

gde je: P [W] - hidraulička snaga.

Elementarni hidraulički motor, šematski prikazan na slici 1.9.b, pretvara dovedenu hidrauličku energiju u mehanički rad.

Sila F na klipu hidromotora proporcionalna je sa pritiskom (koji vlada u tečnosti ispred klipa) i veličinom aktivne površine A klipa motora.

$$F = p \cdot A \quad (1.14)$$

Brzina klipa v hidromotora proporcionalna je sa dovedenim protokom Q i površinom klipa A .

$$v = \frac{Q}{A} \quad (1.15)$$

Hidraulički sistemi imaju dva karakteristična režima:

- generatorski, kada se mehanička energija pretvara hidrauličku, i
- motorni kada se hidraulička energija pretvara mehaničku.

Motorni režim je inverzni režim generatorskog (i obrnuto), hidraulički motor teorijski može raditi kao hidraulička pumpa i obratno.

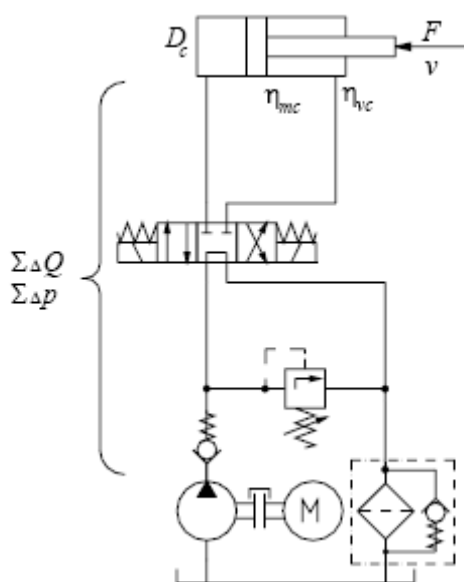
1.3. Prikazivanje hidrauličkih sistema

Hidraulički sistemi prikazuju se funkcionalnim šemama (najčešće) pomoću simbola standardizovanih po ISO, CETOP i nacionalnim standardima (JUS L.N1.001 do JUS L.N1.008).

Simboli grafički prikazuju osnovnu funkciju hidrauličkog elementa i sve njegove priključke. Poznavanje čitanja i crtanja funkcionalnih šema je uslov za komunikaciju u ovoj tehničkoj oblasti.

Pregled korišćenih hidrauličkih simbola prema standardima JUS.L.N1.001 do JUS.L.N1.008 dat je u Prilog A.

Na slici 1.10. prikazana je funkcionalna šema jednog hidrauličkog sistema nacrtanog korišćenjem napred navedenih simbola.



Sl.1.9. Funkcionalna šema hidrauličkog sistema

2. HIDRAULIČKE PUMPE

Hidrauličke pumpe pretvaraju mehaničku u hidrauličku energiju struje radne tečnosti (protok i pritisak). U ovom poglavlju analiziraju se:

- parametri radnog procesa hidrauličkih pumpi i
- karakteristične konstrukcije.

2.1. Parametri radnog procesa hidrauličkih pumpi

Osnovna funkcija hidrauličke pumpe je pretvaranje ulazne mehaničke energije u hidrauličku. Hidraulička pumpa je zapreminska pumpa, energiju predaje zahvaćenoj zapremini tečnosti.

Pumpa ima jednu ili više zasebnih radnih komora, konstruisanih tako da periodično mogu menjati veličinu radne zapremine. Promena zapremine omogućuje usisavanje, razdvajanje (odsecanje) i potiskivanje radne tečnosti.

Tečnost na izlazu iz hidrauličke pumpe ima određenu hidrauličku energiju koja se hidrauličkom sistemu prenosi, upravlja i pretvara u mehanički rad.

Radni proces hidrauličke pumpe opisuje se sledećim veličinama:

- protok pumpe Q_p ,
- specifična radna zapremina pumpe V_p ,
- potrebna snaga pumpe P_p ,
- ugaona brzina vratila pumpe ω_p i
- stepen iskorišćenja η_p .

Teorijski protok Q_{pt} hidrauličke pumpe je:

$$Q_{pt} = q_p \cdot \omega_p \quad (2.1)$$

gde su: Q_{pt} [m³/s] - teorijski protok pumpe,

q_p [m³/rad] - specifični protok hidrauličke pumpe i

ω_p [rad/s] - ugaona brzina vratila pumpe.

Specifični protok hidrauličke pumpe q_p odgovara zapremini radne tečnosti koju zahvati pumpa kad se njeno vratilo zakrene za jedan radijan. Računski se određuje iz specifične radne zapremine pumpe V_p .

$$q_p = \frac{V_p}{2 \cdot \pi} \quad (2.2)$$

Specifična radna zapremina pumpe V_{mp} je određena konstrukcijskim veličinama. Ona je jednaka zapremini tečnosti koju zahvate radne komore pumpe tokom jednog punog obrtaja vratila. Računski može se odrediti za svaku konstrukciju hidrauličke pumpe.

Hidrauličke pumpe se proizvode sa različitim veličinama specifične radne zapremine (obično se daje u [cm³/o]).

Stvarni protok hidrauličke pumpe Q_p je manji od teorijskog Q_{pt} jer se deo zapremine zahvaćene tečnosti nepovratno izgubi u pumpi i ne učestvuje u korisnom pretvaranju energije:

$$Q_p = Q_{pt} \cdot \eta_{vp} \quad (2.3)$$

2.2. Karakteristične konstrukcije hidrauličkih pumpi

Danas je u tehničkoj upotrebi veliki broj različitih konstrukcija i tipova hidrauličkih pumpi.

Hidrauličke pumpe imaju:

- mehanizam za potiskivanje i
- mehanizam za razvođenje.

Hidrauličke pumpe mogu pored navedenih mehanizama imati mehanizam za upravljanje radnih parametara pumpe.

Mehanizam za potiskivanje tečnosti predaje mehaničku energiju zahvaćenoj zapremini radne tečnosti (pretvara mehaničku u hidrauličku energiju).

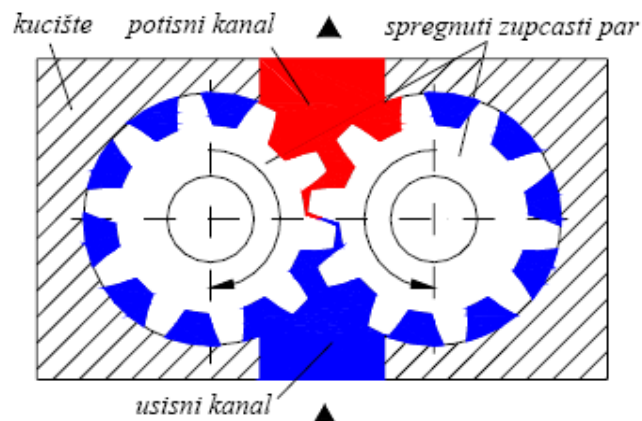
Mehanizam za razvođenje tečnosti omogućuje odvajanje zahvaćene zapremine tečnosti tako da razdvaja zonu niskog pritiska (na ulazu) od zone visokog pritiska (na izlazu) hidrauličke pumpe.

Mehanizam za upravljanje radnih parametara pumpe omogućuje promenu radnih parametara pumpe tokom rada (promenu protoka po intenzitetu i po smeru, promenu pritiska).

Kod nekih pumpi je osnovno kretanje mehanizma za potiskivanje rotaciono (zupčaste, krilne, zavojne itd). Kod klipnih pumpi je osnovno kretanje mehanizma za potiskivanje pravolinijsko.

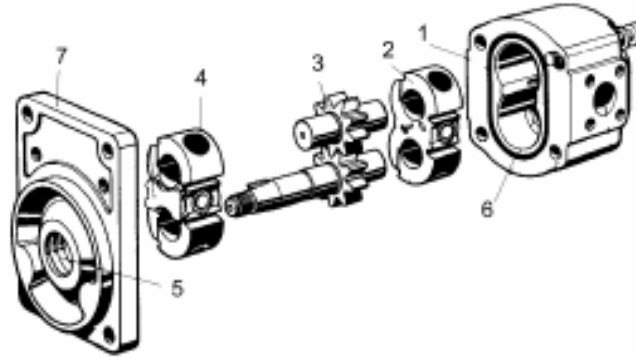
2.2.1. Zupčaste pumpe

Zupčasta pumpa sa spoljnim ozubljenjem šematski je prikazana na slici 2.1. Mehanizam za potiskivanje je spregnuti zupčasti par. Radnu komoru čini prostor između zuba i ravna površina kojom je taj prostor zatvoren sa zadnje i prednje strane i deo cilindrične površine kućišta pumpe koji zatvara taj prostor po obodu zuba.



Sl.2.1. Šematski prikaz zupčaste pumpe sa spoljnim ozubljenjem

Karakteristična konstrukcija zupčaste pumpe sa spoljnim ozubljenjem u rastavljenom obliku data je na slici 2.2.



Sl.2.2. Karakteristična konstrukcija zupčaste pumpe sa spoljnim ozubljenjem u rastavljenom obliku: 1 – kućište, 2 i 4 – čelone ploče, 3 – spregnuti zupčasti par, 5 i 6 – zaptivač i 7- poklopac.

Mehanizam za razvođenje realizovan je konstrukcijskim smeštajem usisnog i potisnog kanala pumpe. Razvođenje radne tečnosti vrši se u toku izlaska zuba iz zahvata (usisavanje) i momentu ponovnog ulaska zuba u zahvat (potiskivanje). Usisni kanal nalazi se nasuprot potisnog.

Zupčasta pumpa nema mehanizam za upravljanje što znači da se smer potiskivanja, veličina protoka, radni pritisak ne mogu u toku rada podešavati (pumpa konstantne radne zapremine).

Zupčasta pumpa sa spoljnim ozubljenjem radi na sledeći način. U prostoru između zuba na usisnoj strani usisavanja, zbog izlaska zuba iz zahvata, stvara se potpritisak i taj se prostor popunjava hidrauličkim uljem. Zbog rotacije spregnutih zupčanika, zahvaćena tečnost u prostoru međuzublja prenosi se na potisnu stranu pumpe. Na potisnom delu zupčaste pumpe, ulaskom zuba u zahvat, istiskuje se zahvaćena tečnost u potisni vod.

Iako bi se na prvi pogled moglo zaključiti da je zupčasta pumpa reverzibilna, postojeće zupčaste pumpe su konstruktivno izvedene za jedan smer rotacije ulaznog vratila. Potisna strana zupčaste pumpe je profilisana tako da se omogući efikasno odvođenje tečnosti i rastereti koren međuzublja. Deo tečnosti koji ostaje zarobljen između zuba, kada oni ulaze u zahvat, odvodi se posebnim rasteretnim kanalom. Na usisnoj strani zupčaste pumpe javlja se problem punjenja međuzublja, naročito kod većih brzina rotacije zupčastog para. Usisni kanal pumpe je tako profilisan da su gubici hidrauličke energije minimalni, a zona usisavanja dovoljno velika.

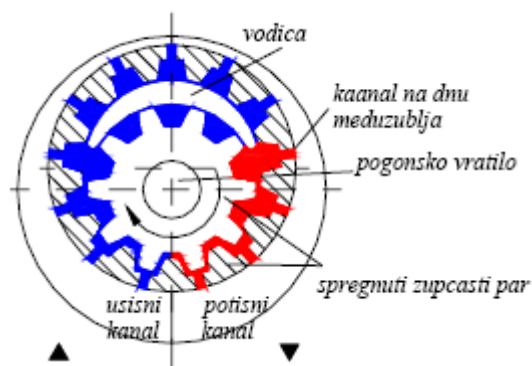
Ova, inače jeftina i robustna konstrukcija hidrauličke pumpe, ima relativno visoke gubitke isticanja kroz konstrukcione zazor.

Zupčaste pumpe nisu naročito osetljive na zaprljanu radnu tečnost, imaju dobre eksploatacione karakteristike i zahtevaju minimalno održavanje.

Preporučene vrednosti radnog pritiska kreću se do 200 bar, broj obrtaja je u rasponu 1000 do 2000 min⁻¹. Izrađuju se u širokom dijapazonu veličina specifične radne zapremine.

Nivo buke koju stvara zupčasta pumpa sa spoljnim ozubljenjem prelazi 70 dB i posledica je konstrukcije pumpe.

Zupčasta pumpe sa unutrašnjim ozubljenjem šematski je prikazana na slici 2.3. Ona ima otvore u dnu međuzublja zuba koji omogućuju efikasno pražnjenje. Usisavanje, prenos i potiskivanje radne tečnosti odvija se na isti način kao kod zupčaste pumpe sa spoljašnjim ozubljenjem.



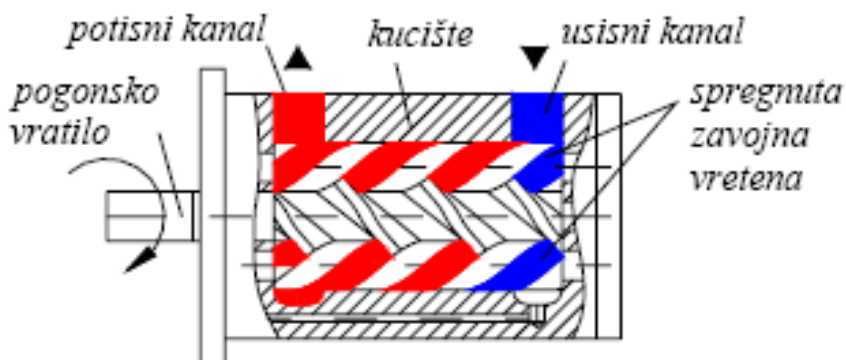
Sl.2.3. Šematski prikaz zupčaste pumpe sa unutrašnjim ozubljenjem

Zupčasta pumpa sa unutrašnjim ozubljenjem nema mehanizam za upravljanje što znači da se smer potiskivanja, veličina protoka, i radni pritisak ne mogu u toku rada podešavati (pumpa konstantne radne zapremine).

Pumpa ima kompaktnu konstrukciju, miran i tih rad. Ipak, zbog složenije tehnologije ozubljenja, ova pumpa u odnosu na zupčastu pumpu sa spoljašnjim ozubljenjem ima višu cenu.

2.2.2. Zavojne pumpe

Šematski prikaz zavojne pumpe dat je na slici 2.4. Osnovu konstrukcije zavojne pumpe čine tri spregnuta zavojna vretena sa cikloidnim profilom smeštena u jedno kućište, tako da je centralno pogonsko vreteno aksijalno spregnuto sa dva gonjena vretena. Minimalni zazor između bokova spregnutih zavojnica omogućava potrebno zaptivanje. Zavojne pumpe odlikuju se mirnim i tihim radom bez pulzacija pritiska i protoka.



Sl.2.4. Šematski prikaz zavojna pumpa

Mehanizam za potiskivanje tečnosti kod zavojne pumpe je spregnuta zavojni par. Radna tečnost popunjava prostor između zavojnica. Usisavanje i potiskivanje tečnosti vrši se kontinuirano tokom rotacije spregnutih zavojnica. Smer potiskivanja definisan je smerom rotacije pogonskog vretena.

Spregnuta zavojna vretena zajedno sa kućištem čine radne komore. Zahvaljujući zavojnom profilu (kod rotacije) prenosi se radna tečnost od usisne ka potisnoj strani pumpe. Pri tome se kontinuirano povećava pritisak tečnosti zatvorene u prostoru između zavojnica. Gonjena vretena vrše zaptivanje (obrtu se bez prenošenja obrtnog momenta).

Mehanizam za razvođenje radne tečnosti (odvajanje usisne i potisne grane) izveden je geometrijskim razmeštanjem usisnog i potisnog kanala.

Mehanizam za upravljanje zavojne pumpe nemaju, to znači da im je radna zapremina konstantna (pumpa konstantne radne zapremine). Protok pumpe zavisi od broja obrtaja pogonskog vretena pumpe i veličine specifične zapremine.

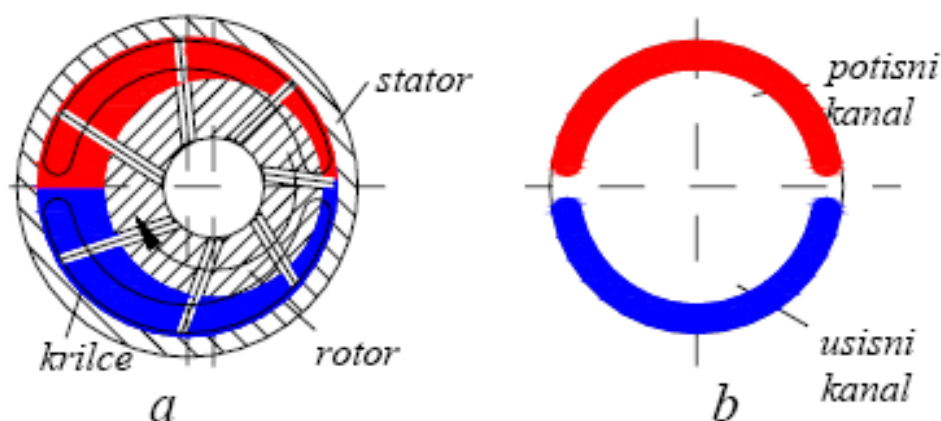
Zahvaljujući konstantnoj zapremini radnih komora i jednoličnom obliku, protok zavojne pumpe je kontinualan bez turbulencija i pulzacija. Zavojna pumpa radi skoro bešumno i bez pulzacija pritiska.

Zavojna pumpa ima relativno visoke gubitke kroz zazore pa se ne koristi za visoke radne pritiske. Optimalna primena se postiže kod pritiska od 50 do 100 bar. Grade se za rad sa različitim tečnostima viskoznosti od 2.5 do 1000 mm²/s.

Zavojne pumpe grade se za širok dijapazon veličina specifičnih zapremina (protoka).

2.2.3. Krilne pumpe

Šematski prikaz krilne pumpe dat je na slici 2.5.a. Rotor pumpe sa usađenim krilcima smešten je ekscentrično u stator pumpe. Radne komore formiraju se između dva krilca, rotora i statora pumpe i bočnih površina. Zakretanjem rotora, radna komora se kontinuirano menja od minimalne do maksimalne veličine i obratno.



Sl.2.5. Krilna pumpa (a) šematski prikaz, (b) - razvodna ploča

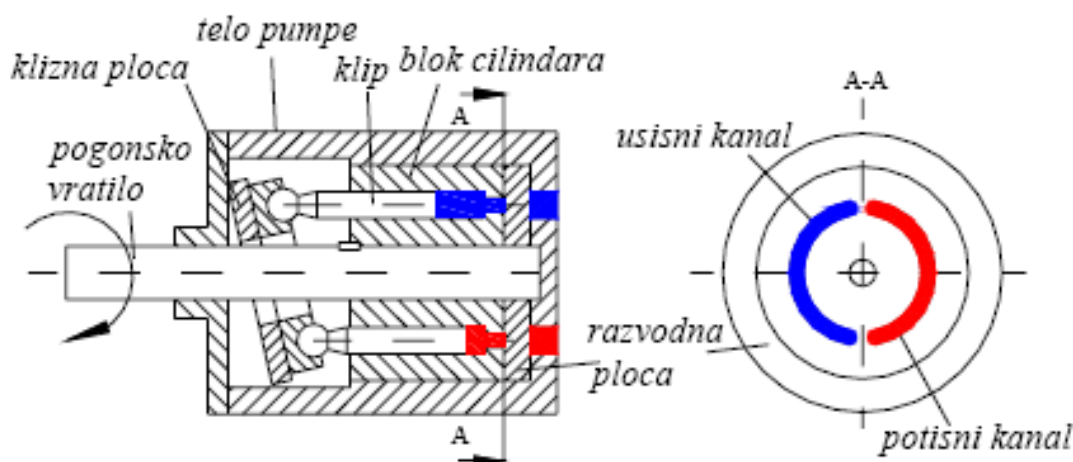
Mehanizam za potiskivanje čine krilca zajedno sa rotorom i statorom. Usisna strana pumpe je odvojena od potisne razvodnom pločom (mehanizam za razvođenje) koja ima dva otvora u obliku polumeseca koji su spojeni na usisni i potisni vod pumpe. Karakteristični oblik razvodne ploče prikazan je šematski na slici 2.5.b

Krilna pumpa radi na sledeći način. Obrtanjem rotora pumpe menja se veličina zapremine radnih komora. Maksimalna vrednost zapremine radne komore postiže se kod zakretanja rotora za pola kruga (π). Daljim zakretanjem rotora, zapremina radne komore se smanjuje. Minimalna vrednost zapremine radne komore postiže se kod dostizanja punog kruga (2π). Usisni kanal (sl.2.5.b) razvodne ploče smešten je tako da omogućuje popunjavanje radnih komora tečnošću svo vreme dok se njihova zapremina povećava (zaokret od 0 do π). Potisni kanal (sl.2.5.b) omogućuje odvođenje radne tečnosti za vreme smanjenja zapremine radne komore (zaokret od π do 2π). To je razlog da je profil usisnog i potisnog kanala razvodne ploče u obliku polumeseca (sl.2.5.b).

2.2.4. Klipno-aksijalne pumpe

Konstruktivno rešenje klipno-aksijalnih pumpi temelji se na dva principa pretvaranja rotacionog kretanja u pravolinijsko (aksijalno kretanje klipova pumpe):

- klizna ploča i
- zglobna veza (kardanski zglobov)



Sl.2.6. Šematski prikaz klipno-aksijalne pumpe sa kliznom pločom

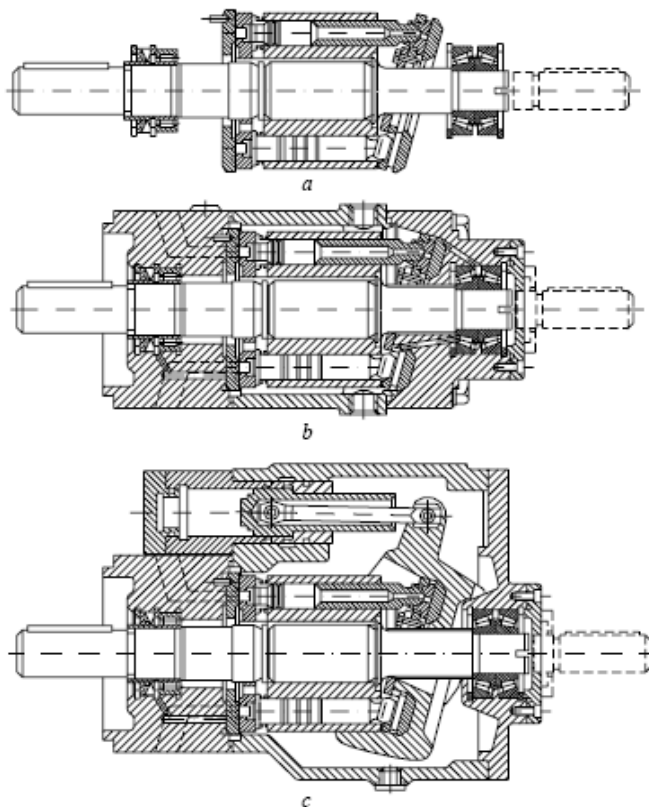
Radne komore klipno-aksijalne pumpe čine klip i cilindar (mehanizam za potiskivanje). Broj cilindara (radnih komora) je 7, 9 ili 11. Mehanizam za razvođenje je nepokretna razvodna ploča sa dva profilisana kanala u obliku polumeseca.

Klipno-aksijalna pumpa sa kliznom pločom prikazana je šematski na slici 2.6. Mehanizam za potiskivanje je sklop cilindra i klipa. Pogonsko vratilo pumpe je kruto vezano na blok cilindara. Pod određenim uglom u odnosu na vratilo postavljena je klizna ploča.

Klipnjače (klipovi) klipno-aksijalne pumpe su preko kuglastog zgloba i oslonjene na nepokretnu kliznu ploču. Blok cilindara oslanja se na razvodnu ploču. Svaki cilindar pumpe završava se spojnim kanalom preko koga se usisava i potiskuje radna tečnost.

Razvodna ploča je čvrsto vezana za kućište pumpe, njeni kanali su hidraulički spojeni na usisni i potisni vod pumpe.

Klipno-aksijalna pumpa sa kliznom pločom radi na sledeći način. Zakretanjem vratila pumpe zaokreće se blok cilindara zajedno sa klipovima i kliznom pločom. Budući da je klizna ploča nagnuta, klip (klipnjača), za svaki obrt vratila pumpe napravi aksijalni hod napred-nazad. Zakretu od 0 do π odgovara hod u jednom a zakretu od π do 2π , hod u drugom smeru. Blok cilindara je oslonjen na razvodnu ploču, pa je kroz spojne kanale cilindara omogućeno usisavanje (zakret od 0 do π) i potiskivanje (zakret od π do 2π) radne tečnosti.

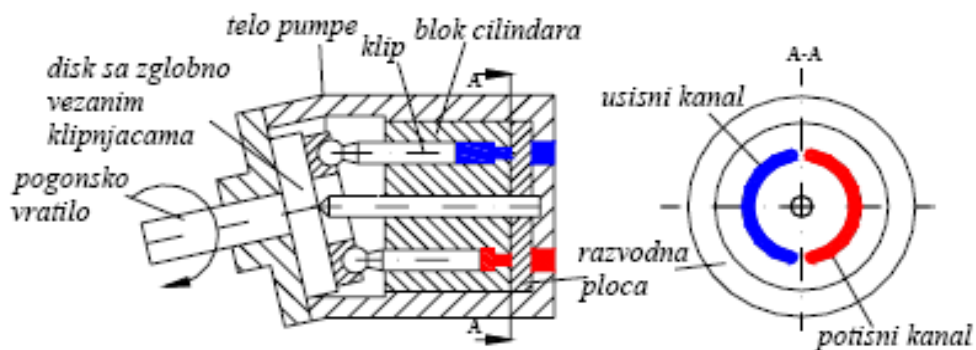


Sl.2.7. Tipično konstrukcijsko rešenje klipno-aksijalne pumpe (hidromotora) sa kliznom pločom (a) osnovni sklop, (b) sistem konstantne i (c) promenljive radne zapremine

Tipična konstrukcija klipno-aksijalne pumpe i hidromotora sa kliznom pločom prikazna je na slici 2.7. Osnovni sklop je isti, prikazan je na slici 2.7.a. Pumpa konstantne radne zapremine, prikazana je na sl. 2.7.b. Konstrukcija klipnoaksi-jalne pumpe kod koje se ugao nagiba klizne ploče može menjati prikazana je na slici 2.7.c. U tom slučaju taj sklop služi kao mehanizam za upravljanje protokom pumpe, a pumpa je sa promenljivom radnom zapreminom.

Ako je nagib klizne ploče jednak nuli, nema relativnog (aksijalnog) kretanja klipova u odnosu na blok cilindara. Kako se klizna ploča može postaviti i u suprotnu stranu (negativni ugao nagiba), protok pumpe može se reverzirati. Promenom ugla nagiba klizne ploče protok klipno-aksijalne pumpe kontinuirano se menja, prekida i reverzira pri constantnom broju obrtaja pogonskog vratila pumpe.

Klipno-aksijalne pumpe sa zglobnom vezom pogonske grupe, šematski prikazana na slici 2.8, imaju klipnjače zgloбно vezane za pogonsko vratilo pumpe. Blok cilindra je smešten u telo zajedno sa razvodnom pločom. Kuglasti zglobovi klipnjača čine sa pogonskim vratilom pumpe neku vrstu kardanskog zgloba. Zahvaljujući tome kružno kretanje vratila pretvara se u aksijalno kretanje klipova pumpe.



Sl.2.8. Šematski prikaz klipno-aksijalne pumpe sa zglobnom vezom pogonske grupe

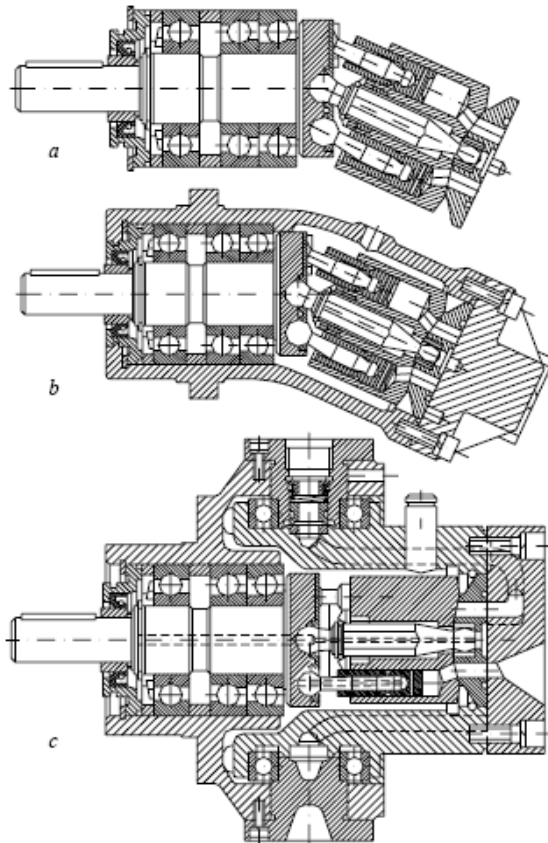
Tipične konstrukcije klipno-aksijalne pumpe sa zglobnom vezom pogonske grupe prikazane su na slici 2.9. Postoje klipno-aksijalne pumpe kod kojih se ugao nagiba vratila može menjati (sl.2.9.c). U tom slučaju taj sklop služi kao mehanizam za upravljanje protokom pumpe, a pumpa je sa promenljivom radnom zapreminom.

Ako je nagib vratila jednak nuli, nema relativnog (aksijalnog) kretanja klipova u odnosu na blok cilindra. Kako se nagib vratila može postaviti i u suprotnu stranu (negativni ugao nagiba), protok pumpe može se reverzirati. Promenom ugla nagiba vratila protok klipno-aksijalne pumpe

kontinuirano se menja, prekida i reverzira pri konstantnom broju obrtaja pogonskog vratila pumpe.

Osnovni problem konstrukcije klipno-aksijalne pumpe je u mehanizmu za razvođenje radne tečnosti. Kvalitet klipno-aksijalne pumpe značajno zavisi od konstrukcijskog rešenja sistema razvođenja radne tečnosti.

Klipno-aksijalne pumpe imaju miran rad, ne stvaraju veliku buku, pogodne su za upravljanje, omogućuju relativno visoke protoke i pritiske i mogu raditi sa visokim brojem obrtaja



Sl.2.9. Tipično konstrukcijsko rešenje klipno aksijalne pumpe(hidromotora) sa zglobnom vezom (a) osnovni sklop, (b) sistem konstantne i (c) promenljive radne zapremine

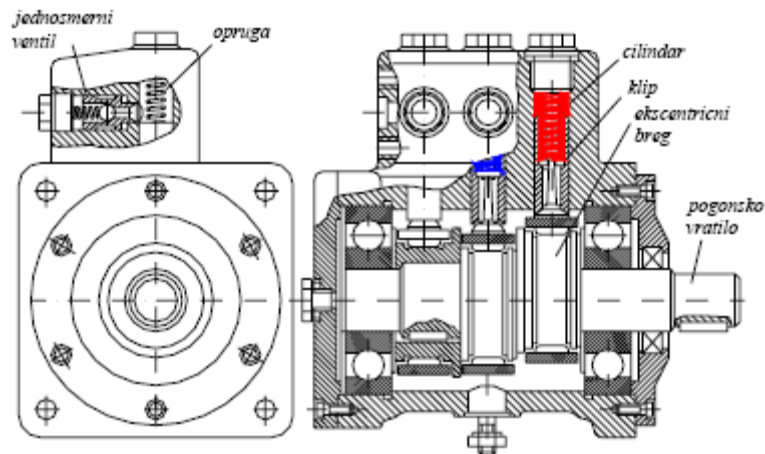
2.2.5. Klipno-radijalne pumpe

Klipno radijalne pumpe su robustne konstrukcije, omogućuju dobijanje najviših pritisaka (preko 500 bar).

Pretvaranje rotacionog kretanja ulaznog vratila pumpe u pravolinijsko kretanje klipova pumpe može se izvesti na više načina. Karakteristični su sistemi sa:

- ekscentričnim bregom na vratilu pumpe (klipno-redne pumpe) i
- ekscentričnim postavljanjem rotora u odnosu na stator pumpe.

Konstrukcijsko rešenja klipno-redne pumpe prikazano je na slici 2.10.



Sl.2.10 Tipično konstrukcijsko rešenja klipno-redne pumpe

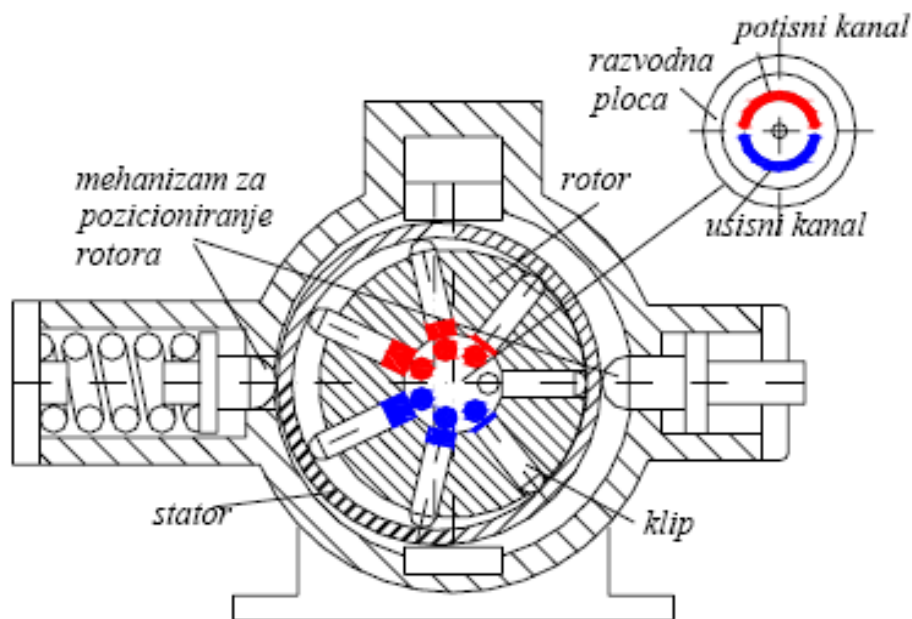
Mehanizam za potiskivanje čine sklop cilindra, klipa i povratne opruge, radijalno postavljen u odnosu na vratilo pumpe. Pumpa ima više klipova i cilindara. Hod klipova je određen ekscentričnim bregom na pogonskom vratilu pumpe. Bregovi su fazno pomereni tako da je opterećenje pogonskog vratila ravnomerno raspoređeno. Usisna strana pumpe je odvojena od potisne pomoću jednosmernih hidrauličkih ventila koji se nalaze na svakom sklopu cilindra i klipa.

Klipno-radijalna pumpa sa ekscentričnim bregom na vratilu pumpe radi na sledeći način. Zakretanjem vratila pumpe od 0 do π ekscentrični breg pomiče klip pumpe radijalno i on izvodi relativno pravolinijsko kretanje (koliko to omogućuje postavljena veličina ekscentra) pri tome se sabija povratna opruga. Jednosmerni hidraulički ventil je otvoren sve dok je pritisak ispred čela klipa veći od pritiska tečnosti u potisnom vodu pumpe. Rotacijom u istom smeru za ugao od π do 2π , klip izvodi pravolinijsko kretanje u drugom smeru pod delovanjem sabijene opruge smeru. Dakle, za puni obrt vratila pumpe, svaki klip napravi hod napred-nazad.

Radijalne pumpe ovog tipa se grade sa konstantnom radnom zapreminom.

Kod dizel motora koristi se (kao pumpa za ubacivanje goriva u cilindre motora), specijalna konstrukcija klipno-radijalne-redne-pumpe kod koje se zakretanjem cilindra pumpe oko ose profilisanog klipa menja veličina zapremine goriva, na izlazu. Iako je ova pumpa po svim svojim karakteristikama hidraulička, ona neće biti detaljnije razmatrana jer je po osnovnoj funkciji deo dizel motora.

Šematski prikaz konstrukcijskog rešenja klipno-radijalne pumpe sa ekscentrično postavljenim satorom u odnosu na rotor pumpe na prikazana je slici 2.11.



Sl.2.11. Šemtski prikaz konstrukcijskog rešenja klipno-radijalne pumpe sa ekscentrično postavljenim statorom u odnosu na rotor

Mehanizam za potiskivanje čine sklop cilindra i klipa, radijalno postavljen u odnosu na vratilo pumpe. Pumpa ima više klipova i cilindara (7, 9 i 11). Hod klipova je određen ekscentrično postavljenim statorom pumpe. Usisna strana pumpe je odvojena od potisne pomoću razvodne ploče.

Klipno-radijalna pumpa sa ekscentrično postavljenim statorom radi na sledeći način. Zakretanjem rotora pumpe za ugao od 0 do π , klipovi pumpe izvode relativno pravolinijsko kretanje (koliko im to omogućuje postavljena veličina ekscentra). Rotacijom u istom smeru za ugao od π do 2π , klipovi izvode pravolinijsko kretanje u drugom smeru. Dakle, za puni obrt rotora pumpe, svaki klip napravi hod napred-nazad.

Izlazni otvori svakog sklopa cilindar-klip leže na nepokretnoj razvodnoj ploči. Razvodna ploča ima dva otvora profilisana u obliku polumeseca koji su spojeni na usisni i potisni vod pumpe i omogućuje usisavanje i potiskivanje radne tečnosti iz svakog cilindra pumpe u toku rotacije rotora pumpe za puni krug. Zavisno od veličine i smera ekscentra statora menja se veličina i smer protoka iz pumpe.

Za upravljanje protoka (ekscentričnosti) ovih pumpi potrebna je značajna energija što sužava prostor njene primene.

Konstrukcijski se ove pumpe mogu izvesti sa konstantnom i promenljivom radnom zapreminom.

3. HIDRAULIČKI MOTORI

Hidraulički motori pretvaraju hidrauličku energiju u mehanički rad. U ovom su poglavlju analizirani parametri radnog procesa i tipične konstrukcije hidrauličkih motora.

3.1. Parametri radnog procesa hidrauličkog motora

Osnovna funkcija hidrauličkog motora je pretvaranje hidrauličke energije u mehanički rad. Hidromotori generišu rotaciono kretanje na izlaznom vratilu. Hidraulički motor pretvara hidrauličku energiju radne tečnosti u mehaničku.

Rad hidromotora opisuju sledeće veličine:

- ugaona brzina vratila hidromotora ω_m ,
- specifični protok hidromotora q_m ,
- moment na vratilu hidromotora M_m ,
- snaga P_m i
- stepen iskorišćenja η_m .

Teorijska ugaona brzina ω_{mt} vratila hidromotora određuje se iz teorijskog protoka u hidraulički motor i njegovog specifičnog protoka.

$$\omega_{mt} = \frac{Q_{mt}}{q_m} \quad (3.1)$$

gde su: Q_{mt} [m³/s] - teorijski protok u hidromotor,

q_m [m³/rad] - specifični protok hidromotora i

ω_m [rad/s] - teorijska ugaona brzina vratila hidromotora.

Specifični protok hidromotora određuje se iz specifične zapremine motora V_m .

$$q_m = \frac{V_m}{2 \cdot \pi} \quad (3.2)$$

gde je: V_m [m³/o] - specifična zapremina hidromotora.

Stvarni protok u hidromotoru Q_m je:

$$Q_m = Q_{mt} \cdot \eta_{zm} \quad (3.3)$$

gde je: η_{zm} - zapreminski stepen iskorišćenja hidrauličkog motora.

Zapreminski stepen iskorišćenja hidromotora η_{zm} je:

$$\eta_{zm} = \frac{Q_m}{Q_{mt}} \quad (3.4)$$

Teorijski moment M_{mt} na vratilu hidromotora je:

$$M_{mt} = q_m \cdot \Delta p_m \quad (3.5)$$

gde su: M_{mt} [Nm] - teorijski moment na vratilu hidromotora i

Δp_m [Pa] - pad pritiska na hidromotoru.

Stvarni moment M_m na vratilu hidromotora je manji zbog gubitaka energije.

$$M_m = M_{mt} \cdot \eta_{mm} \quad (3.6)$$

gde je: η_{mm} - mehanički stepen iskorišćenja hidromotora.

Mehanički stepen iskorišćenja hidromotora η_{mm} je:

$$\eta_{mm} = \frac{M_m}{M_{mt}} \quad (3.7)$$

Teorijska snaga hidrauličkog motora P_{mt} je:

$$P_{mt} = Q_{mt} \cdot \Delta p_m \quad (3.8)$$

Stvarna snaga P_m hidrauličkog motora je:

$$P_m = P_{mt} \cdot \eta_m \quad (3.9)$$

gde je: η_m - stepen iskorišćenja hidromotora.

Stepen iskorišćenja hidromotora η_m je:

$$\eta_m = \eta_{vm} \cdot \eta_{mm} \quad (3.10)$$

3.2. Karakteristične konstrukcije hidrauličkih motora

Danas je u tehničkoj upotrebi veliki broj različitih konstrukcija i tipova hidrauličkih motora.

Hidraulički motori imaju:

- mehanizam za potiskivanje i
- mehanizam za razvođenje.

Pored navedenih mehanizama hidraulički motori mogu imati mehanizam za upravljanje radnih parametara motora.

Mehanizam za potiskivanje čine radne komore i pokretni mehanički sklop. Ovaj mehanizam pretvara dovedenu hidrauličku energiju u mehanički rad.

Mehanizam za razvođenje tečnosti razdvaja zonu niskog pritiska (na ulazu) od zone visokog pritiska (na izlazu) hidrauličkog motora.

Mehanizam za upravljanje radnih parametara hidrauličkog motora omogućuje promenu radnih parametara motora tokom rada (promenu brzine po intenzitetu i po smeru, promenu momenta na vratilu motora). U većini slučajeva upravljanje hidrauličkih motora se izvodi sistemima izvan sklopa motora pa se najveći broj hidrauličkih motora na tržištu pojavljuje sa konstantnom radnom zapreminom (bez mehanizma za upravljanje).

Hidraulički motori sa promenljivom radnom zapreminom (imaju mehanizam za upravljanje) su složenije konstrukcije, a našli su primenu kod hidrauličkih sistema sa sekundarnom regulacijom energije. Kako je cena ovakvih sistema za sada visoka primena im je ograničena.

Konstrukcija hidromotora je u osnovi indentična sa konstrukcijom hidrauličke pumpe. Zahtevi koji se postavljaju pred pumpu i hidromotor nisu isti. Od hidrauličkog motora se prvenstveno zahteva da je reverzibilan odnosno da je dvosmeran.

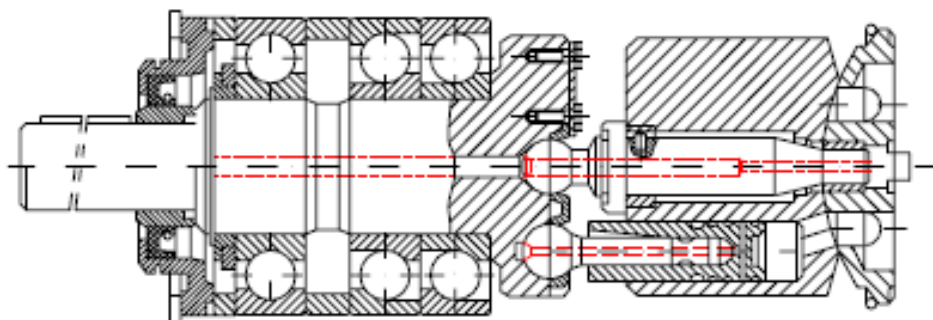
Zupčasti motori imaju velike gubitke kod malih brojeva obrtaja i koriste se samo kao brzorotirajući motori. Oblast primene im je od $500 - 3500 \text{ min}^{-1}$. Radni pritisci su ispod 250 bar. Konstruktivno se mogu izvesti samo sa konstantnom radnom zapreminom. Pri većim brojevima obrtaja i radnim pritiscima povećava se nivo buke.

Krilni hidromotori imaju male gubitke isticanja na malim brojevima obrtaja i mogu se primeniti već od 10 min^{-1} . Maksimalni radni pritisak kreće se do 250 bar. Konstruktivno se mogu izvesti i sa promenljivom radnom zapreminom.

Zavojni hidromotori se ne sreću često u primeni kod klasičnih hidrauličkih sistema. Mogu se sresti na nekim sistemima kao senzori (merači) protoka pogotovo za zaprljane tečnosti.

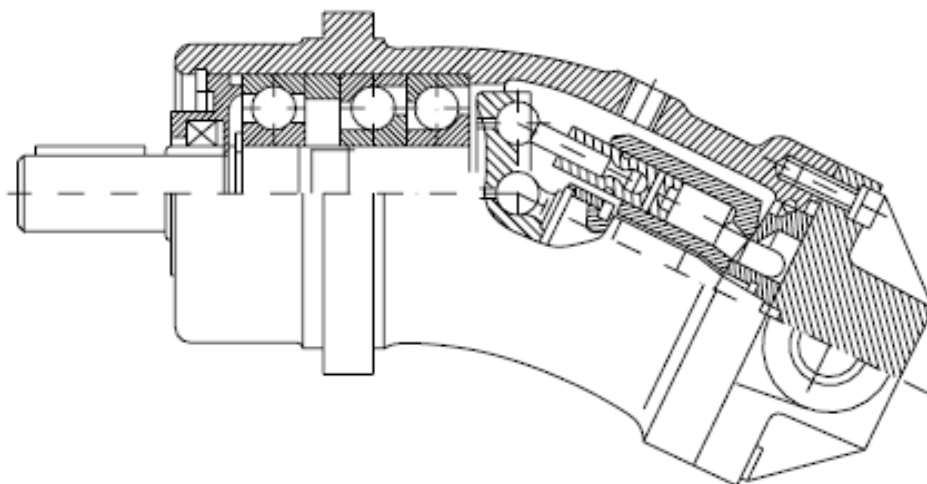
Klipno-aksijalni hidromotori su najviše korišćeni hidromotori u klasičnoj hidraulici i elektrohidrauličkim sistemima upravljanja. Konstruktivno se izvode sa zglobnom vezom i kliznom pločom, konstantnom ili promenljivom radnom zapreminom (kao i hidrauličke pumpe slici 2.6 i slici 2.8).

Klipno- aksijalni hidraulički motori sa zglobnom vezom odlikuju se mirnim i tihim radom. Mogu postići visoke brojeve obrtaja izlaznog vratila (preko 4000 min^{-1}). Grade se za radne pritiske preko 320 bar. Dobre osobine ovog hidrauličkog motora postignute su zahvaljujući uspešnoj konstrukciji sklopa izlaznog vratila, zglobne veze klipnjača i vratila kao i sferično izvedenoj razvodnoj ploči. Karakteristična konstrukcija zgloбно vezanog vratila i pogonske grupe klipno-aksijalnog hidromotora prikazana je na slici 3.1.



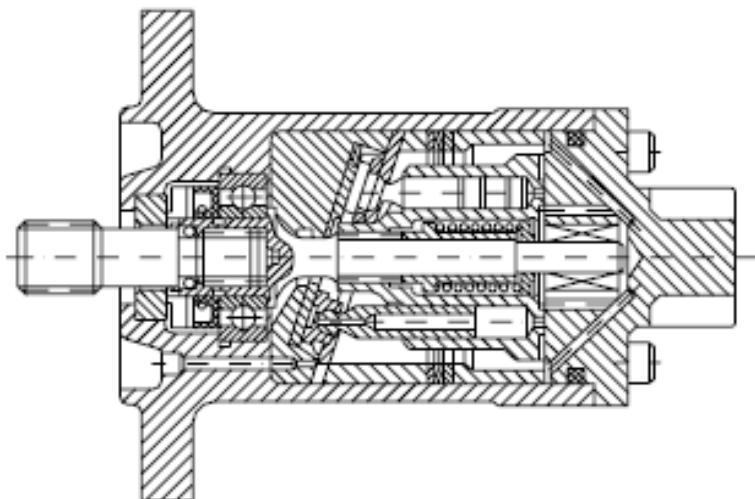
Sl.3.1. Karakteristična konstrukcija vratila i pogonske grupe klipno-aksijalnog hidromotora/pumpe

Jedno od niza konstrukcionih rešenja klipno-aksijalnih hidrauličkih motora sa zglobnom vezom prikazano je na slici 3.2. Ovaj hidraulički motor je dvosmeran i ima konstantnu radnu zapreminu.



Sl.3.2. Konstrukciono rešenje klipno-aksijalnog hidrauličkog motora sa zglobnom vezom vratila i pogonske grupe

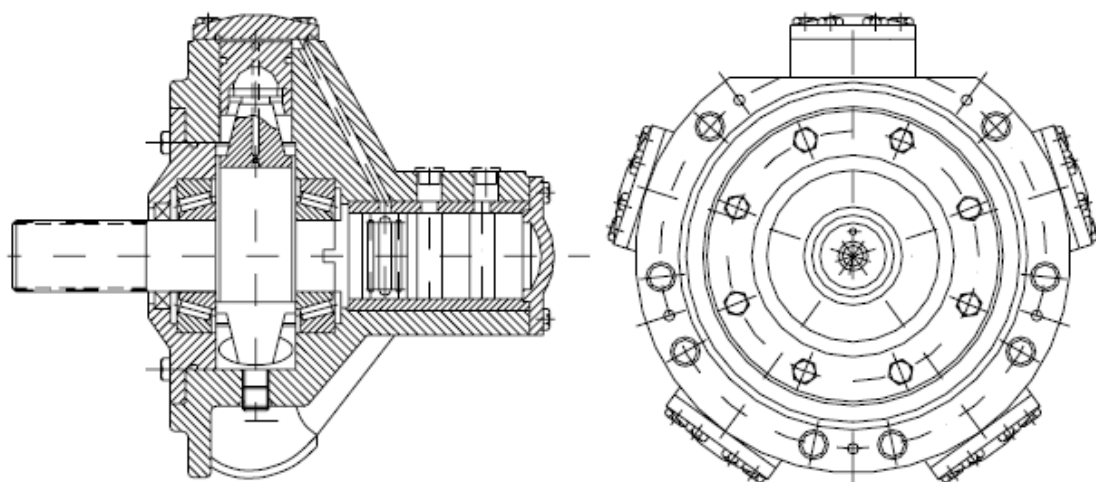
Klipno-aksijalni hidraulički motori sa kliznom pločom mogu postići brojeve obrtaja izlaznog vratila preko 10000 min^{-1}). Karakteristična konstrukcija ovog tipa hidrauličkog motora data je na slici 3.3.



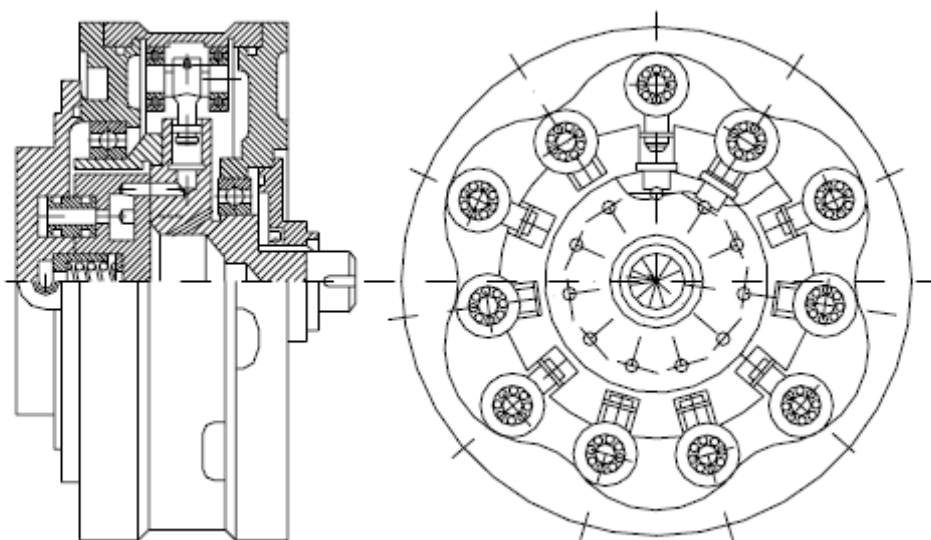
Sl.3.3. Klipno-aksijalni hidraulički motor sa kliznom pločom

Klipno-radijalni hidromotori razvijeni su prvenstveno za velike obrtne momente u rasponu radnih obrtaja. Koriste se za pozudani pogon sistema velikih snaga (vitla, dizalice). Proizvode se uglavnom sa konstantnom radnom zapreminom, a upravljaju se sistemima izvan motora.

Tipične konstrukcije klipno-radijalnih motora prikazane su na slici 3.4. i 3.5. Treba uočiti da je zahvaljujući radijalnom smeštaju klipova (relativno velike aktivne površine) moguće postići potrebne vrednosti obrtnog momenta na izlaznom vratilu hidromotora.



Sl.3.4. Klipno-radijalni visokomomentni hidromotor



Sl.3.5. Klipno-radijalni sporohodni hidromotor

4. HIDRAULIČKI CILINDRI

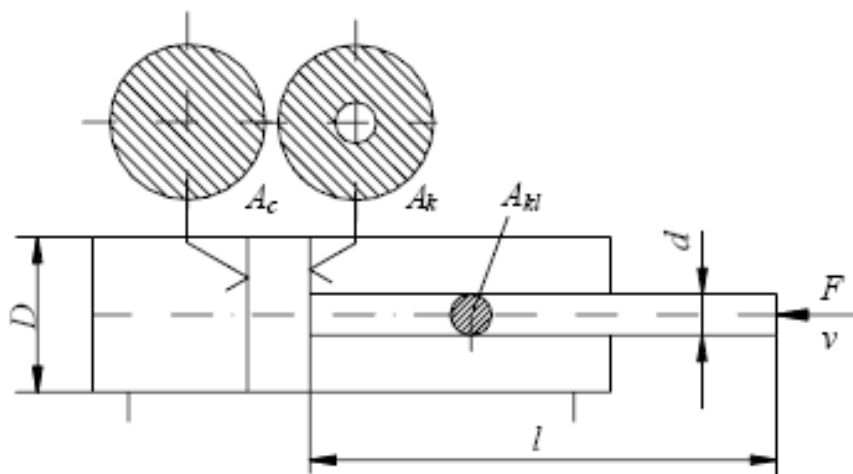
Hidraulički cilindri pretvaraju hidrauličku energiju u mehanički rad. Karakteristični su po ograničenom pravolinijskom ili kružnom kretanju izvršnog elementa.

4.1. Parametri radnog procesa hidrauličkog cilindra

Šematski prikaz hidrauličkog cilindra dat je na slici 4.1.

Rad hidrauličkog cilindra opisuju sledeće veličine:

- sila na klipnjači F ,
- aktivna površina klipa A ,
- brzina klipnjače v ,
- dužina hoda (izvlačenja) klipnjače l i
- stepen iskorišćenja η_c .



Sl.4.1. Šematski prikaz hidrauličkog cilindra

Sila na klipnjači hidrauličkog cilindra je proporcionalna sa aktivnom površinom klipa A i raspoloživim padom pritiska Δp . Aktivna površina je ona na koju deluje sila pritiska. Hidraulički cilindri imaju pokretni klip sa klipnjačom koja može biti jednostrana ili dvostrana.

Teorijska vrednost sile na klipnjači hidrauličkog cilindra je:

$$F_{ct} = A \cdot \Delta p \quad (4.1)$$

gde su: F_{ct} [N] - teorijska sila na klipnjači hidrauličkog cilindra,

A [m²] - aktivna površina klipa hidrauličkog cilindra i

Δp [Pa] - raspoloživi pad pritiska na hidrocilindru.

Stvarna sila F_c manja je zbog gubitaka energije.

$$F_c = F_{ct} \cdot \eta_{cm} \quad (4.2)$$

gde je: η_{cm} - mehanički stepen iskorišćenja hidrauličkog cilindra.

Mehanički stepen iskorišćenja hidrauličkog cilindra η_{cm} , je:

$$\eta_{zm} = \frac{F_c}{F_{ct}} \quad (4.3)$$

Teorijska brzina izvlačenja klipnjače v_{ct} je proporcionalna odnosu dovedenog protoka Q_c u hidrauličkom cilindru i aktivne površine klipa A .

$$v_{ct} = \frac{Q_c}{A} \quad (4.4)$$

gde su: v_{ct} [m/s] - teorijska brzina klipnjače,

Q_c [m³/s] - protok u hidrauličkom cilindru.

Stvarna brzina klipnjače hidrauličkog cilindra v_c je:

$$v_c = v_{ct} \cdot \eta_{cz} \quad (4.5)$$

gde je: η_{cz} - zapreminski stepen iskorišćenja.

Zapreminski stepen iskorišćenja η_{cz} hidrauličkog cilindra je:

$$\eta_{cz} = \frac{Q_c}{Q_{ct}} \quad (4.6)$$

Stepen iskorišćenja hidrauličkog cilindra η_c je:

$$\eta_c = \eta_{cm} \cdot \eta_{cz} \quad (4.7)$$

Hidraulički cilindri proizvode se sa određenim veličinama prečnika cilindra i klipnjača kao i dužinama hoda klipnjača. Razlozi su višestruki. Osnovni je svakako standardizacija zaptivnih materijala.

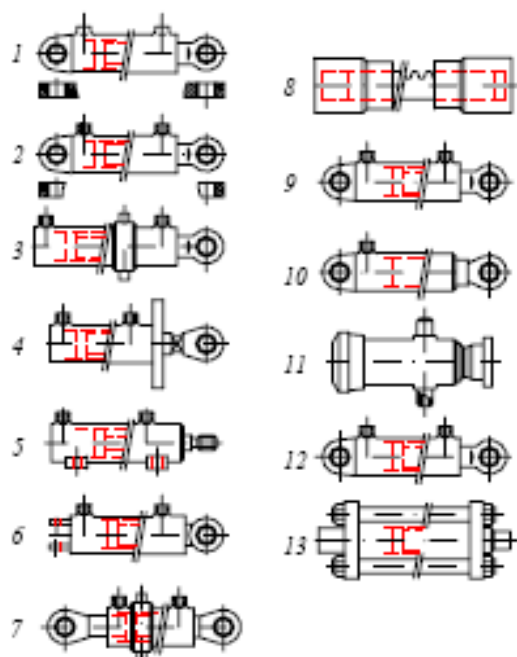
4.2. Karakteristične konstrukcije hidrauličkih cilindara

Hidraulički motori koji izvide ograničeno pravolinijsko ili lučno kretanje u tehničkoj praksi poznati kao “hidraulički cilindri” konstrukciono se izvide kao:

- jednoradni (jednosmerni),
- dvoradni (dvosmerni) i
- zakretni cilindri.

Karakteristične konstrukcije hidrauličkih cilindara (jednoradnih i dvoradnih) prikazne su šematski na slici 4.3.

Kod jednoradnih hidrauličkih cilindara (10 i 11 na slici 4.3.) radni pritisak deluje sa jedne strane klipa, a kod dvoradnih sa obe.



*Sl.4.3. Karakteristične konstrukcije jednoradnih (10 i 11)
i dvoradnih (od 1 do 9, 12 i 13) hidrauličkih cilindara*

Klip se zajedno sa klipnjačom kreće unutar cilindričnog tela, zbog delovanja pritiska radne tečnosti koja se dovodi u prostor ispred klipa (radne komore). Klipnjača se obično završava navojem.

5. HIDRAULIČKI RAZVODNI VENTILI

Hidraulički razvodnici omogućuju start, reverziranje i zaustavljanje hidrauličkih motora. U ovom poglavlju su analizirane: osnovne funkcije, jednačina protoka hidrauličkih klipnih razvodnika, karakteristične konstrukcije i parametri za izbor.

5.1. Osnovne funkcionalne karakteristike hidrauličkih razvodnika

Funkcija hidrauličkih razvodnika je usmeravanje (razvođenje) i prekidanje struje radne tečnosti. Kod nekih konstrukcija prigušnih otvora moguće je i odgovarajuće prigušivanje.

Osnovne su konstrukcijske karakteristike hidrauličkih razvodnika:

- broj radnih položaja,
- broj hidrauličkih priključaka na razvodniku,
- funkcija radnih položaja,
- način aktiviranja razvodnika i
- nazivna veličina NP priključnih otvora.

Broj radnih položaja je određen funkcijom razvodnika. Da bi se ostvarila samo funkcija prekidanja protoka radne tečnosti prema izvršnom motoru, potrebna su dva radna položaja (isključeno i uključeno). Za ostvarivanje funkcije prekidanja, starta (zaustavljanje) i reverziranja hidrauličkog motora, potrebna su tri radna položaja, i slično.

Obzirom na mogućnosti aktiviranja razvodnika, uobičajeno je da se oni izrađuju sa 2, 3 i 4 radna položaja. Najčešće se koriste dva i tri radna položaja koji se zadaju elektromagnetima za aktiviranje

Broj hidrauličkih priključaka je različit. Razvodnici najčešće imaju četiri priključka:

- priključak za dovod radne tečnosti (potisni vod od hidrauličke pumpe),
- priključak za odvod radne tečnosti (povratni vod prema rezervoaru),
- dva priključka za dovod i odvod radne tečnosti u izvršni motor.

Označavanje priključaka na razvodniku standardizovano je ISO (CETOP) ili odgovarajućim nacionalnim standardima. Tako je označeno:

- P - priključak pumpe,
- R - priključak rezervoara,
- A, B, C.. - izlazni priključci razvodnika,
- X i Y - interno i eksterno upravljanje razvodnikom.

Funkcija radnog položaja na hidrauličkom razvodniku definisana je konstrukcijom za svaki radni položaj na razvodniku. Neke od mogućih funkcija su:

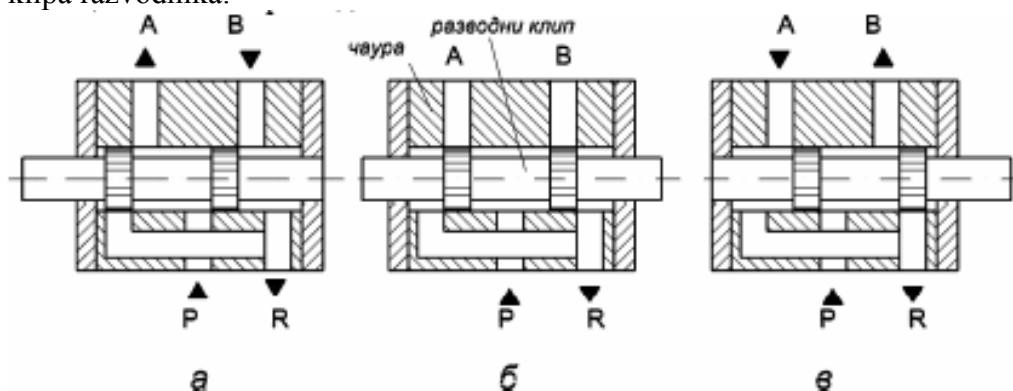
- prekidanje proticanja,
- proticanje u zadanom smeru,
- promena smera,
- prigušivanje,
- blokiranje itd.

Aktiviranje - postavljanje razvodnika u odgovarajući radni položaj izvodi se: polugom, oprugom, elektromagnetskim, hidrauličkim i pneumatskim aktuatorima itd.

Nazivna veličina razvodnika NP predstavlja prečnik priključnog otvora u milimetrima. Ona definiše veličinu protoka koja se pod normalnim uslovima može propustiti kroz razvodnik. Ta je veličina standardizovana (ISO, CETOP)

5.2. Osnovne funkcije klipnih razvodnika

Konstrukcija klipnog razvodnika šematski je prikazana na slici 5.1. Osnovni elementi su telo razvodnika u kome je čaura (1) i razvodni klip (2). Protočni otvori se formiraju aksijalnim pomicanjem razvodnog klipa u čauri. Konstrukcija je relativno jednostavna, moguće su tri osnovne funkcije i beskonačan broj funkcija međupoložaja. Aktiviraju se translatorskim pomicanjem klipa razvodnika.



Sl.5.1. Proticanje radne tečnosti kroz klipni razvodnik sa četiri priključka i tri radna položaja (b) središnji položaj i (a i v) krajnji položaji

Slika 5.1. pokazuje puteve proticanja radne tečnosti kroz klipni razvodnik sa četiri priključka i tri radna položaja kad je razvodni klip u krajnjim položajima.

Priključci su normalno izvedeni kao:

P - priključak za napajanje pod pritiskom,

R - priključak za povratni vod u rezervoar i

A, B - radni priključci (priključak za izvršne motore).

Slika 5.1. pokazuje tri osnovna radna položaja ovog razvodnika. U nultom položaju razvodni klip nalazi u središnjem položaju, razdvojeni su priključni otvori P, A, B i R. Kroz razvodnik nije moguće proticanje radne tečnosti.

Kad se razvodni klip (1) nalazi u krajnjem levom položaju (sl.5.1.a), spojeni su priključci $P \rightarrow A$ i $B \rightarrow R$.

Kad se razvodni klip premesti u krajnji desni položaj (sl.5.1.v), spaja se priključak $P \rightarrow B$ i $A \rightarrow R$.

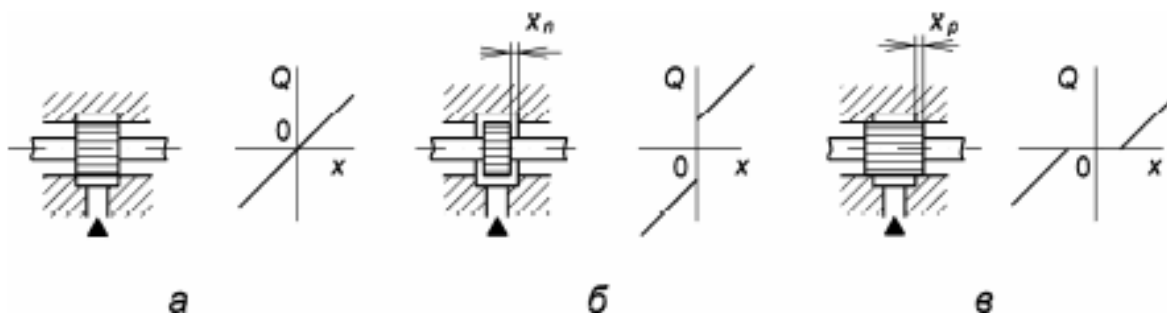
Razvodni klip može biti postavljen i u bilo koji položaj između krajnjih, što omogućava da se realizuju i druge funkcije kao što je prigušivanje protoka.

Čaura i razvodni klip obrađeni su sa vrlo uskim tolerancijama i finim obradama površina. Zaptivanje sklopa izvodi se radijalnim zazorom klipa i čaure.

Zaptivanje zazorom, klipa i čaure, osigurava efikasno podmazivanje, ispiranje kliznih površina, smanjenje sile trenja kao i trošenje delova. I pored dobro obrađenih površina klipa i razvodnika,

isticanje kroz radijalni zazor je nemoguće izbeći stoga je gubitak protoka i pritiska na razvodniku neminovan.

Klipni razvodnik može imati nultu (sl.5.2.a), negativno (sl.5.2.b) ili pozitivno (sl.5.2.v) prekrivanje radnog polja.



Sl.5.2. Nulto (a), negativno (b) i pozitivno (v) prekrivanje radnog polja

Protok kroz klipni razvodnik zavisi od oblika prekrivanja.

Razvodnik sa nultim prekrivanjem ima idealnu zavisnost protoka u funkciji od pomaka razvodnog klipa (sl.5.2.a). Ovo se prekrivanje u praksi teško postiže.

Realno se postižu pozitivno ili negativno prekrivanje. Ako je prekrivanje negativno x_n (sl. 5.2.b), kroz razvodnik ističe u nultom položaju određena količina tečnosti. Pozitivno prekrivanje na razvodniku x_p (sl. 5.2.v), daje zonu neosetljivosti.

Tip i veličina prekrivanja radnog polja na klipnom razvodniku je veoma važna konstrukcijska karakteristika za njegovu primenu.

Tako se pozitivno prekrivanje koristi za držanje tereta na zadanoj poziciji jer ima relativno dobro zaptivanje u nultom položaju. Negativno prekrivanje omogućuje meko prebacivanje radnih položaja razvodnika i neznatne hidrauličke udare ali i značajne gubitke oticanja u nultom položaju.

5.3. Aktiviranje klipnih razvodnika

Aktiviranje klipnih razvodnika izvodi se aksijalnim pomeranjem klipa (ručno, elektromagnetom, hidraulički i slično).

Mehaničko aktiviranje klipnog razvodnika obavlja se pomoću polužnog mehanizma kojim se razvodni klip pozicionira (namešta) i drži u zadanom radnom položaju.

Elektromagnetsko aktiviranje klipnog razvodnika 4/2 i 4/3 izvodi se odgovarajućim elektromagnetima. Razvodni klip se pozicionira u zadani radni položaj delovanjem sile na kotvi elektromagneta. Opruge za centriranje drže razvodni klip u nultom (središnjem) položaju kad elektromagneti nisu aktivirani.

Hidrauličko aktiviranje mora se koristiti kod velikih protoka zbog relativno velike sile potrebne za premeštanje i držanje klipa razvodnika. Ono se izvodi pomoću pritiska radne tečnosti.

Zadani položaj razvodnog klipa održava se pomoću:

- opruga koje su postavljene tako da vrate razvodni klip u početni položaj kad prestane delovanje spoljne sile na klip;

- mehaničkog uskočnika gde kuglica pod oprugom ili uskočnik drže razvodni klip u odabranom položaju kad spoljnja sila upravljanja prestane delovati i
- blokirane tečnosti ispred čela razvodnog klipa (hidrauličko držanje).

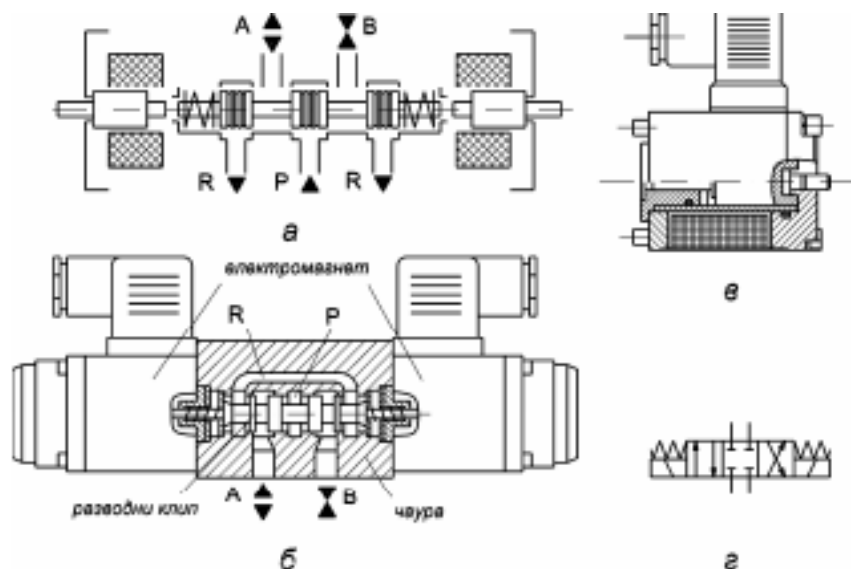
Aktiviranje klipnog razvodnika koje se izvodi neposrednim delovanjem na razvodni klip naziva se "direktno aktiviranje ili upravljanje", a aktiviranje uz hidrauličko pojačanje upravljačkog signala "indirektno aktiviranje ili upravljanje".

Sila potrebna za prebacivanje klipa razvodnika (aksijalna sila na razvodnom klipu), pretežno zavisi od sile trenja i reakcije struje radne tečnosti koja protiče kroz radni otvor klipnog razvodnika. Sile trenja između klipa i čaure obično ne prelaze 1,0 N. Sile trenja koje se ostvaruju na zaptivnim uređajima klipnog razvodnika imaju znatno veće vrednosti (preko 5,0 N). Sila zbog reakcije struje radne tečnosti koja protiče pod delovanjem razlike pritiska kroz prigušni otvor formiran između čela razvodnog klipa i otvora čaure, ima vrednost 5 - 8N na svaki kilovat snage utrošene za savladavanje hidrauličkih otpora.

Približna vrednost aksijalne sile za klipni razvodnik nazivnog prečnika $d = 10,00$ mm (NP 10), sa odnosom dužine klipa prema prečniku 3,0, iznosi 5,00 N. Kod nazivnog prečnika $d = 16,00$ mm (NP 16) i odnosa dužine prema prečniku 3,5, aksijalna sila ima vrednost 15,00 N.

Elektromagnetsko aktiviranje klipnog razvodnika, šematski prikazano na slici 5.3.a, izvodi se pomoću elektromagneta (sl.5.3.v).

Kad se namotaji elektromagneta uključe u strujni krug, kotva se uvuče u namotaj zbog delovanja sile elektomagnetskog polja. Kotva potiskuje razvodni klip i aktivira hidraulički razvodnik.



Sl.5.3. Elektromagnetsko aktiviranje klipnog razvodnika (a) šematski prikaz, (b) konstrukcijsko rešenje, (v) elektromagnet i (g) hidraulički simbol

Namotaj elektromagneta može biti dimenzionisan za napajanje jednosmernom (DC) ili naizmeničnom strujom (AC). Elektromagnet može biti suv ili uronjen u hidrauličko ulje.

Električni krug sa AC namotajem izložen je velikoj startnoj struji u trenutku uključivanja, koja se naglo smanjuje sa uvlačenjem kotve u namotaj. AC elektromagneti su dimenzionisani prema veličini struje držanja. Startna struja može delovati samo kratko vreme da ne ošteti namotaje.

Zato, ako nešto zadrži kotvu AC elektromagneta da se potpuno uvuče, rezultat toga će biti pregaranje namotaja (zbog produženog delovanja visoke startne struje).

Kod DC električnog kola, struja u namotaju je približno konstantna, a namotaji su dimenzionisani da izdržavaju tu struju neograničeno vreme.

Suvi AC elektromagneti imaju sledeće karakteristike:

- vrlo kratko vreme uključivanja (10 - 80 ms),
- jednostavno električno upravljanje,
- velika startna struja (7-10 puta veća od struje držanja).
- maksimalna frekvencija uključivanja je oko 8000 uključjenja na sat.

Za suve DC elektromagnete karakteristično je:

- vreme uključivanja približno 20 - 45 ms, a isključivanja 10-25 ms,
- meko uključivanje,
- moguće zaustavljanje kotve u nekom međupoložaju,
- visoka maksimalna frekvencija uključivanja (15 000 uključjenja na sat približno dvostruko veća od AC elektromagneta).

Elektromagneti uronjeni u radnu tečnost, imaju kotve smeštene u nemagnetsku cev, koja nije zatvorena prema vodu niskog pritiska na razvodniku. Kotva je uronjena u radnu tečnost. Namotaji elektromagneta su postavljeni sa spoljne strane nemagnetske cevi. AC potopljivi elektromagneti imaju slične karakteristike kao suvi AC elektromagneti plus prednosti usled potopljene kotve:

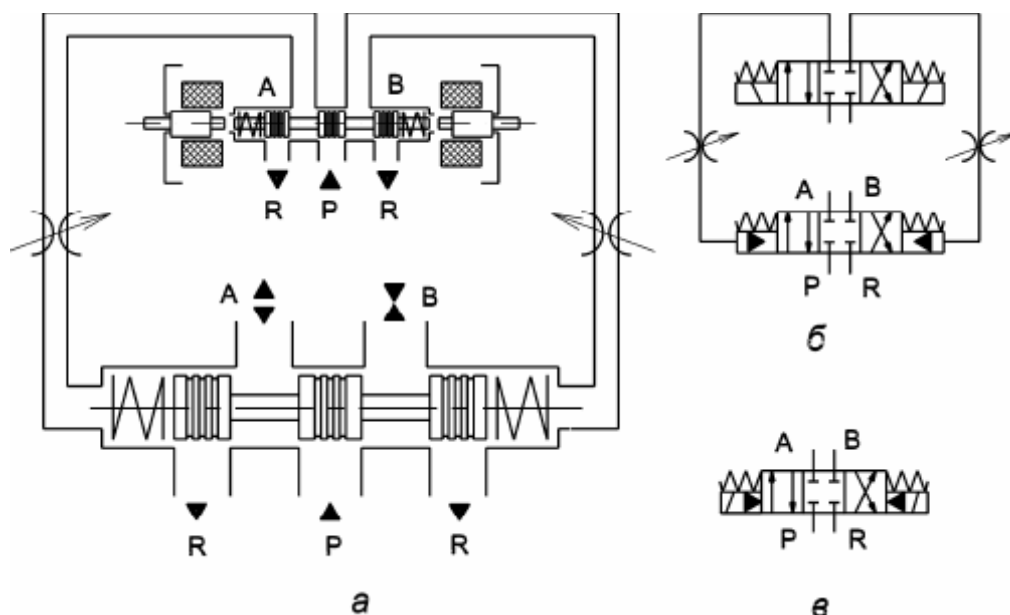
- malo trošenje,
- dobro odvođenje toplote i
- amortizovano (ublaženo) zaustavljanje kotve u krajnjem položaju.

DC uronjeni elektromagneti imaju slične karakteristike kao suvi DC elektromagneti. Prednosti zbog uronjene kotve su :

- malo trošenje,
- bolje odvođenje toplote i
- amortizovano zaustavljanje kotve u krajnjim položajima.

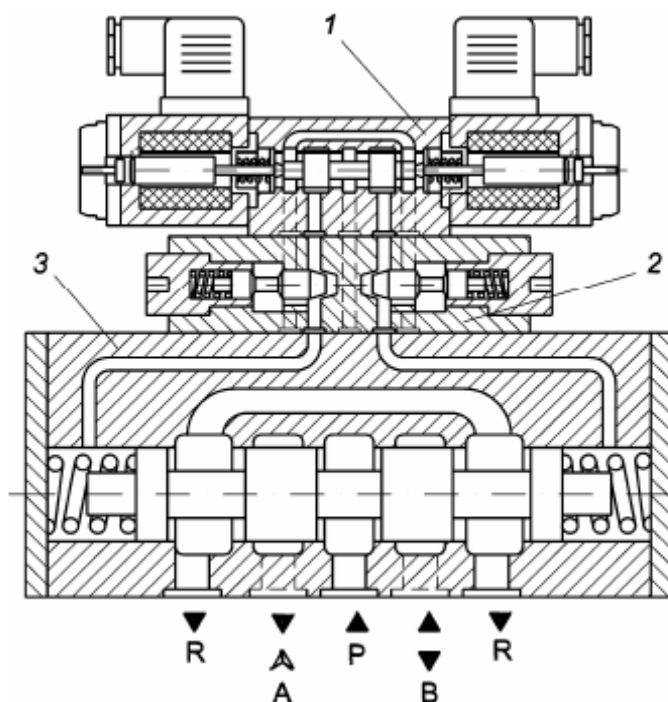
DC elektromagneti mogu biti opremljeni sa ugrađenim ispravljačkim mostom tako da se mogu direktno spajati na AC izvor.

Hidrauličko aktiviranje klipnog razvodnika prikazano je šematski na slici 5.4. Direktno upravljani razvodnik (pilot razvodnik) upravlja protokom tečnosti, odnosno pomakom glavnog razvodnog klipa. Glavni razvodni klip se ponaša kao klip dvoradnog cilindra.



Sl.5.4. Hidrauličko aktiviranje klipnog razvodnika (a) šematski prikaz, (b) funkcionalna šema i (v) hidraulički simbol

Upravljački (pilot) razvodnik usmerava tečnost u komoru sa jedne strane glavnog razvodnog klipa, dok se u isto vreme iz druge komore tečnost odvodi. Na taj se način stvara potrebna razlika pritiska, odnosno sila za prebacivanje glavnog razvodnog klipa. Blokiranjem tečnosti u komorama ispred klipa, on se drži u zadanom položaju.



Sl.5.5. Tipična konstrukcija elektrohidrauličkog klipnog razvodnika 4/3
1- pilot elektromagnetski razvodnik, 2- prigušivač i 3 - klipni razvodnik 4/3

Aksijalna sila na razvodnom klipu raste sa veličinom protoka na razvodniku pa je direktno upravljanje moguće samo do veličine protočnog otvora NP 5. Kod razvodnika iznad veličine NP 10 aksijalne sile su zbog protoka radne tečnosti velike za direktno prebacivanje razvodnog klipa (mehaničko, elektromagnetsko), pa se koristi indirektno upravljanje.

Indirektno aktiviranje se izvodi dvostepeno sa direktno upravljanim razvodnikom (pilot razvodnik-upravljački deo) i hidraulički upravljanim razvodnikom (izvršni deo).

Direktno upravljani razvodnik upravlja radnom tečnošću pod pritiskom i omogućuje kretanje glavnog razvodnog klipa.

Brzina premeštanja glavnog razvodnog klipa zavisi o veličini protoka koji se dovodi sa pilot razvodnika. Ugradnjom prigušnika protoka između elektromagnetskog pilot ventila i glavnog razvodnika, kako je to prikazano na slici 5.4.a moguće je podešavati brzinu premeštanja glavnog razvodnog klipa i osigurati stabilnost rada.

Tipična konstrukcija elektrohidrauličkog klipnog razvodnika 4/3 prikazana je na slici 5.5.

PNEUMATSKI SISTEMI

1.1. Osnovne funkcije pneumatskog sistema

Osnovne su funkcije pneumatskog sistema su pretvaranje, prenos i upravljanje energije.

Pneumatski sistem šematski je prikazan na slici 1.1. U prvom delu sistema vrši se pretvaranje mehaničke energije u energiju sabijenog vazduha (pretvarač energije je kompresor). Upotreba sabijenog vazduha prikazana je u drugom delu šeme. Vazduh iz rezervoara, preko razvodne pneumatske mreže, dolazi u pripremnu grupu gde se vrši njegovo čišćenje i zauljivanje. Očišćen i zauljen vazduh vodi se u pneumatski motor, gde se energija sabijenog vazduha pretvara u mehanički rad.



Sl.1.1 Šematski prikaz pneumatskog sistema

Sabijeni vazduh pored prenosa energije u pneumatskim sistemima često služi za prenos informacija, odnosno signala za upravljanje.

U pneumatskom sistemu mogu biti ugrađene komponentne koje omogućuju upravljanje smerom strujanja, protokom i pritiskom sabijenog vazduha i pretvaranje energije sabijenog vazduha u mehanički rad.

Nakon što izvrši zadanu funkciju (mehanički rad ili upravljanje), vazduh se ispušta u slobodnu atmosferu, pa pneumatski sistemi nemaju povratni vod.

Postoji više vrsta pneumatskih sistema koji su našli primenu u tehničkoj praksi zavisno od radnog pritiska koji se kreće od 0,1 bar pa do 2000 bar i više:

- vakuumaska tehnika (radni pritici max 0,1 bar),
- fluidika (radni pritisak max 2 bar),
- industrijska pneumatika (radni pritisak max 15 - 30 bar),
- pneumatika visokog pritiska (radni pritisak max 200 bar) i
- pneumatika ekstremno visokog pritiska (radni pritisci preko 1000 bar).

U ovom poglavlju govori se o industrijskim pneumatskim sistemima i pogonima koji se primenjuju na brodovima, motornim vozilima i procesima održavanja. Obično se koristi vazduh pod pritiskom 5 do 15 bar.

1.2. Osnovna svojstva vazduha kao radnog medijuma pneumatskih sistema

Iako praktično svaki gas može biti medijum za pretvaranje i prenos pneumatske energije vazduh se najviše koristi.

Osnovni parametri koji određuju stanje vazduha u pneumatskom sistemu su: *pritisak*, *temperatura* i *gustina*.

Apsolutni pritisak vazduha je ravan sumi izmerenog (manometarskog) i atmosferskog (barometarskog) pritiska:

$$p = p_i + p_a$$

Za merenje *temperature* obično se koristi međunarodna temperaturna skala sa temperaturom t u Celzijusovim stepenima ($^{\circ}\text{C}$). U teoriji pneumatskih sistema koristi se termodinamička temperatura T (apsolutna temperatura) u Kelvinovim stepenima (K).

$$T = t + 273^{\circ}$$

Gustina vazduha je po definiciji $\rho = m/V$ [kg/m^3] gde je m = masa [kg] i V zapremina [m^3]. Pošto se gustina vazduha značajno menja sa promenama temperature i pritiska, vrednost gustine se daje za određene uslove. Vazduh kod pritiska $p = 0,1013 \text{ MPa}$ (760 mm Hg) i na temperaturi $T = 293 \text{ K}$ ($t = 20^{\circ}\text{C}$) ima gustinu $\rho = 1,207 \text{ kg}/\text{m}^3$ (specifična težina $\gamma = 0,83 \text{ m}^3/\text{kg}$).

Pored ovih veličina za praktičnu upotrebu vazduha u pneumatskim sistemima važni su viskozitet, vlažnost i specifična toplota.

1.3. Prikazivanje pneumatickih sistema

Za prikazivanje pneumatskih sistema koriste se simboli CETOP koji su standardizovani kao i za hidrauličke sisteme (JUS L.N1 001 do JUS L. N1 008). U Prilogu 2 dat je pregled simbola karakterističnih za prikazivanje pneumatskih sistema prema DIN 24300.

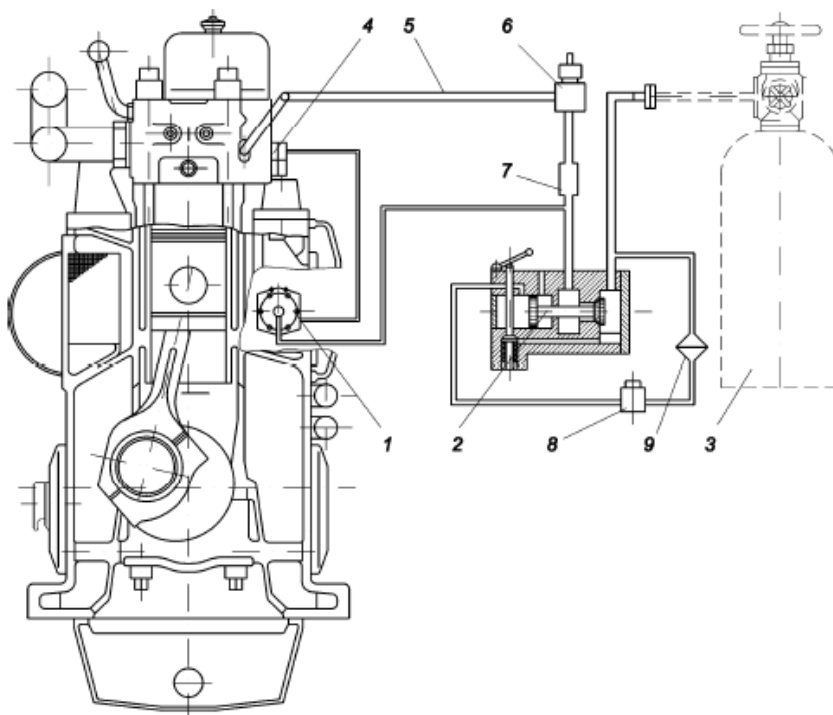
Priključci na pneumatskim funkcionalnim šemama uobičajeno se označavaju slovnim oznakama:

- radni vodovi A, B, C,
- dovod (priključak na mrežu, kompresor, izvor) P
- odvod, izduvavanje R, S, T
- drenažni vod L
- upravljački vod X, Y, Z.

1.4. Karakteristične primene pneumatskih sistema

Pneumatski sistemi imaju vrlo široku primenu u industriji, motornim vozilima, brodovima itd. od jednostavnih alata do pogona i složenih sistema upravljanja.

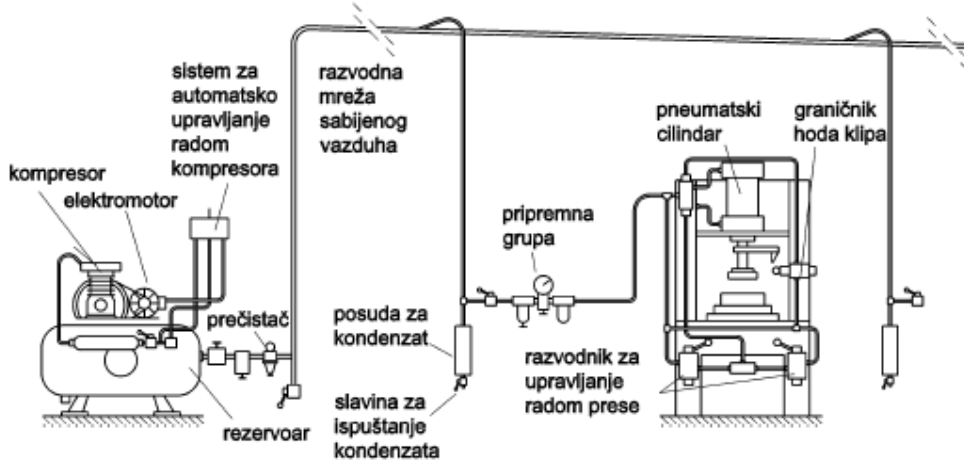
Brodski dizel motori preko 500 kW imaju pneumatske sisteme za start naročito kad se koriste za teške uslove eksploatacije. Danas je u tehničkoj primeni nekoliko sistema za pokretanje dizel motora sabijenim vazduhom. Jedan karakteristični sistem prikazan je šematski na slici 1.2.



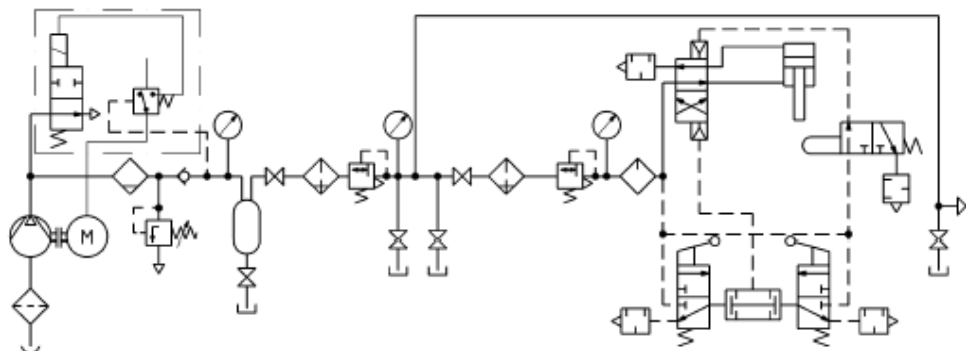
Sl.1.2. Pneumatski sistem za start dizel motora 1 - razvodni ventil, 2 - klipni razvodnik za start, 3 - čelična boca, 4 - ventil na glavi cilindra, 5 - cevovod, 6, 9 i 7- ventili, 8 - prečistač

Potrebna pneumatska energija (sabijeni vazduh pod pritiskom 30 bar) čuva se u specijalnoj čeličnoj boci (3). Na razvodnom vratilu dizel motora smešten je ventil (1) koji daljinski aktivira ventile (4) na glavi cilindra dizel motora. Potrebna količina sabijenog vazduha doprema se u radni prostor dizel motora kroz cevovod (5) kad se otvori ventil (4). Start sistema za pokretanje motora izvodi se pomoću ručice klipnog razvodnika (2) za start.

Primena pneumatskih sistema u industriji ilustrovana je pneumatskim sistemom za pogon industrijske prese, koji je prikazan šematski na slici 1.2., dok je njegova funkcionalna šema data na slici 1.3.



Sl.1.2. Pneumatski sistem za pogon prese



Sl.1.2. Funkcionalana šema pneumatskog sistema za pogon prese

Osnovne funkcije pneumatskog sistema su:

- proizvodnja sabijenog vazduha,
- kondicioniranje sabijenog vazduha,
- priprema sabijenog vazduha,
- generisanje potrebne sile na klipnu pneumatskog cilindra prese i
- upravljanje radom prese.

Potrebna pneumatska energija (sabijeni vazduh) dobija se klipnim kompresorom koga pogoni elektromotor.

Sistem za proizvodnju pneumatske energije je automatizovan. Kapacitet sistema je podešen zahtevu potrošača (presa) i kompresor radi sa prekidima. Kad se ostvari potrebni pritisak sabijenog vazduha u rezervoaru pogonski elektromotor kompresora se isključuje i obratno. Sistem je opremljen sa odvajačem vode, prečistačem, ventilom za ograničenje pritiska, manomentrom kao i slavinom za ispuštanje nakupljene vode i nečistoća (kondicioniranje sabijenog vazduha).

Potrošač, u ovom slučaju presa, priključuje se na razvodnu mrežu odgovarajućim cevovodom. Priključni vod je u pravilu vertikalna cev. Na donjem delu nalazi se priključak potrošača sa slavinom i pripremnom grupom za sabijeni vazduh. Na samom kraju cevi je posuda u kojoj je sakuplja kondenzat i nečistoće koje se izdvoje u toku rada iz razvodne mreže. Nakupljeni kondenzat i nečistoće ispuštaju se otvaranjem slavine (to je jedan od zahvata tehničkog održavanja sistema).

Pripremna grupa sabijenog vazduha je obavezni sastavni deo pneumatskog sistema. Sabijeni vazduh iz razvodne mreže se čisti od nečistoća. Podešava se (reguliše se) pritisak i ubacuje se potrebna količina tečnog maziva (raspršeno ulje za podmazivanje).

Izvršni dvosmerni pneumatski cilindar aktivira se istovremenim ručnim aktiviranjem pneumatskih razvodnika smeštenih na dohvata ruku poslužioca prese. Aktiviranje prese sa dve ruke je nužno da ne bi došlo do povrede poslužioca (nije moguće aktivirati pneumatski cilindar prese jednom rukom).

Veličina hoda klipnjače pneumatskog cilindra podešava se (kod pripreme mašine) postavljanjem nosača dodirivača.

1.5. Prednosti i nedostaci pneumatskih sistema

U poređenju s hidrauličkim sistemima pneumatski sistemi se koriste za manje sile i zakretne momente. Sa pritiskom vazduha od 6 - 7 bar mogu ostvariti sile do $1,5 \times 10^4$ N, sa prihvatljivim gabaritima komponenata sistema.

Ako se upoređuju hidraulički, pneumatski, fluidički, električni i elektronski sistemi onda važi opšte pravilo:

- kada se u sistemu vrši prenos velikih sila i zakretnih momenta, koriste se hidraulički sistemi,
- za prenos manjih sila i zakretnih momenata uz mogućnost upravljanja koriste se pneumatski i električni sistemi,
- za prenos informacija i funkcije upravljanje koriste se fluidički i elektronički sistemi.

Glavne prednosti pneumatskih sistema su:

- ne postoji opasnost od eksplozije ili požara, pa su vrlo pogodni za primenu u industriji obrade drveta, nafte, boja i lakova, eksploziva itd,
- optimalne brzine strujanja vazduha su oko 40 m/s, ali mogu biti i brzine zvuka bez posledica za pneumatski sistem, dok su standardne brzine klipnjače cilindra 1 - 2 m/s, a kod udarnih cilindara i do 10 m/s,
- moguć je na relativno jednostavan način prenos pneumatske energije na veće udaljenosti,
- neosetljivost na preopterećenje, pa se pneumatski izvršni motori mogu preopteretiti do zaustavljanja, a da pri tome ne nastanu nikakva oštećenja,
- pneumatski sistemi mogu da rade od $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ do $+70\text{ }^{\circ}\text{C}$, a neke konstrukcije i do $200\text{ }^{\circ}\text{C}$, fluidički od $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ do približno $1000\text{ }^{\circ}\text{C}$,
- nisu osetljivi na radijaciju, magnetsko i električno polje i na druge oblike zagađenosti okolne atmosfere,
- omogućuju kontinualnu promenu brzine izvršnih motora, kao i dužine hoda klipnjače kod cilindara,
- sabijeni vazduh može biti čist, pa kod eventualnih propuštanja, kao i izduvavanja u atmosferu ne prlja uređaje i okolinu (pogodan je za upotrebu u prehrambenoj industriji),
- pneumatski sistemi nemaju povratne vodove,
- jednostavno održavanje i laka zamena delova s obzirom na standardne elemente,
- mala masa (komponente su lakše od električnih za istu snagu),
- komponente su robusne i otporne na vibracije.

Pored navedenih prednosti pneumatski sistem ima i nedostataka:

- zbog stišljivosti vazduha, sile na klipnjači su ograničene,
- sabijeni vazduh kao medijum je skuplji od ekvivalentnog medijuma za isti proizvodni rad ostvaren električnom energijom ili uljem u hidrauličkom sistemu. U proseku, potrebno je oko 0,12 kWh električne energije za dobijanje 1 m^3 sabijenog vazduha na 6 bar,
- kod ekspanzije vazduha u atmosferu, nakon izvršenog rada, stvara se znatna buka,
- zbog stišljivosti vazduha nije moguće postići male i konstantne brzine kretanja izvršnih organa i
- prenos signala na veće udaljenosti je ipak ograničen.

Navedeni nedostaci mogu se ublažiti ili otkloniti odgovarajućim konstrukcijskim rešenjima i upotrebom drugih medijuma u kombinaciji sa sabijenim vazduhom. Tako na primer, za veće sile mogu se koristiti pneumohidraulički sistemi, gde se kombinacijom pneumatskog i hidrauličkog cilindra različitih površina mogu značajno pojačati (multiplikovati) sile. Pneumohidraulički sistemi koriste se takođe za vrlo fino kontinuirano, poziciono upravljanje hoda klipa.

Za sprečavanje buke na izduvnoj strani ventila ili cilindra ugrađuju se prigušivači buke.

Kad je potrebno vršiti upravljanje na većim udaljenostima, kao i kod složenih upravljačkih zahteva, koriste se električni upravljački signali, a za izvršenje mehaničkog rada sabijeni vazduh (pneumoelektrični sistemi).

Dobijanje sabijenog vazduha ima značajnu cenu. Međutim, kada postoji kompresor i razvodna mreža, dakle, kada je pneumatska energija na raspolaganju, analize pokazuju da je pogonska energija pneumatske brusilice 40 % jeftinija od električne energije potrebne za pogon električne brusilice istih karakteristika. Ako se još dodaju troškovi održavanja tada su pneumatski sistemi u prednosti.

LITERATURA

1. R. Mirković: Brodski hidraulički i pneumatski sistemi – skripta, Vojna akademija, Beograd, 2003
2. R. Mirković: HIDRAULIKA, Mikroelektronika, Beograd, 2003.
3. Ž. Grujić: Hidraulički servosistemi, VTA, Zagreb, 1989.
4. R. Abdul, P. Ciner: Elektrohidraulički servosistemi, CVTŠ, Zagreb, 1986.