

Petar Janev, inxh. i dipl.
Aleksandar Janev, inxh. i dipl.

TEKNIKA HIDROPNEUMATIKE

VITI III

TEKNIK I MAKINERISË ENERGJETIKE

Shkup, 2011

Recensentë:

Prof. dr. Sllave Armenski, profesor i rregullt në Fakultetin e Makinerisë, Shkup
Inxh. e dip. Stanka Dimovska, SHMQSH „Vllado Tasevski“ Shkup;
Inxh. e dip. Vangelka Trajkovska, QSHMA, „B. Petrushevski“ Shkup;

Përkthyes:

Emrush Iseni

Redaktor i botimit në gjuhën shqipe:

Prof. dr. Abdyl Koleci

Lektor:

Abdulla Mehmeti

Ilustrimet dhe kopertina:

Aleksandar Janev

Botuesi: Ministria e arsimit dhe shkencës e Republikës së Maqedonisë

Shtypi: Graficki centar dooel, Shkup

Tirazhi: 50

Me aktvendim për lejimin e librit të lëndës Teknika hidropneumatike (lëndë e rregullt dhe zgjedhore) për vitin e tretë, drejtimi: makineri, profili: teknik i makinerisë energjetike, nr. 22-1015-1, të datës 14.06.2011, i sjellë nga Komisioni nacional për libra shkollorë.

CIP - Каталогизација во публикација
Национална и универзитетска библиотека “Св.Климент Охридски”, Скопје
АВТОР: Јанев, Петар - автор
ОДГОВОРНОСТ: Јанев, Александар - автор
НАСЛОВ: Хидропневматска техника : III година
ИМПРЕСУМ: Скопје : Министерство за образование и наука на Република
Македонија, 2011
ФИЗИЧКИ ОПИС: 218 стр. : илустр. ; 24 см
ISBN: 978-608-226-298-7
УДК: 532/533(075.3), 621.22(075.3),
621.5/.6(075.3)
ВИД ГРАЃА: монографска публикација, текстуална граѓа, печатена
ИЗДАВАЊЕТО СЕ ПРЕДВИДУВА: 07.11.2011
COBISS.MK-ID: 89105674

Hyrje

Për shkak se materia për makinat hidraulike, sistemet dhe elementet për drejtim bashkë me elementet për lidhje deri tani nuk janë paraqitur në një vend, është realizuar hap i madh që të përgatitet një libër me këtë material. Libri është përgatitur sipas plan programit të paraparë për vitin e III drejtimit të makinerisë, profili teknik i energjetikës-makinerike, programit të rregullt dhe zgjedhor. Edhe pse programi arsimor ka paqartësi ose përsëritje të disa përmbajtjeve, me këtë libër kompletohet lëmia nga teknika energjetike me të cilën duhet të informohet tekniku i makinerisë i drejtimit të energjetikës. Paqartësia ishte me respekt, por shfrytëzuesit do të kenë interpretimin e autorit, sipas programit të paraparë që duhet të thuhet që më tepër kërkohet se sa ofrohet. Dilema ngel që të sqarohet që në një libër a duhet interpretohen përmbajtjet për mësim të rregullt dhe zgjedhor, por porositi është insistente, dhe ja, ndodhi, kurse a është vendimi i arsyeshëm, le të vendosin shfrytëzuesit. Për interpretim të suksesshëm të programit të paraparë, përmbajtjet e propozuara janë paraqitur në katër tërësi tematike – kapituj.

Kapitulli i parë e mbulon tematikën e pompave hidraulike si makina për transformimin e energjisë hidraulike të fluideve të lëngëta në energji mekanike, principin e veprimit dhe pjesët përbërëse. Për pompat vëllimore dhe centrifugale janë paraqitur llogaritjet themelore për kapacitetin, fuqinë, humbjet e energjisë dhe mënyrës së zgjedhjes së pompës përkatëse. Parametrat themelore të pompave janë paraqitur ashtu si edhe kërkon programi, duke llogaritur të mjaftueshme për rindërtimin e mëtutjeshëm.

Në kapitullin e dytë dhe të tretë janë prezantuar shembujt praktik të sistemeve hidraulike të përbërë nga komponentët standarde që me sukses praktikohen në makinat konkrete ose sisteme. Shembujt e ofruar janë sqaruar me një gjuhë shkolllore

ku kemi shpresë që mundësohet që të kuptohet funksioni i secilit element dhe sistemit në përgjithësi.

Kapitulli i katër i fundit është kushtuar në informacionet themelore për turbinat hidraulike si makina për transformimin e energjisë hidraulike në fuqi ose energji mekanike.

Në libër janë analizuar informacionet më themelore për përbërjen dhe principin e punës së pajisjeve hidraulike, që energjinë e ujit e shndërrojnë në punë mekanike, e më pas nëpërmjet gjeneratorit në energji elektrike.

Me shumë skema dhe figura jemi munduar të afrojmë materien delikat deri te mësimdhënësit, që kemi shpresë që bashkë me nxënësit me sukses do ta analizojnë. Materia e zgjeruar dhe programi i paraparë, ndoshta kanë ndikuar që të bëhen lëshime të caktuara, e për këtë shkak vërejtjet me qëllime të mira nga të gjithë shfrytëzuesit për rritjen e kualitetit do të pranohen me kënaqësi. Autorët, edhe me gjithë problemet e programit të paraparë, janë munduar që libri të merr çka është e mundur strukturë dhe kualitet teknik. Posaçërisht falënderojmë për vërejtjet konstruktive dhe sugjerimet e recensentëve, që insistuan për përmirësimin e kualitetit, edhe pse koha për kompletimin e librit ishte i shkurtë.

Autorët

I. POMPAT

NDARJA E PËRGJITHSHME E POMPAVE

Pompa paraqet makinë ose pajisje që energjinë mekanike të motorit ngasës (elektromotorit ose motorit me djegie të brendshme) e transformon në energji hidraulike të lëngut punues. Energjia hidraulike e lëngut punues shprehet si energji e presionit që mundëson lëvizjen e lëngut punues nga vendi me presion të ulët në vendin me presion më të lartë. Çdo pompë është e përbërë nga trupi –karkasa (pjesa statike) dhe pjesa punuese-rotori (lëvizëse). Në trupin e pompës gjendet dhoma (dhoma) në të cilën depërton lëngu punues, kurse mbushja dhe zbrazja e dhomës me lëng sigurohet nga elementi (detali) punues. Detyra e çdo pompe është thithja e lëngut punues nga rezervuari themelor dhe shtytja drejt sistemit hidraulik. Varësisht nga konstruksioni, pompa mund të ketë një ose më shumë elemente punuese dhe një ose më shumë dhoma (dhoma). Pompat mund të ndahen në tre grupe kryesore, edhe atë:

1. *Rotacione ose turbopompa,*
2. *Pompa vëllimore dhe*
3. *Pompa speciale.*

Pompat rotacione ndahen në: centrifugale, aksiale dhe helikë (fleta, lopata). Elementi punues i pompës rotacione është rotori me lopata, që rrotullohet në trupin e pompës të mbushur me lëng punues. Energjia mekanike nga motori ngasës me ndihmën e motorit përcillet në lëngun punues dhe konsumohet me rritjen e presionit të lëngut dhe energjinë kinetike të tij. Konstruksioni i lopatave të rotorit në pjesën hyrëse me rrotacionin krijon nënpresion me të cilën thithet lëngu punues nga rezervuari themelor, kurse në pjesën dalëse të dhomës punuese krijohet mbipresion me të cilin shtyhet lëngu punues kah sistemi hidraulik.

Pompat vëllimore ndahen sipas llojit të elementit punues edhe atë në: pistonike, fleta (krah), membranore, dhëmbëzore dhe filetore. Te pompat vëllimore elementi punues lëviz në hapësirën punuese dhe gjatë kësaj e rrit ose e zvogëlon vëllimin e dhomës punuese të pompës. Mbushja e dhomës punuese me lëng (thithja) realizohet deri sa rritet vëllimi i dhomës punuese, kurse shtyrja e lëngut punues kah sistemi hidraulik realizohet kur zvogëlohet vëllimi i dhomës punuese.

Pompat speciale ndahen në: mamut-pompa (aerohiptori) rrymore dhe hidrogoditëse. Pompat speciale paraqiten me konstruksion të posaçëm. Te ato nuk përdoret motori ngasës, por konstruksioni i pompës siguron energjinë hidraulike, të nxehtësisë ose elektrike të lëngut punues që të transformohet në energji potenciale ose energji të presionit.

Klasifikimi i pompave mund të paraqitet në këtë mënyrë:

	P O M P A T	
<i>ROTACIONE</i>	<i>VËLLIMORE</i>	<i>SPECIALE</i>
- CENTRIFUGALE	- PISTONIKE	MAMUT(AEROHIPTOR)
- GJYSËMAKSIALE	- ME FLETË	RYMORE
- HELIKË (KRAH)	- ME MEMBRANË	HIDROGODITËSE
	- DHËMBËZORË	
	- FILETORË	
	- TË TJERA	

Pompat që përdoren më shumë janë ato pistonike, nga grupi i pompave vëllimore, kurse ato centrifugale, nga grupi i pompave rrotacione. Edhe pse pompat centrifugale kanë përparësi të pakrahasueshme para pompave pistonike, kanë edhe mangësi të madhe – gjatë startimit vetë nuk munden ta tërheqin ajrin nga tubi thithës gjegjësisht nuk munden të tërheqin lëngun nga rezervuari thithës. Gjatë çdo startimi patjetër të mbushet trupi i pompës dhe tubi thithës me lëng.

1. POMPAT VËLLIMORE

Të gjitha pompat te të cilët procesi i thithjes dhe shtytjes së fluidit punues prej rezervuarit thithës kah rezervuari shtytës që realizohet me ndryshimin e vëllimit prej dhomës punuese të pompës (rritet ose zvogëlohet) quhen **pompa vëllimore**. Sipas emrit të elementit punues, ato ndahen në: pistonike, me dhëmbëzorë, fleta, membranore dhe fileto.

1.1. PARAQITJA KONSTRUKTIVE E POMPAVE VËLLIMORE

Pompa është makinë punuese që energjinë mekanike të motorit ngasës e transformon në energji shtytëse të lëngut që rrjedh nëpër atë dhe pastaj siguron transmetimin e lëngut prej njërit në nivelin tjetër. Me pompat vëllimore transmetohet lëngu me ndryshim periodik të vëllimit të lëngut në dhomë (komorën) punuese të pompës, në mënyrë reciproke duke e dorëzuar lëngun prej valvulës hyrëse (thithëse) kah valvula dalëse (shtytëse).

Forma konstruktive e trupit të pompës vëllimore realizohet sipas formës dhe lëvizjes së elementit punues (lëvizës) të pompës. Për funksionim të drejtë të pompës ajo duhet që elementi punues të sigurojë hermeticitet me trupin e pompës, gjegjësisht të sigurojë kushte punuese për lëvizje të lëngut prej rezervuarit thithës kah trupi i pompës, e prej aty kah rezervuari shtytës ose nëpër instalimin e sistemit hidraulik. Te të gjitha llojet e pompave vëllimore konstruksioni siguron kushte të ndryshme për ndryshimin e vëllimit të lëngut në trupin e pompës. Ja çfarë zgjedhje konstruktive janë të pranishme te pompat vëllimore:

Te *pompat pistonike* ndryshimi i vëllimit të lëngut realizohet me lëvizje translatore drejtvizore të elementit punues (pistonit) nëpër cilindrin e pompës.

Te *pompat membranore* ndryshimi i vëllimit të lëngut realizohet me lëvizje oscilatore të membranës.

Te *pompat me dhëmbëzorë* ndryshimi realizohet me lëvizjen rrotulluese të elementit punues (dhëmbëzorëve) në trupin e pompës.

Te *pompat me fleta (krah)* – me lëvizjen radiale të fletës dhe lëvizjen osciluese të rotorit në trupin e pompës.

Te *pompat filetore* – me lëvizjen rrotulluese të boshtit filetore nëpër trupin e pompës.

Sipas konstruksionit dhe principit të punës, pompat vëllimore më së shpeshti përdoren për transmetimin e sasisë së caktuar të lëngut.

1.2. POMPAT PISTONIKE

Që të sqarohet principi i punës së pompave pistonike, do të sqarojmë principin e thithjes dhe shtytjes së lëngut me ndihmën e cilindrit punues nga pompa pistonike, fig. 1. Cilindri punues formohet gjatë përpunimit të trupit (7) në pompë dhe përbëhet prej këtyre pjesëve:

1- dhoma (dhoma) punuese, 2- pistoni, 3- leva pistonike - bjella, 4- kanali hyrës (thithës) në të cilin vendoset valvula jokthyesë, 6- unaza hermetizuese që siguron hermeticitet ndërmjet dhomës punuese nga ana e përparme e pistonit dhe vëllimit në cilindrin punues nga ana e prapme e pistonit.

Me aktivizimin e motorit ngasës nëpërmjet bjellës - levës pistonike (3) fillon të lëvizë pistoni (2). Lëvizja e tij është translatore dhe periodike, e kufizuar në cilindrin punues nga pika e poshtme e vdekur (PPV) deri te pika e sipërme e vdekur (PSV). Lëvizja fillestare prej PPV deri te PSV mundëson të tërhiqet lëngu nga dhoma (dhoma) punuese dhe kanalit thithës në cilindrin punues, për shkak se gjatë kësaj lëvizje të pistonit rritet vëllimi i dhomës punuese (para ballit të pistonit), kurse presioni në të zvogëlohet

– në atë vëllim formohet nënpresion. Për shkak të nënpresionit në dhomën punuese hapet

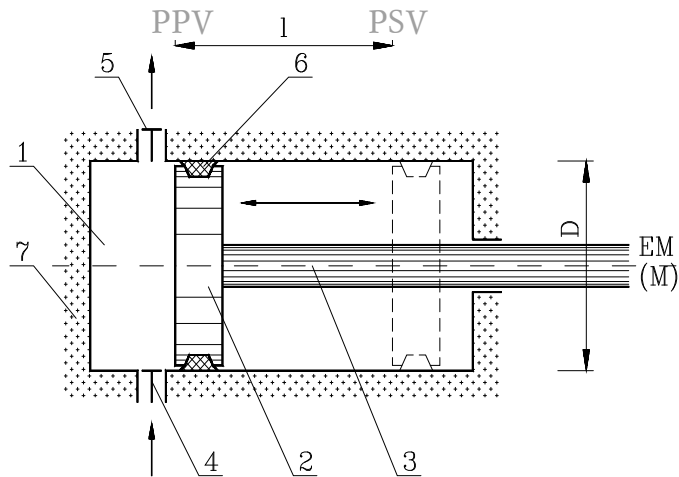


Fig.1 Cilindri punues i pompës pistonike

valvula jokthyese (4) dhe lëngu nga rezervuari, nëpërmjet dhomës thithëse dhe kanalit hyrës depërton në cilindrin punues. Depërtimi i lëngut në cilindrin punues zgjatë deri sa pistoni nuk shtypë deri te PPV, pastaj pistoni fillon të kthehet prej PSV kah PPV, vëllimi i komorës punuese zvogëlohet, e me këtë rritet presioni i lëngut në dhomën punuese. Për shkak se pistoni e shtypë lëngun që është materie e pa ngjeshur, presioni momentalisht transmetohet në të gjitha anët e lëngut (ligji i Paskalit). Presioni vepron në valvulën hyrëse (4) dhe e mbyllë, dhe njëkohësisht vepron edhe në valvulën dalëse (5) dhe e hapë. Nëpër atë valvulë lëngu del nga cilindri punues kah dhoma shtytëse e pompës prej ku dërgohet në rezervuarin shtytës dhe në instalimet tubore të sistemit hidraulik. Dalja e lëngut nëpër valvulën (5) zgjatë deri sa pistoni nuk arrin në PPV, e pastaj pistoni e ndryshon kahjen e lëvizjes kah PSV, gjegjësisht fillon perioda e re. Perioda e cilindrit punues paraqet

kohën që është e nevojshme për pistonin që të kalon distancën L dy herë, prej PPV deri PSV dhe prap deri te PPV, ku realizohet një thithje (mbushje) e cilindrit punues dhe një shtytje (zbrazja e tij) e lëngut kah sistemi hidraulik, e gjithë kjo ndodh për një rrotullim të boshtit punues (kollodokut, boshtit punues) nga motori. Sasia e lëngut që pompohet nga rezervuari kah sistemi hidraulik është:

$$q_v = q \cdot n = V \cdot n = A \cdot l \cdot n = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot l \cdot n \text{ [m}^3\text{/s]}, \text{ ku}$$

q_v [m³/s] – sasia e lëngut që rrjedh për një periodë,

V [m³] – vëllimi i dhomës punuese,

n [1/s] – numri i rrotullimeve të boshtit punues (rrotullues) - ngasës.

Unazat hermetizuese (6) kanë detyrë me përgjegjësi, për shkak se sigurojnë hermeticitet ndërmjet vëllimeve të dhomës punuese nga ana e përparme dhe prapme të pistonit. Përveç kësaj, e dominojnë (mundin) shmangien (hapësirën) ndërmjet pistonit dhe cilindrit punues, me çka zvogëlohet sipërfaqja kontaktuese ndërmjet këtyre dy pjesëve metalike, e kjo kontribuon që rezistencat e lëvizjes të zvogëlohen (fërkimi zvogëlohet). Për efikasitet më të lartë te pompat me prurje të madhe dhe presion të lartë punues, në piston montohet dy ose më tepër unaza hermetizuese (me prerje tërthore rrethore, trapeze ose prizmatike). Unazat montohen në kanalet që hapen në trupin e pistonit.

E përbashkët për të gjitha pompat pistonike është ajo që në trup kanë të vendosur një ose më shumë cilindra punues, paralelisht të shpërndarë me aksin e bllokut cilindrik te pompat aksiale, gjegjësisht në mënyrë radiale të shpërndarë në raport me aksin e pompës, te pompat pistonike radiale.

1.2.1. POMPA PISTONIKE ME VEPRIM TË NJËANSHËM

Pompa pistonike me veprim të njëanshëm (fig.2), punën mekanike në motorin ngasës e transformon në energji shtytëse të lëngut. Këto pompa janë shumë efikase, por kanë zbatim të kufizuar, për shkak se realizojnë shtytje jokontinuale të lëngut nga rezervuari kah sistemi hidraulik. Gjatë lëvizjes së pistonit (9) në cilindrin punues (8) prej PPV deri te PSV, në dhomën punuese (7) shkaktohet nënpresion. Kjo mundëson që lëngu nga rezervuari (1) nëpërmjet shportës thithëse (2) të hapë valvolën jokthyese (3) dhe nëpër tubin thithës (4) të ngjitet deri te dhoma e ajrit (5). Njëkohësisht hapet edhe valvula thithëse jokthyese (6) nëpër të cilën fluidi e mbush dhomën punuese të pompës (7). Pas arritjes së pistonit në PSV, ai fillon të kthehet prapë kah PPV me çka rritet presioni në dhomën punuese të pompës, e për këtë shkak mbyllet valvulat jokthyese 3 dhe 6, kurse hapet valvula shtytëse jokthyese (13), nëpër të cilin lëngu shtypet në dhomën ajrore shtytëse (14). Prej aty lëngu, nëpërmjet kanalit hedhës (17), shkon në rezervuarin shtytës (16), gjegjësisht kah sistemi hidraulik. Shtytja e fluidit zgjatë derisa arrin pistoni në PPV, e pastaj përsëri fillon procesi i thithjes.

Madhësia e prurjes (rrjedhjes) teorike (q_v) llogaritet sipas barazimit:

$$q_v = \frac{A \cdot l \cdot n}{60} \text{ [m}^3\text{/s]}, \quad \text{ku}$$

$$A = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \text{ [m}^2\text{]} - \text{ prerja tërthore e cilindrit punues të pompës,}$$

l [m] – gjatësia e hapit të pistonit prej PPV deri te PSV,

n [1/s] – numri i rrotullimeve të motorit ngasës.

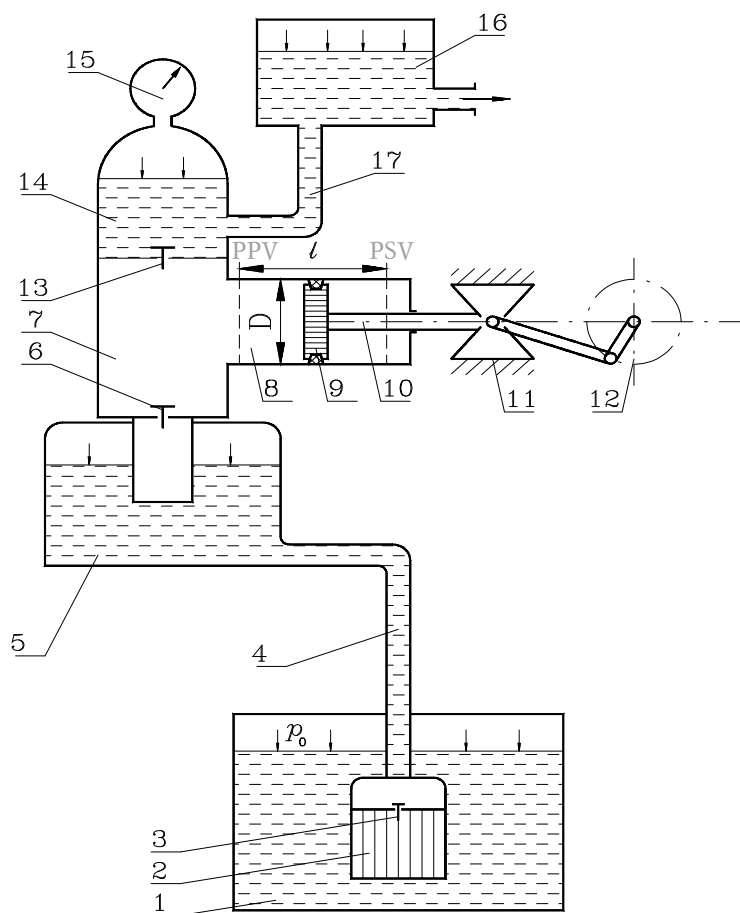


Fig.2 Pompa pistonike me veprim të njëanshëm

Roli i dhomave ajrore (e poshtme 5 dhe e epërme 14) kontribuojnë që të amortizohen forcat e inercisë që janë si shkak i rrymimit jostacionar të lëngut nga rezervuari (1) nëpërmjet tubit thithës (4) deri te tubi shtytës (largues) (17). Dhomat ajrore vendosen direkt në afërsi të pompës (në tubin thithës) dhe shërbejnë për transformimin e rrymimit prej jostacionar në stacionar. Këto janë,

në fakt, rezervuarët e mëdhenj që pjesërisht janë të mbushur me lëng, kurse në pjesën e sipërme të dhomës ku gjendet ajri. Gjatë procesit të thithjes ose shtytjes të lëngut ajri në dhomat i amortizon goditjet nga rrymimet jostacionare. Lëngu plotëson vetëm pjesë të dhomës ku vëllimi i ajrit zvogëlohet reciprokisht, e me të edhe ndryshimi i presionit në dhomë është jo i rëndësishëm.

Me aplikimin e dhomave ajrore rrymimet jostacionare hasen vetëm në tubin thithës të rezervuarit, nga dhoma e poshtme e ajrit (5) dhe prej cilindrit të pompës deri te dhoma ajrore shtytëse e sipërme. Për shkak të kontrollit të nivelit të lëngut dhe presionit të ajrit, në çdo dhomë ajrore duhet të ketë të instaluar qelq të ujëmatësit dhe manometër (15). Praktikisht është e vërtetuar që lëngu si zakonisht përfshijnë një të tretën e vëllimit të përgjithshëm të dhomës ajrore.

1.2.2. POMPA PISTONIKE ME VEPRIM TË DYANSHËM

Pompa pistonike me veprim të dyanshëm (fig.3) paraqet zgjedhje më të mirë teknike se pompa pistonike me veprim të njëanshëm. Me këtë pompë sigurohet transmetim më i madh (kontinual) të lëngut punues prej rezervuarit kah sistemi hidraulik, në raport me pompën pistonike me veprim të njëanshëm.

Me aktivizimin e motorit ngasës nëpërmjet levës biellës (levës) pistonike (8), pistoni (7) fillon të lëvizë prej PPV deri te PSV. Pastaj rritet vëllimi i përparmë i dhomës punuese (5), ku dhe shkaktohet nënpresion dhe hapet valvula thithëse (4), nëpër të cilin depërton lëngu që e mbushë dhomën punuese të përparme. Për këtë kohë zvogëlohet vëllimi në dhomën punuese të prapme (6) dhe në të formohet mbipresion, që e hapë valvolën shtytëse (10), nëpër të cilin del lëngu nga cilindri punues në pompë kah sistemi hidraulik. Me arritjen e pistonit (7) në PSV, për shkak se menjëherë fillon të lëvizë prapa kah PBF, procesi i mbushjes dhe shtytjes ndryshon dhe atë:

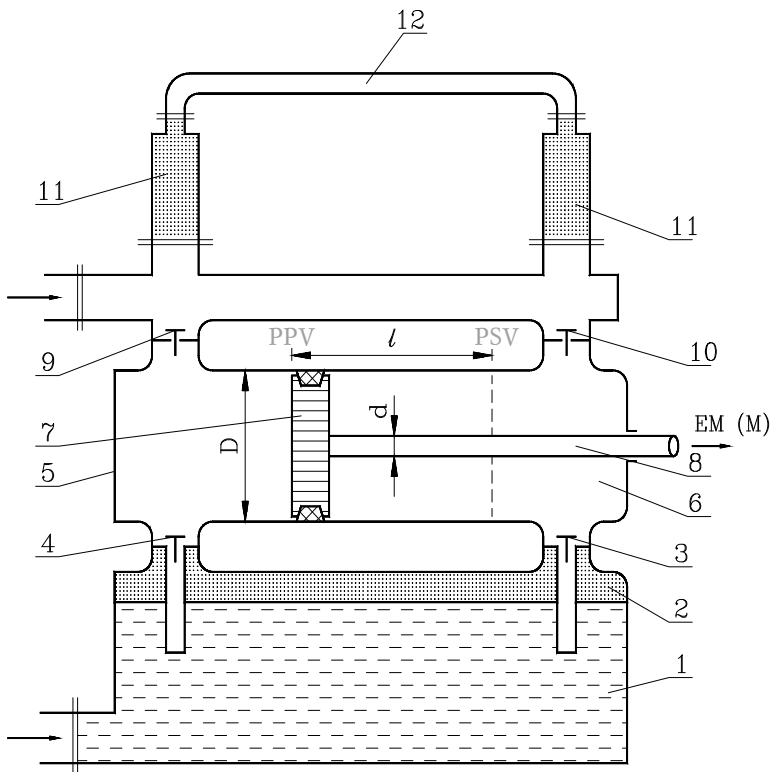


Fig. 3 Pompa pistonike me veprim të dyfishtë

shtytja e lëngut kah sistemi hidraulik realizohet nga dhoma punuese e përparme (5) nëpër valvulën shtytëse (9), kurse mbushja e dhomës punuese të prapme (6), vëllimi i të cilit rritet, realizohet nëpërmjet valvulës thithëse (3). Pra, për një periodë të cilindrit punues nga pompa (lëvizja e pistonit në cilindrin punues prej PSV deri te PPV dhe prapë deri te PSV) dy herë realizohet mbushje me lëng punues dhe dy herë shtytje, e jo një mbushje dhe një shtytje si te pompa pistonike me veprim të njëanshëm.

Dhomat ajrore (2 dhe 11) dhe tubi (12) që i lidh kanë për detyrë që t'i zvogëlojnë pulsimet? e lëngut të pompuar kah sistemi

hidraulik. Lëngu i pompuar nga ana e përparme e dhomës punuese (5) dhe dhomës së prapme (6) në aspektin e sasisë dallojnë, për shkak se edhe vëllimi i dhomave është i ndryshueshëm. Vëllimi në dhomën e përparme (5) është:

$$V_1 = A_1 \cdot l = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \cdot l \text{ [m}^3\text{]}.$$

Në dhomën e prapme (6) është:

$$V_2 = A_2 \cdot l = \frac{(D-d)^2 \cdot \pi}{4} \cdot l \text{ [m}^3\text{]}.$$

l [m] – distanca prej PSV deri te PPV

D [m] – diametri i cilindrit punues,

d [m] – diametri i bjellës pistonike.

Për shkak të dallimeve në diametër në dhomën e përparme dhe të prapme, sasia e lëngut punues të pompuar është i ndryshueshëm, ka prurje jo të njëtrajtshëm kah sistemi hidraulik, gjegjësisht paraqiten pulsimet.

Madhësia e prurjes (debitit) teorike, që shtyhet kah sistemi hidraulik, mund të llogaritet me barazimin:

$$q_{VT} = q_{V1} + q_{V2} \text{ [m}^3\text{/s]}, \text{ ku}$$

$$q_{V1} = \frac{A_1 \cdot l \cdot n}{60} \text{ [m}^3\text{/s]} - \text{sasia e lëngut që transmetohet}$$

nëpërmjet dhomës së përparme (5),

$$q_{V2} = \frac{A_2 \cdot l \cdot n}{60} \text{ [m}^3\text{/s]} - \text{sasia e lëngut që transmetohet}$$

nëpërmjet dhomës së prapme (6).

$$\begin{aligned} q_{VT} &= \frac{A_1 \cdot l \cdot n}{60} + \frac{A_2 \cdot l \cdot n}{60} = \frac{l \cdot n}{60} \cdot (A_1 + A_2) = \frac{l \cdot n}{60} \cdot \left[\frac{D^2 \cdot \pi}{4} + \frac{(D^2 - d)^2 \cdot \pi}{4} \right] = \\ &= \frac{l \cdot n}{60} \left[\frac{D^2 \cdot \pi}{4} + \frac{D^2 \cdot \pi}{4} - \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \right] = \frac{l \cdot n \cdot \pi}{240} (2D^2 - d^2) \text{ [m}^3\text{/s]}. \end{aligned}$$

n [1/min] – numri i rrotullimeve i boshtit ngasës

1.2.3 POMPA PISTONIKE DIFERENCIALE

Pompa pistonike diferenciale (fig.4) siguron transmetim më të njëtrajtshëm të lëngut punues nga rezervuari (1) kah sistemi hidraulik. Si konstrukcion, ajo është zgjedhje teknike e kombinuar ndërmjet pompave pistonike me veprim të njëanshëm dhe të dyanshëm. Puna e pompës pistonike me veprim të dyanshëm është thjeshtësuar, për shkak se ngritja e lëngut realizohet vetëm me dy dhoma ajrore (2 dhe 9), një valvulë thithëse jokthyese (3) dhe një valvulë shtytëse jokthyese (5). Me tubin (8) janë të lidhur dhoma punuese e përparme (4) dhe dhoma punuese e prapme (7) e pompës. Me aktivizimin e motorit ngasës, pistoni (6) fillon të lëvizë nëpër cilindrin e pompës prej PPV kah PSV, ku komara punuese e përparme (4) mbushet me lëng nëpërmjet valvulës thithëse (3). Kur arrin pistoni në PSV dhe fillon me lëviz pas kah PPV, lëngu nga dhoma e përparme (4) shtyhet në dhomën ajrore të epërme (9), nëpërmjet valvulës shtytëse (5). Për këtë kohë, lëngu nga dhoma ajrore (9), nëpërmjet tubit (8), me një pjesë të tij, e mbushë dhomën punuese të prapme (7) në cilindër, për shkak se në të zvogëlohet presioni, kurse një pjesë e lëngut shkon kah sistemi hidraulik nëpër tubin (10). Me arritjen e pistonit në PPVBF ai menjëherë kthehet prapë kah PSV, ku mbushet dhoma punuese e përparme (4) nëpërmjet valvulës thithëse (3), kurse lëngu nga dhoma punuese e prapme (7) shtyhet nëpërmjet tubit (8), kah sistemi hidraulik nëpër tubin (10).

Në këtë mënyrë zvogëlohen pulsime (prej prurjes maksimale deri te prurja minimale), kurse tubi horizontal (8) çdo herë është i mbushur me lëng punues prej dhomës punuese të sipërme (9), dhe sistemi hidraulik merr sasi kontinuale dhe sasi më të njëtrajtshme.

Prurja teorike e pompës pistonike diferenciale llogaritet sipas shprehjes:

$$q_{VT} = \frac{A \cdot l \cdot n}{60} \quad [\text{m}^3/\text{s}], \text{ ku është:}$$

$$A = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \quad [\text{m}^2] - \text{prerja t\~{e}rthore e cilindrit t\~{e} pomp\~{e}s,$$

l [m] – gjatësia e hapit të pistonit,

n [1/min] – numri i rrotullimeve i motorit ngasës.

Praktikisht është vërtetuar se në tubin shtytës (10) gjatë kohës së një cikli shtyhet sasi e njëjtë e lëngut si edhe me pompë pistonike me veprim të njëanshëm. Por, me pompën diferenciale, prurja është më e njëtrajtshme.

Sasia e vërtetë e lëngut, që pompohet me pompën pistonike diferenciale, mund në përgjithësi të shkruhet në këtë formë:

$$q_V = q_{V1} + q_{V2} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad \text{ku janë:}$$

q_{V1} [m³/s] – sasia e lëngut, që shtyhet nëpërmjet dhomës së përparme (4),

q_{V2} [m³/s] – sasia e lëngut, që shtyhet nëpërmjet dhomës së prapme (7).

Njëtrajtshmëria më e madhe gjatë punës së pompës diferenciale do të arrihet nëse sasia e lëngut (q_{V1} dhe q_{V2}) që shtyhet kah tubi (10) do të jetë e njëjtë:

$$q_{V1} = q_{V2}$$

Gjatë këtij kushti fitohet:

$$V_i = A \cdot l - (A - A_1) \cdot l - \text{vëllimi nga ana e majtë e pistonit (komora)}$$

$$V_d = (A - A_1) \cdot l - \text{vëllimi nga ana e djathtë e pistonit (komora 7)}$$

$$A = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \quad [\text{m}^2], \quad A_1 = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \quad [\text{m}^2],$$

D [m] – diametri i brendshëm i cilindrit,

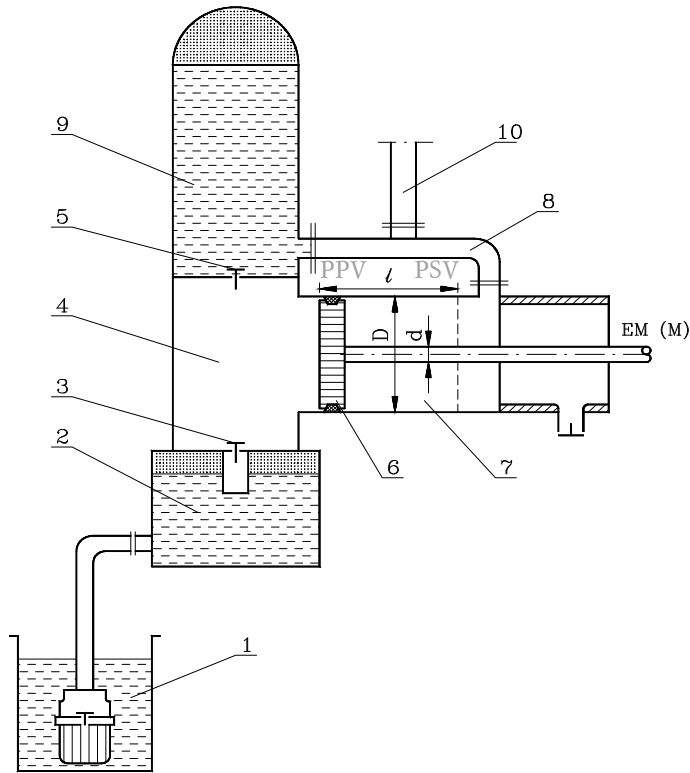


Fig. 4 Pompa pistonike diferenciale

d [m] –diametri i jashtëm i levës pistonike.

Kushti $q_{V1} = q_{V2}$ do të plotësohet nëse $V_1 = V_d$.

Me zëvendësimin e vlerave të tyre fitohet madhësia e diametrit të bjellës pistonike d , dhe atë:

$$A \cdot l - (A - A_1) \cdot l = (A - A_1) \cdot l$$

$$A \cdot l - A \cdot l + A_1 \cdot l = A \cdot l - A_1 \cdot l$$

$$2 A_1 = A$$

$$2 \frac{d^2 \cdot \pi}{4} = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \Rightarrow d^2 = \frac{D^2}{2}$$

$$d = \frac{D}{\sqrt{2}} = 0,71 D \text{ [m]}.$$

Në industrinë për presione punuese gjysmë të larta dhe të larta përdoren pompat aksialet pistonike me drejtim automatik, elektrohidraulik ose pompat me servodrejtim.

1.3 POMPA PISTONIKE RADIALE

Në industri përdoren edhe pompat pistonike radiale. Në fig. 5 është paraqitur pompa pistonike radiale me tre elemente të pompës, kurse ekzistojnë paraqitje me pesë dhe shtatë elemente pistonike. Pompat pistonika radiale paraqiten me dhoma punuese të lëvizshme dhe të palëvizshme. Te pompat pistonike radiale (me rotor) me dhoma punuese të lëvizshme, cilindrat janë të shpërndarë në rotor. Te pompat pistonike radiale me ekscentër, cilindrat janë të shpërndarë në stator dhe për atë shkak dhomat e tyre punuese janë të palëvizshme, si në fig. 5. Te këto pompa në mesin e trupit (1) është i vendosur boshti ekscentrik (2), që është i ndërlidhur me pistonat (4), të shpërndarë në cilindrat e pompës 3.1, 3.2 dhe 3.3. Pistonat lëvizin në mënyrë radiale nën veprimin e rrotullimeve të boshtit ekscentrik dhe sustave, ashtu që për një rrotullim të boshtit ekscentrik pistonat realizojnë një periodë (thithje dhe shtytje). Lëngu thithet nëpërmjet kanalit qendror aksial (K) nëpër boshtin ekscentrik, kurse në dhomat punuese të cilindrave pompues depërton nëpër katër kanalet radial. Cikli i thithjes dhe shtytjes realizohet në këtë mënyrë: kur boshti ekscentrik do të fillojë me lëvizje rrotulluese, pistoni në cilindrin (3.1) fillon nga brenda (kah qendra), ashtu që rritet vëllimi në dhomën punuese, kurse presioni në të zvogëlohet, ku lirohet pllaka e valvulës (5) me çka lejohet që lëngu të depërtoj në cilindër. Kur ekscentri vepron në piston dhe e shtyjnë nga jashtë, ai me presionin e lëngut dhe sustës e kthen pllakën e valvulës në pozitën mbyllëse (pozita 3.2).

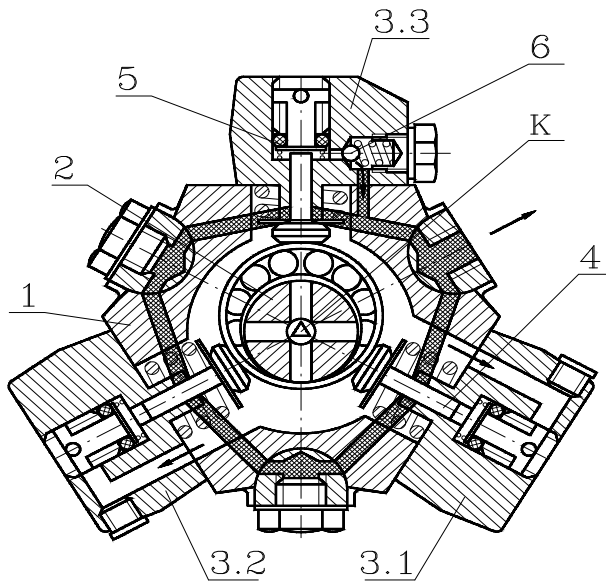


Fig. 5 Pompa pistonike raiale

Me rrotullimin e mëtutjeshëm të ekscentrit dhe lëvizjen e pistonit kah PSV, presioni në lëng aq rritet që e hap valvulën dalëse (6) (pozita 3.3), dhe lëngu del nëpër tubin shtytës kah instalimi i sistemit hidraulik. Pompat pistonike radiale më së shpeshti vendosen nën nivel në rezervuar që të sigurohet presioni i mjaftueshëm i lëngut në tubin thithës të pompës.

1.4 POMPAT PISTONIKE AKSIALE

Në fig.6 është paraqitur pompa pistonike aksiale me pllakë nën kënd, që siguron prurje (rrjedhje) më të njëtrajtshme. Karakteristikë për këtë është ajo që aksi i bllokut cilindrik (4) përputhet me aksin e boshtit ngasës (2). Me lëvizjen rrotulluese të boshtit ngasës (2) rrotullohen edhe këto pjesë: blloku cilindrik (4), bokola me kurorë (7), fundi i cilindrit (8), pistonat (3) dhe pllakat rrëshqitëse (5). Për

shkak se pistonat janë të lidhur me pllakat rrëshqitëse për pllakën nën kënd (6), gjatë lëvizjes rrotulluese pistonat lëvizin nëpër cilindrat dhe realizohet perioda e thithjes dhe shtytjes.

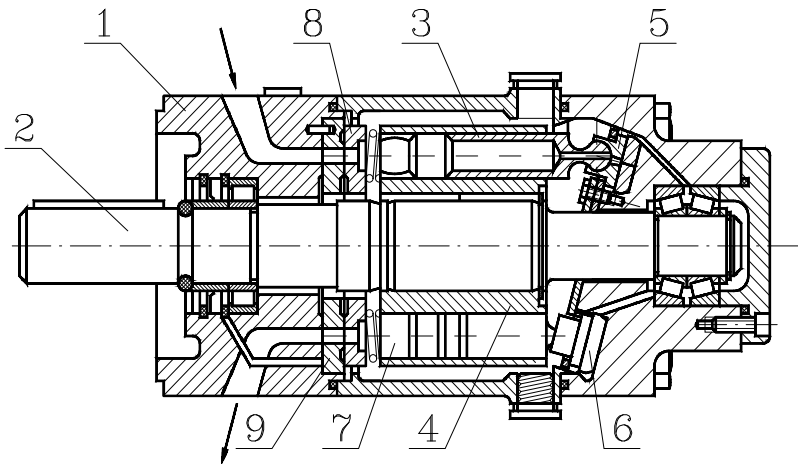


Fig. 6 Pompa pistonike aksiale

Tubi thithës (sjellës) dhe shtytës (përcjellës) i lëngut punues prej cilindrave realizohet nëpërmjet dy vrimave në formë të draprit, në të cilat ka kanale në pllakën shpërndarëse (9), që është e përforcuar për trurin e pompës (1). Skajet e pistonave kanë formë sferike dhe janë të futur (vendosur) në pllakën rrëshqitëse (5). Pllaka nën kënd qëndron nën kënd të përhershëm në raport me rrafshin normal të aksit prej boshtit ngasës dhe për këtë shkak prurja e pompës është përafërsisht konstante. Ekzistojnë paraqitje të pompës pistonike aksiale me bllok cilindrik nën kënd në raport me aksin e boshtit ngasës që, gjithashtu, sigurojnë prurje më të njëtrajtshme, por kanë konstrukcion më të përbërë.

1.5 POMPA MEMBRANORE

Pompa membranore, po ashtu, bie në grupin e pompave vëllimore, kurse punon me presion të ulët dhe me prurje (debit-rrjedhje) relative të ulët. Vendoset në sistemet e ujësjellësit për nxjerrjen e ujit nga rezervuari dhe te motorët me djegie të brendshme, si pompat e benzinës. Realizohet me ngasje mekanike ose elektrike.

Në fig. 7 është paraqitur pompa membranore me pjesët përbërëse: 1- ekscentri i boshtit punues, 2- ndezësi, 3- tërheqësi, 4- membrana elastike, 5- susta, 6- valvula thithëse, 7- valvula shtytëse, 8- kapaku i pompës, 9- kanali hyrës, 10- filtri (pastruesi), 11- susta për kthimin e ndezësit dhe 12- tubi shtytës.

Lëvizja rrotulluese e ekscentrit (boshti punues) 1, nëpërmjet ndezësit (2) dhe tërheqësit (3) shndërrohet në lëvizje drejtvizore të membranës që lëviz lartë ose poshtë. Nëse membrana lëviz poshtë, rritet vëllimi i komorës punuese nën membranë, kurse presioni në të zvogëlohet. Kjo kontribuon që të hapet valvula thithëse (6) dhe lëngu punues të depërtojë në dhomë mbi membranë. Gjatë rrotullimit të mëtutjeshëm të ekscentrit, ndezësi dhe membrana plotësisht lirohen, me ndihmën e sustës (5), gradualisht kthehet në pozitën horizontale. Atëherë në komorën punuese, që është e mbushur me lëng, gradualisht rritet presioni, për shkak se zvogëlohet vëllimi. Presioni i rritur e hap valvulën shtytëse (7) dhe lëngu, nëpërmjet kanalit shtytës (12), del kah konstruksioni i sistemit hidraulik. Ekzistojnë disa paraqitje të ndryshme të pompave membranore, por veti e përgjithshme e të gjitha është prurja e vogël dhe ajo që sigurojnë presion të ulët punues. Për këtë shkak, aplikimi i tyre në sistemet hidraulike është i kufizuar.

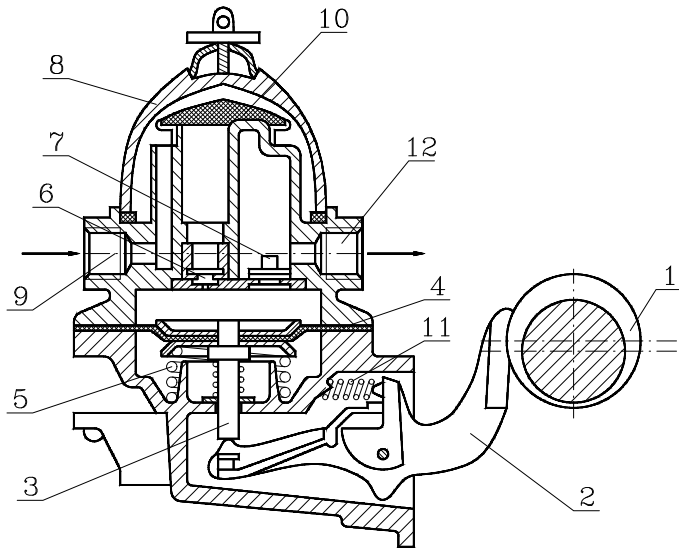


Fig.7 Pompa membranore

1.6 POMPA ME DHËMBËZOR

Pompa me dhëmbëzor, fig. 8, përbëhet nga trupi i pompës (1), dhëmbëzorit ngasës (udhëzues) (2), boshtit punues (5) (të lidhur me boshtin në motorin ngasës), dhëmbëzorin e udhëzuar (3) dhe dhomave (dhomave) punuese (4). Elementet-pjesët punuese të pompës me dhëmbëzorë janë dhëmbët e dhëmbëzorëve, kurse dhomat punuese janë ndërmjet dhëmbëve (4). Në trupin e pompës ekziston kanal për thithjen e lëngut (6), nga njëra anë, dhe kanal për shtytje (7), nga ana tjetër. Kanali për thithje (6) lidhet me rezervuarin për lëng, kurse kanali për shtytje (7) lidhet me sistemin hidraulik. Me kycjen e motorit ngasës në punë, nëpërmjet boshtit punues (5) fillon të rrotullohet dhëmbëzori ngasës (2) që e rrotullon dhëmbëzorin e udhëzuar (3) që është në ingranim me atë. Gjatë rrotullimit të dhëmbëzorëve në ingranim, dhëmbët e shtyjnë lëngun punues nga dhomat punuese (ndërmjet dhëmbëve), kah

periferia e dhëmbëzorëve. Lëngu punues nuk mund të kthehet prapë (në kahjen e kundërt të kahjes së rrotullimit) për shkak se dhëmbët me kurorën rrëshqasin nëpër vëllimin e brendshëm të trupit të pompës. Zbrazëtira e mesdhëmbëve mundëson thithjen e lëngut punues nëpërmjet kanalit thithës nga rezervuari. Për shkak të rrotullimit kontinual të dhëmbëzorëve në kahjen e caktuar, në mënyrë kontinuele transmetohet lëngu punues kah kanali shtytës. Në këtë mënyrë energjia mekanike nga motori ngasës i pompës transformohet në energji të rrymimit (energji të lëvizjes dhe energji të presionit) të lëngut punues. Energjia e rrymimit mundëson që lëngu punues të rrymon nëpër instalimin e sistemit hidraulik. Ndonjëherë ndodh që dhëmbët ta mbyllin hapësirën e mes-dhëmbëve (zonën e ingranimit) para se të shtyhet e tërë sasia e lëngut prej tyre.

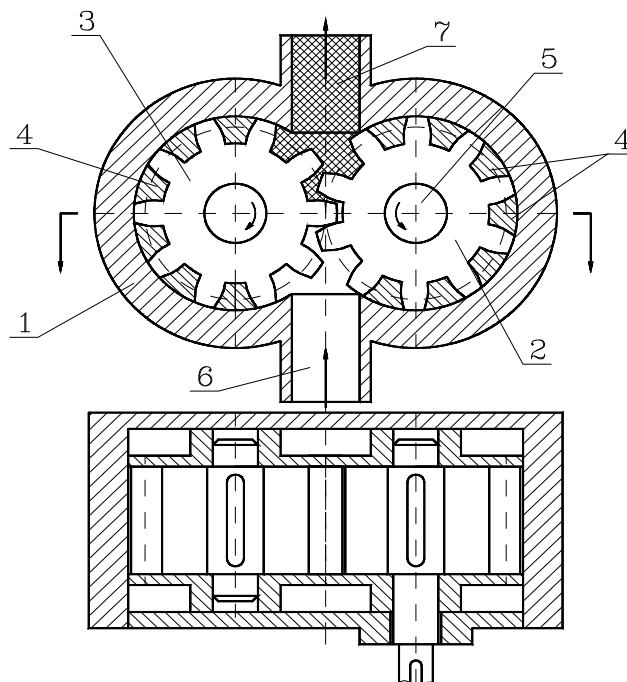


Fig. 8 Pompa me dhëmbëzor

Atëherë, në atë lëng të robëruar krijohet presion shumë i lartë ku kontribuon që pompa të punojë me goditje. Që të mënjanohe presionet e larta, te kushineta në shtëpizë punohen kanale të vogla nëpërmjet të cilëve lëngu i robëruar mund të del nga pjesët anësore të dhëmbëzorëve dhe largohet deri te kanali shtytës.

Sasia e lëngut që pompa e shtyn për një rrotullim përafërsisht i përgjigjet gjysmës së përfshirjes (vëllimit) së mes-dhëmbëve në të dy dhëmbëzorët (nëse ato janë të njëjtë), gjegjësisht:

$$V_o = 2 \cdot D_o \cdot m \cdot b \cdot \pi \text{ [m}^3\text{]}, \text{ ku}$$

- D_o [m] – paraqet diametrin e rrethit ndarës të dhëmbëzorëve,
- m [m] – moduli i dhëmbëzorëve,
- b [m] – gjërësia e dhëmbëzorëve.

Për n [rrot/s] – prurja teorike e pompës me dhëmbëzorë do të jetë:

$$Q_t = V \cdot n = 2 \cdot D_o \cdot m \cdot b \cdot \pi \cdot n \text{ [m}^3\text{/s]}$$

Kurse prurja e vërtetë (reale) do të jetë:

$$Q = Q_t \cdot \eta_v \text{ [m}^3\text{/s]} \text{ ku}$$

- η_v shkalla vëllimore e veprimit të shfrytëzimit të pompës.

Fuqia e nevojshme për ngasjen e pompës përcaktohet sipas shprehjes:

$$P = p \cdot Q_t / \eta \text{ [W]} \text{ ku}$$

- p [Pa] është presioni i pompës,
- η shkalla e përgjithshme e shfrytëzimit të pompës.

Rregullimi i prurjes së pompës me dhëmbëzorë realizohet me ndryshimin e numrit të rrotullimeve, dhe nëse kjo është e pa mundur, me vendosjen e valvulës rrjedhëse dhe tubit kthyes, që e lidhë anën thithëse dhe shtytëse të pompës. Me rritjen e presionit, në rastin e rrjedhjes së madhe, hapet valvula rrjedhëse, lëngu i tepërt largohet nëpërmjet tubit kthyes në anën thithëse dhe qarkullon brenda nëpër pompë.

Pompat me dhëmbëzorë punohen me dhëmbëzorë me ingranim të jashtëm dhe të brendshëm, me kahje të majtë ose të djathtë. Ato dallohen me siguri të madhe gjatë punës dhe shkallë të lartë të shfrytëzimit (deri 85%). Po ashtu, kanë konstruktion të thjeshtë (në krahasim me pompat pistonike) pa dhomë ajrore, dimension dhe masë të vogël, jetëgjatësi të madhe, kurse vetia negative është ajo që kanë zhurmë të madhe gjatë punës. Që të mënjanohet zhurma, ato çdo herë vendosen brenda rezervuarit me lëng punues. Presioni punues arrin deri 250 [bar], kurse prurja prej 1 deri 160 [l/min]. Në paraqitjet bashkëkohore, për shkak të përmirësimit të shkallës së shfrytëzimit të pompës, ndërtohet pajisje për rregullim automatik të hapësirës ndërmjet trupit të pompës dhe dhëmbëzorëve.

Pompat me dhëmbëzorë më së shpeshti aplikohen te makinat metalprerëse, bujqësore, makinat që përdoren në ndërtimtari, xehetari dhe atë në sistemet për lyerje(lubrifikim) dhe sistemet për rregullim të turbinave.

1.7 POMPAT ME FLETA (KRAH)

Pompa me fleta (krah) (fig. 9) përbëhet nga trupi (statori) (1), rotorit (2), elementeve punuese – fletët (krahët) (3) të cilat lirisht vendosur në tubin radial të punuar në trupin e rotorit dhe lëvizin nën veprimin e forcës centrifugale që paraqitet gjatë rrotullimit të rrotorit. Zakonisht konstruktohen pompat me 10 deri 12 fletë. Rotori ekscentrikisht është i vendosur në trupin e pompës, kurse dhoma punuese formohet ndërmjet fletëve fqinje, rotorit dhe statorit. Rotori rrotullohet me ndihmën e motorit ngasës, kurse fletët, nën veprimin e forcës centrifugale, pjesërisht dalin nga kanalet radiale dhe rrëshqasin nëpër sipërfaqen e brendshme të statorit. Për shkak të ekscentricitetit të rotorit në raport me statorin, dhoma punuese ka vëllim të ndryshueshëm. Gjatë vëllimit maksimal (nga ana e djathtë) presioni në dhomën punuese është i vogël,

kurse edhe si zvogëlohet vëllimi, ashtu në mënyrë të shkallëzuar rritet presioni dhe vlera maksimale arrihet kur vëllimi është më i vogël (nga ana e majtë). Në fillim, kur motori ngasës lëshohet në punë dhe rotorin fillon të rrotullohet, fletët në fillim përfshijnë ajrin nga kanali thithës dhe e transmetojnë në pjesën e epërme kah tubi shtytës. Në këtë mënyrë në tubin thithës formohet nënpresion dhe lëngu nga rezervuari, nëpër tubin hyrës, depërton në pompë. Fletët gjatë rrotullimit e përfshijnë lëngun dhe transmetojnë në pjesën e sipërme kah tubi shtytës. Për shkak se rrotullimi i rotorit është kontinual, sasia e lëngut në mënyrë të shkallëzuar rritet, dhe me këtë edhe presioni në të. Nën veprimin e presionit të rritur, nëpërmjet tubit shtytës lëngu rrymon kah instalimi i sistemit. Kahja e rrotullimit të rotorit është e kundërt me kahjen e akrepave të orës, kurse hapësira (shmangia) ndërmjet rotorit dhe statorit mund të përshtatet me anë të dorës ose në mënyrë automatike (në konstruktionet e reja). Pompa me fleta është me konstruktion të thjeshtë, e lehtë për përdorim dhe mirëmbajtje. Përveç kësaj, ka punë të qetë dhe pa zhurmë. Ajo përdoret për presione të vogla dhe të mesëm, me prurje $Q=0,2 \div 20 [m^3/h]$, kurse shkalla e shfrytëzimit është prej 70 deri 80%.

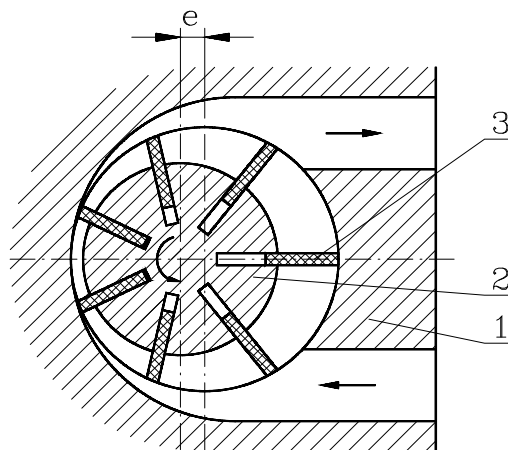


Fig. 9 Pompa me fletë (krah)

Ka disa paraqitje të pompës me fleta me: veprim të njëanshëm dhe të dyanshëm (si në fig. 10). Fletët mund të jenë të vendosur në rotor ose shumë rrallë herë në stator. Më së shpeshti përdoren në sistemet hidraulike te automjetet motorike dhe makinat metalprerëse (tornot). Pjesët përbërëse janë: trup (statori) (1), rotori (2), fletët (3), dhoma (dhoma) punuese (4), kanali thithës (5) dhe kanali shtytës (6).

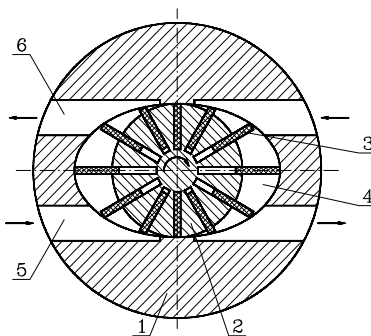


Fig 10 Pompa me fletë me veprim të dyfishtë

1.8 POMPA FILETORE (VIDHË)

Pompa filetore emrin e ka marrë sipas elementit punues (boshtit të filetuar-vidhë), që merr ngasje (lëvizje) nga motori ngasës që mund të jetë i lidhur direkt ose indirekt. Ekzistojnë paraqitje me një ose më shumë boshte të filetuar, por çdo herë vetëm boshti qendrorë është ngasës, kurse të tjerët të udhëzuar.

Në fig. 11 është paraqitur pompa fileto

të mëdha). Në trup është i vendosur elementi punues (2) në të cilin janë të vendosur boshtet punuese (3). Dhoma punuese (4) është hapësira ndërmjet boshteve të filetuar dhe pjesës së brendshme të elementit punues.

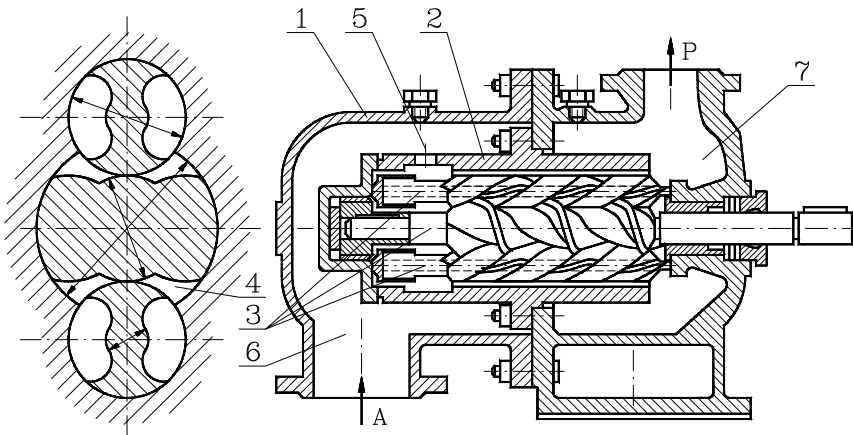


Fig. 11 Pompa me filetë (Mannesmann Rxroth)

Lëngu transmetohet me filetat e boshteve të filetuar (njëjtë si te pompa me dhëmbëzorë në mes-dhëmbëve të dhëmbëzorëve). Lëngu në elementin punues (2) depërton nëpërmjet vrimave (5), që janë të shpërndara në mënyrë radiale në pjesën e dhomës hyrëse (6).

Në fillim, me lëshimin në punë të motorit ngasës, shtyhet ajri nga brendia e pompës dhe kanalit thithës, ku në brendi formohet vakum. Kjo mundëson që lëngu nëpërmjet tubit hyrës A të depërtojë në trupin e pompës dhe në elementin punues 2, ku dhe e përfshijnë boshtet filetore (3) dhe e transmetojnë në pjesën shtytëse të dhomës punuese (7). Nga ana e djathtë dhoma punuese është e hapur dhe lëngu lirisht del në komorën shtytëse. Rrotullimi i boshteve të filetuar është kontinuale, ku dhe transmetimi i lëngut shkon në mënyrë kontinuale kah tubi shtytës (P), gjegjësisht sistemi hidraulik.

Pompat filetoare përdoren për presione punuese të vogla dhe të mesme dhe prurje të mëdha. Prurja zmadhohet me numrin e boshteve të filetuar të ndërtuara – më shumë boshte kanë më shumë kanale filetoare, që mundësojnë të transmetohet sasi më e madhe e lëngut. Pompat filetoare dallohen me siguri të madhe në punë, punë të qetë (pa zhurmë), shkallë të mirë të shfrytëzimit, prurje të njëtrajtshme dhe përdorim të thjeshtë. Mirëmbajtja, po ashtu, është e thjeshtë, për shkak se boshtet e filetuar nuk riparohen, por në tërësi zëvendësohen nëse vjen deri te dëmtimi i tyre. Më së shpeshti, për shkak të çmimit të lartë të boshteve të filetuar, zëvendësohet e tërë pompa. Për shkak të prurjes së madhe dhe vetive të tjera të mira, këto pompa kanë përdorim të gjerë në industrinë (ushqimore, kimike, naftës). Boshtet e filetuara dhe dhomat punuese punohen nga materiali kualitativ, për shkak se prej tyre varet funksionaliteti i pompës.

1.9 LIDHJA DHE PRINCIPI I PUNËS SË POMPAVE

Pompa në sistemin hidraulik lidhet me ndihmën e filetës ose elementeve lidhëse (dados, bulonit dhe unazave hermetizuese) ndërmjet fllansheve. Forca e shtrëngimit për të gjitha bulonat duhet të jetë e njëjtë, për shkak të presionit të njëtrajtshëm të unazave hermetizuese. Para lëshimit të pompës në punë duhet të kontrollohet se në sistemin për lubrifikim (lyerje) të pompës a ka vaj të mjaftueshëm, pastaj kyçet sistemi për lubrifikim (lyerje). Pastaj kontrollohet se a janë të hapur valvulat e tubit shtytës dhe thithës dhe në fund kyçet motori ngasës i pompës. Nëse ka mundësi, motori ngasës kyçet të punoj me numër të zvogëluar të rrotullimeve dhe në mënyrë të shkallëzuar të rritet deri te madhësitë punuese. Pas startimit, me ndihmën e instrumenteve për matje, kontrollohen vlerat nominale të pompës dhe sistemit në tërësi. Kontrollimi i punës përbëhet me përcjelljen e rregullt

të regjimit të punës, përcjelljes së instrumenteve matëse dhe në mbikëqyrjen e pjesëve përbërëse (ndonjë lidhje mos të lëshoj). Për çfarë do ndryshimi të ndonjërit prej parametrave të përmendur, të regjimit të punës ose paraqitjes së zhurmave të pa këndshme, duhet menjëherë të ç'kyçet motori ngasës i pompës. Pas shkyçjes, mbyllen valvulat e tubit thithës dhe shtytës, dhe nëse ka nevojë, ç'kyçet edhe pajisja për lubrifikim. Më pas duhet të konstatohet shkaku i ndodhjes së ndryshimeve të regjimit të punës dhe kur do të mënjanohet shkaku, përsëri të kyçet motori ngasës. Higjiena në stacionin e pompës, sistemi dhe armatura, duhet rregullisht të mirëmbahen që në kohë të vërehet çdo defekt – mangësi.

2. T U R B O P O M P A T

2.1 NDARJA E TURBOPOMPAVE

Pompat rotacione janë pompa me lopata dhe bien në grupin e pompave dinamike. Karakteristika kryesore e këtyre pompave është prurja (rrjedhja) kontinuale për shkak se lëvizja rotacione e rrotës punuese siguron thithje kontinuale dhe shtytje të lëngut nga rezervuari bazë (pusit) kah tubi shtytës. Ekzistojnë paraqitje të ndryshme konstruktive, kurse konstruksioni aftësohet sipas llojit dhe karakteristikave të lëngut që transmetohet. Sipas lëmisë së aplikimit, llojit të lëngut që transmetohet dhe kushteve të eksploatimit, zgjidhen materialet prej të cilëve përpunohet konstruksioni. Sipas qëllimit, konstruksioni i turbopompave dallohet edhe atë për:

1. transmetimin e ujit,
2. transmetimin e naftës,
3. pompa detare,
4. pompa për transmetimin e acideve dhe bazave,
5. pompa për zjarrfikës etj.

Konstruktimi i çdo lloji të këtyre pompave duhet të plotësojë standarde specifike sipas së cilës përdoren edhe materiale të ndryshme për punimin e pompave. Sipas konstruksionit të shtëpizës, turbopompat realizohen si:

- Pompa me shtëpizë njëpjesëshe,
- Pompa me shtëpizë dypjesëshe,
- Pompë me shtëpizë unazore.

Më së shpeshti aplikohen turbopompat me shtëpizë njëpjesëshe. Për ngasje (lëvizje) të turbopompave më së shpeshti përdoren elektromotorët asinkron që nëpërmjet lidhëseve direkt lidhen për shtëpizën (trupin) e pompës.

Turbopompat – pompat rotacione ndahen në tre grupe:

- Pompat me lopata që paraqiten në tre versione:

- a) centrifugale, b) diagonale dhe c) pompa me akse
- Pompa viore (turbulente) dhe
- Pompa rrymore (vrushkull).

Pompat me lopata dallohen sipas elementeve lëvizëse – rrotës punuese që ka lëvizje rotacione dhe quhet rotor. Rrota punuese përbëhet prej dy disqeve (të përparmë dhe të prapmë), ndërmjet të cilave janë të përforcuar 4 deri 12 lopata të lakuara në anën e kundërt të kahjes së rrotullimit të rrotës. Prej pompave me lopata më së shumti përdoren pompat centrifugale.

2.2 POMPAT CENTRIFUGALE

Pompat centrifugale emrin e kanë marrë nga ajo që lëngun e tërheqin prej rezervuarit prurës dhe e transportojnë kah rezervuari akumulues me ndihmën e forcave centrifugale që janë prezent gjatë rrotullimit të rrotës punuese. Për shkak se me ta sigurohet prurje (rrjedhje) kontinueale të lëngut, kanë përdorim të gjerë çdo kund ku transmetohen sasi të mëdha të lëngut (industri, bujqësi...). Për shkak të përdorimit masovik, ekzistojnë shumë lloje dhe ndarje.

1. Sipas numrit të rrotave punuese ndahen në:
 - njëshkallëshe (me një rrotë punuese),
 - shumëshkallëshe (me dy ose me shumë rrota punuese).
2. Sipas pozitës së boshtit ngasës:
 - pompa horizontale,
 - pompa vertikale
3. Sipas mënyrës së sjelljes së lëngut në rrotën punuese:
 - me sjellje të njëanshme të lëngut
 - me sjellje të dyanshme të lëngut
4. Sipas presionit punues (mundit) që e krijojnë:
 - mund të ulët – deri 20 [m],
 - mund mesatarë – prej 20 deri 60 [m]
 - mund të lartë – mbi 60 [m].
5. Sipas shpejtësisë së hapit:

- hap të ngadalshëm (50 - 80) [rrot/min]
- normal (80 - 150) [rrot/min]
- hapshpejtë (150 - 300) [rrot/min]

Ekzistojnë edhe ndarje të tjera të pompave centrifugale.

2.3 PRINCIPI I FUNKSIONIMIT TË POMPËS CENTRIFUGALE NJËSHKALLËSHE

Pompat centrifugale që më së shumti përdoren janë pompat njëshkallësh me bosht horizontal (fig. 12). Rrota punuese (2) është e përforcuar në boshtin horizontal (3) ku janë të vendosur në trupin spiral (1) të pompës. Rrota punuese përbëhet prej dy disqeve: të prapmë (4) dhe të përparmë (5), ndërmjet të cilëve janë të përforcuar lopatat (6) prej 4 deri në 12 në numër, të lakuara në anën e kundërt të kahjes së rrotullimit të rrotës. Kanali thithës (7) që lëshohet në rezervuarin prurës për lëng mbaron me shportën thithëse në të cilën ka të ndërtuar valvulë jokthyesë. Lidhësi (kyçësi shtytës) (8) vazhdon mbi trupin spiral të pompës dhe nëpërmjet valvulës (rubinetës) vazhdon deri te rezervuari akumulues i pompës. Nga rezervuari akumulues lëngu transportohet në sistemin hidraulik. Kushinetat (10) në të cilin mbështetet boshti janë të vendosur në trupin e pompës. *Karakteristikë për të gjitha pompat centrifugale është ajo që në fillim të punës nuk mund të fillojnë me tërheqje, në qoftë se më parë nuk plotësohet trupi spiral dhe kanali thithës me lëng.* Kjo është e domosdoshme, për shkak se rrota punuese (2) dhe trupi spiral (1) nuk kontaktojnë (nuk ka hermeticitet) gjegjësisht nuk mund të krijohet vakum që do të mundësojë që lëngu të ngritët deri te hyrja e pompës. Për këtë shkak, para se të kyçet, motori ngasës në çdo pompë, mbushet trupi spiral dhe tubi thithës me lëng (nga sistemi hidraulik ose ndonjë enë) dhe pastaj starton motori ngasës.

Me kyçjen e motorit ngasës (elektromotorit ose motorit me djegie të brendshme), rrotullohet rrota punuese që me lopatat e hedhë lëngun nën veprimin e forcave centrifugale prej qendrës kah

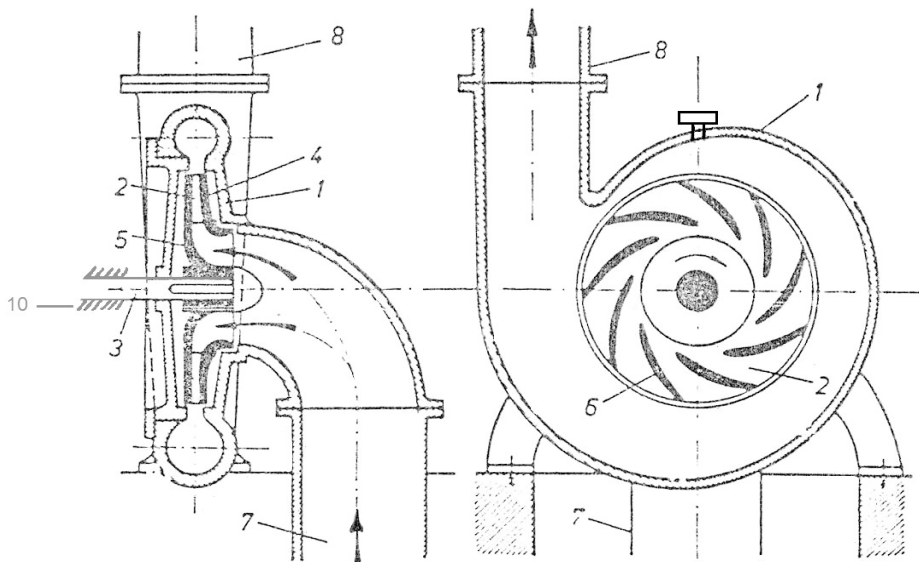


Fig. 12 Pompa centrifugale njëshkallëshe

periferia e trupit spiral (1), gjegjësisht kah tubi shtytës (8). Me shtyrjen e lëngut nga trupi i pompës kah kanali shtytës, në tubin thithës (7) krijohet vakum dhe nën veprimin e presionit hidrostatik të lëngut në rezervuar (bunar) hapet valvula jokthyese e shportës thithëse dhe lëngu nga rezervuari depërton në tubin thithës dhe kah rrota punuese. Për shkak të rrotullimit të rrotës punuese, lëngu shtyhet nën veprimin e forcave centrifugale prej qendrës kah periferia, duke lëvizur prej trupit spiral të pompës (1) kah kyçësi shtytës (8) me të cilin dërgohet deri te rezervuari akumulues. Veprimi i forcave centrifugale është e pandërprerë gjatë rrotullimit të rrotës punuese nga motori ngasës, që mundëson tërheqje kontinuale dhe transportim të lëngut prej rezervuarit prurës deri te ai akumulues.

2.4 PARAMETRAT THEMELORË TË POMPËS ME LOPATA

Parametrat themelorë për çdo makinë hidraulike janë:

1. Prurja (rrjedhja-debiti) e lëngut (q_v) është sasia e lëngut që kalon nëpër pompë në njësi të kohës. Më së shpeshti mendohet në prurjen vëllimore që përcaktohet me matjen e kohës t [s] me të cilën do të mbushet ena e caktuar me vëllim, gjegjësisht:

$$q_v = V/t \text{ [m}^3/\text{s]}$$

2. Energjia specifike e pompës [e_p] paraqet punën që duhet ta realizoj pompa pas një kilogram lëng, gjegjësisht energjinë që duhet të ja japë lëngut. Madhësia e kësaj energjie mund të paraqitet me barazimin:

$$e_p = e_2 - e_1 + e_h \text{ [J/kg]}$$

e_p – energjia e pompës,

e_1 – energjia e përgjithshme në rezervuarin prurës,

e_2 – energjia e përgjithshme e lëngut në rezervuarin akumulues,

e_h – energjia që harxhohet për kapërcimin (tejkalimin) e rezistencave gjatë lëvizjes së lëngut.

3. Lartësia gjeodezike (H_g) dhe manometrike (H_m) fitohen kur energjia specifike e shprehur me ndihmën e barazimit të Bernulit do të ndahet me ndikimin e peshës së gravitetit tokësor (g). Atëherë energjia specifike do të jetë e shprehur në [m] dhe paraqet lartësinë e ngritjes së lëngut. Për paraqitje më të lehtë të lartësisë gjeodezike dhe manometrike shfrytëzohet fotografia e pompës me rezervuar prurës dhe akumulues.

Në fig. 13 është paraqitur në tërësi instalimi i pompës me pompën centrifugale horizontale. Ajo përbëhet nga pompa (1), motori ngasës (2), lidhësja (3), lidhësi-kyçësi thithës (4), rezervuari prurës (5), kyçësi shtytës (6) dhe rezervuari akumulues (7). Agregati i pompës përbëhet nga pompa centrifugale (1), motori ngasës (2) dhe lidhësja (3) që e transmeton momentin rrotullues nga motori ngasës i pompës. Kyçësi thithës dhe shtytës janë tubpërçues në të cilët janë të kyçur elementet

për rregullimin dhe mbrojtjen e instalimit, si dhe instrumentet matëse. Nga fotografia shihet që distanca vertikale nga sipërfaqja e lëngut 0-0 në rezervuarin prurës deri te simetralja mesatare e pompës S-S quhet **lartësi gjeodezike thithëse** dhe shënohet me H_{gu} . Në kyçësin thithës presioni është me vlerë më të vogël nga presioni atmosferik, gjegjësisht vakum dhe për këtë shkak lartësia gjeodezike thithëse ende quhet lartësi vakumore, kurse matet me vakumetër (**V**). Ndryshimi ndërmjet presionit atmosferik (p_0) dhe presionit absolut (p_1) që dominon në kyçësin thithës e jep madhësinë e nënpresionit:

$$p_v = p_0 - p_1 \text{ [bar]}$$

ose e shprehur në metër në shtyllën e ujit, mund të njehsohet me shprehjen:

$$h_{vak} = (p_0 - p_1) / \rho \cdot g \text{ [m]}$$

Tubpërçuesi shërbejnë për largimin e lëngut nga pompa deri të rezervuari akumulues. Kjo arrihet me ndihmën e presionit absolut (p_2) që fitohet në daljen e pompës. Me manometër (M), të instaluar në tubin shtytës, matet madhësia e mbipresionit:

$$p_m = p_2 - p_0 \text{ [bar]}$$

ose e shprehur në metër në shtyllën e ujit, fitohet shprehja:

$$h_m = (p_2 - p_0) / \rho \cdot g \text{ [m]}$$

Distanca vertikale nga simetralja mesatare e pompës S-S deri te sipërfaqja e lëngut në rezervuarin akumulues A-A quhet **lartësia gjeodezike shtytëse** (H_{gt}).

Lartësia gjeodezike e ngritjes së lëngut paraqet shumë të lartësive thithëse dhe shtytëse dhe shënohet me (H_g), gjegjësisht:

$$H_g = H_{gu} + H_{gt} \text{ [m]}$$

Më parë është konstatuar që një pjesë e energjisë që krijohet në pompë harxhohet për tejkalimin e rezistencave gjatë rrymimit në tubpërçuesit. Në kushte normale të punës çdo herë llogaritet madhësia e energjisë që harxhohet për tejkalimin e rezistencave gjatë rrymimit.

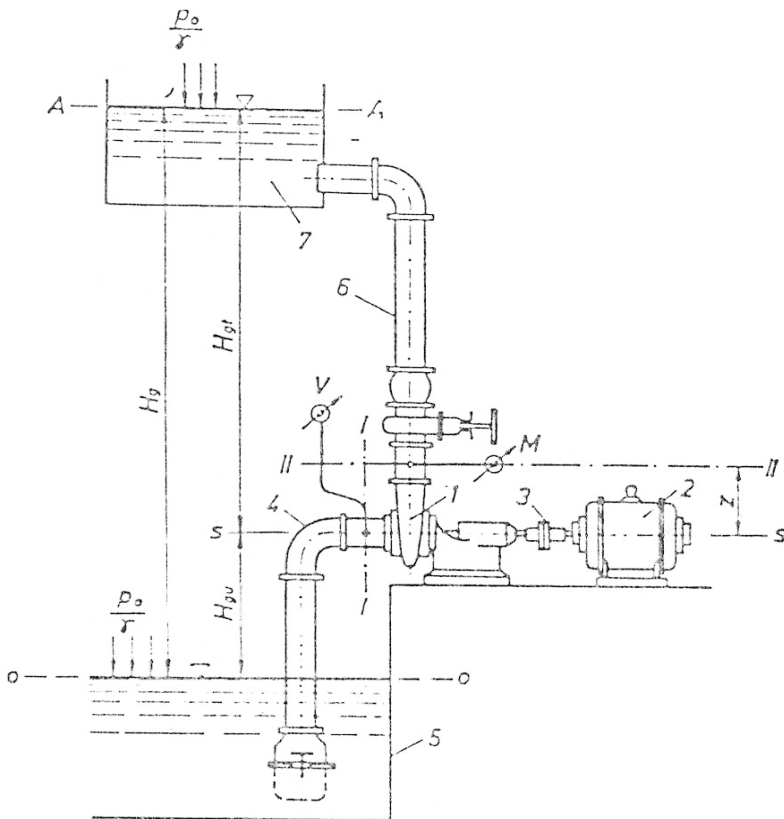


Fig. 13 Instalimet e pompës në pompën centrifugale horizontale

Kjo madhësi e shprehur në metër në shtyllën e ujit në veçanti llogaritet në tubin thithës dhe shënohet me h_s , e posaçërisht në tubin shtytës dhe shënohet me h_p .

Lartësia manometrike e ngritjes (mundi i pompës) paraqet shumën e lartësisë gjeodezike të ngritjes së lëngut (H_g) dhe madhësinë e energjisë që harxhohet për tejkalimin e rezistencave gjatë rrymimit në tubpërcjellës, dhe shënohet me H :

$$H = H_p + h_s + h_p = H_g + \Sigma h \quad [m]$$

1.5 FUQIA DHE SHKALLA E VEPRIMIT TË SHFRYTËZIMIT

Fuqia e pompës e paraqet energjinë e përgjithshme në njësi të kohës që e merr lëngu nga pompa. Nëse supozohet që shkëmbimi i energjisë do të zhvillohet pa humbje, atëherë **fuqia ideale e pompave P_i** do të jetë:

$$P_i = q_m \cdot e_p = \rho \cdot q_v \cdot e_p \quad [\text{W}] \text{ ku}$$

- q_m [kg/s] – prurja (rrjedhja) e masës,
- ρ [kg/m³] – dendësia e lëngut,
- q_v [m³/s] – prurja vëllimore,
- e_p [J/kg] – energjia specifike e pompës.

Në kushte reale të punës, shkëmbimi i energjisë në pompë është e ndërlidhur me humbjet e energjisë për shkak të tejkalimit të rezistencave gjatë rrymimit të lëngut. Humbjet energjetike merren parasysh me shkallën e veprimit të shfrytëzimit të pompës (η). Fuqia reale për ngasje (lëvizje) të pompës është fuqia e lidhëses (P). Sipas kësaj, fuqia e pompës – fuqia reale e pompës do të jetë:

$$P_i = P / \eta$$

Nga barazimi i fundit shihet që shkalla e veprimit të shfrytëzimit të pompës paraqet raportin ndërmjet fuqisë ideale dhe fuqisë së lidhëses së pompës.

Shkalla e përgjithshme e veprimit shfrytëzimit i merr parasysh të gjitha humbjet energjetike, gjegjësisht humbjet hidraulike, vëllimore dhe mekanike, gjegjësisht:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

Shkalla hidraulike e veprimit shfrytëzues është raporti ndërmjet energjisë specifike të pompës (e_p) dhe energjisë specifike teorike (e_{pt}) gjegjësisht:

$$\eta_h = e_p / e_{pt} = (0.80 - 0.95)$$

Shkalla vëllimore e veprimit të shfrytëzimit (η_v) gjegjësisht ndërmjet prurjes reale që e jep pompa dhe atë teorik që duhet të jep, gjegjësisht:

$$\eta_v = q_v / q_{vt} = (0.95 - 0.99)$$

Shkalla mekanike e veprimit të shfrytëzimit (η_m) i përfshijnë kryesisht humbjet nga fërkimi në kushineta dhe është:

$$\eta_m \approx (0.98 - 0.99)$$

Sipas kësaj, fuqia efektive e pompës (P) mund të llogaritet me ndihmën e barazimit:

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H / 1000 \cdot \eta \text{ [kw]}$$

2.6 NUMRI SPECIFIK I RROTULLIMIT

Varshmërinë ndërmjet madhësive karakteristike të pompave centrifugale nga numri i rrotullimeve të motorit ngasës paraqitet me ndihmën lakoreve karakteristike. Nëse motori ngasës ka numër konstant të rrotullimit, atëherë fitohen vlerat e caktuara për prurje, rezistencë ose fuqi të pompës. Me ndryshimin e numrit të rrotullimit ndryshon edhe madhësia e prurjes, fuqia dhe mundi i pompës. Varshmëria e madhësive të përmendura përcaktohet sipas këtyre raporteve:

$$Q / Q_1 = n / n_1; \quad H / H_1 = [n / n_1]^2; \quad P / P_1 = [n / n_1]^3$$

Në barazimet, Q, P dhe H janë madhësitë e prurjes, fuqisë dhe mundit për numrin e caktuar të rrotullimit (n) të pompës, kurse me Q_1 , P_1 dhe H_1 janë dhënë madhësitë e prurjes, fuqisë dhe mundit për numër tjetër të rrotullimit (n_1). Për dallim nga madhësitë e prurjes, fuqisë dhe mundit që ndryshojnë me ndryshimin e numrit të rrotullimit, shkalla e shfrytëzimit (η) po thuhet se nuk ndryshon. Përfundimet e konstatuara mund të kontrollohen grafikisht me ndihmën e lakoreve karakteristike të pompës në Q – H diagramin.

Vlerat e Q_1 , P_1 dhe H_1 llogariten me ndihmën raporteve të tyre të përmendur për madhësitë karakteristike të pompës, por për numër tjetër të rrotullimit (n_1). Pompat, e njëjta hidraulike janë ato pompa në të cilat dominojnë kushtet e njëjta hidraulike të rrymimit të lëngut nëpër lopatat e rotorit.

Karakteristika e përbashkët e pompave të ngjashme përcaktohet me ndihmën e numrit specifik të rrotullimit (n_s).

Numri specifik i rrotullimit (n_s) paraqet numrin e rrotullimit të pompës me karakteristika të njëjta të pompës së dhënë që për arritjen e mundit prej $H = 1$ [m] harxhon fuqi prej $P = 0.736$ [kw]. Ky numër si zakonisht shfrytëzohet gjatë klasifikimit të pompave centrifugale. Sipas madhësisë të numrit specifik të rrotullimit pompat centrifugale mund të jenë:

- Të ngadalshme ($n_s = 40-80$) [rrot/min],
- Normale ($n_s = 80-150$) [rrot/min],
- Të shpejta ($n_s = 150-300$) [rrot/min],
- Gjysmë aksiale ($n_s = 300-600$) [rrot/min],
- Me helikë (aksiale) ($n_s = 600-2000$) [rrot/min],

Madhësia e numrit specifik të rrotullimit përcaktohet me këtë shprehje:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \text{ [rrot/min] ku}$$

n [rrot/min] – numri i rrotullimit të pompës,

Q [m^3/s] – madhësia e prurjes së pompës dhe

H [m] – lartësia manometrike (mundi i pompës)

Në tabelën T_1 (fig. 14) është paraqitur klasifikimi i pompave centrifugale (format dhe dimensionet e rotës punuese) në varshmëri nga madhësia e numrit specifik të rrotullimit.

Numri specifik i rrotullimit (n_s) çdo herë përcaktohet për një shkallë të pompës, kurse te pompat shumëshkallëshe H ndahet me numrin e shkallëve.

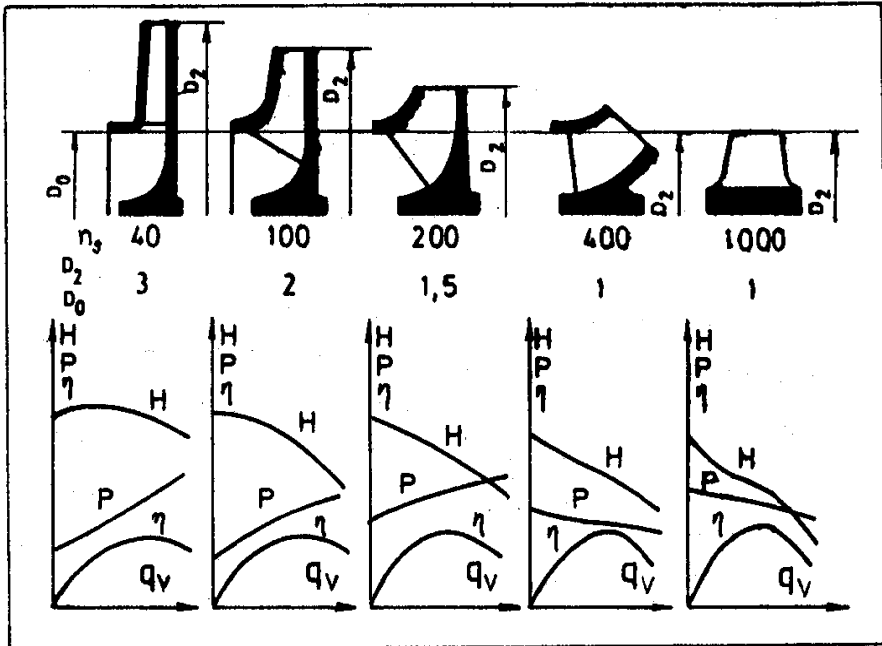


Fig. 14 Klasifikimi i pompave me lopata sipas madhësisë së n_s

Te pompat me hyrje të dyanshme të lëngut në rotor, madhësia e prurjes merret $Q / 2$. Numri specifik i rrotullimit shërbejnë për klasifikimin dhe zgjedhjen e pompës, sipas kushteve për punë.

Në njësit matëse ndërkombëtare haset numri padimensional i rrotullimit në vend të numrit specifik.

Në praktikë nuk rekomandohen pompat rotacione për prurje të vogël ose për lartësi të madhe manometrike, për shkak se atëherë kushtet për punë janë të vështira dhe shkalla e shfrytëzimit të pompës është shumë i vogël.

Vlera minimale e numrit specifik për të cilin mund të përdoren pompat rotacione është $n_s = 36,5$ [rrot/min]. Nëse kjo vlerë barazohet me barazimin për llogaritjen e numrit specifik të rrotullimit, fitohet:

$$n \cdot 3,65 \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} = 36,5$$

Nëse e aplikojmë dhe zgjedhim barazimin për pompën me ngasje të elektromotorit dhe numër maksimal të rrotullimit $n = 3000$ [rrot/min], fitohen *njësit kufitare* për të cilat mund të përdoren pompat rrotacione, gjegjësisht:

$$Q_{\min} = 0,0000111 \cdot \sqrt{H^3} \quad [\text{m}^3 / \text{s}]$$

$$H_{\max} = 2000 \cdot \sqrt[3]{Q^2} \quad [\text{m}]$$

Në praktikë vlerat kufitare duhet të respektohen për shkak se mund të tejkalohet problemi për prurje minimale ose lartësi maksimale me aplikim të pompës shumëshkallëshe. Te prurja shumë e vogël (Q) dhe numri i dhënë i rrotullimeve (n), si zgjedhje parashihet zëvendësimi i pompës rrotacione me atë vëllimore.

2.7 LLOGARITJA E LARTËSISË SË LEJUAR TË THITHJES

Lartësia e thithjes paraqet parametër të rëndësishëm gjatë projektimit të pajisjeve të pompave. Këtë lartësi e përcakton pozita e pompës në raport me nivelin e lëngut në rezervuarin e poshtëm, fig.15. Lartësia e thithjes mund të jetë gjeodezike dhe vakumetrike.

Lartësia thithëse **gjeodezike** paraqet distancën më të vogël nga niveli i lëngut në rezervuarin prurës deri te aksi gjeometrik i pompës (për të gjitha llojet e pompave centrifugale – horizontale, vertikale, njëshkallëshe dhe shumëshkallëshe). Gjatë punës së pompës centrifugale, kur mbushen me lëng, gjatë hyrjes në pompë krijohet vakum gjegjësisht presion absolut që është më i vogël nga presioni atmosferik ($p < p_{at}$) që vepron në sipërfaqen e lëngut të rezervuarit prurës. Ky ndryshim i presioneve mundëson

që në mënyrë kontinue të depërton lëngu nga rezervuari në tubin thithës, gjegjësisht të vjen në pompë. Ndryshimi i presioneve ($p_{at} - p$) paraqet lartësi **vakummetrike** të pompës centrifugale që përcaktohet me shprehjen:

$$H_v = (p_{at} - p) / g \cdot \rho \quad [m]$$

Madhësinë e kësaj lartësie e matë vakummetri që montohet në hyrje të pompës centrifugale. Madhësia e sajë varet nga konstruksioni i pompës dhe praktikisht është vërtetuar që mund të arrijë deri 8 metra, varësisht nga temperatura e lëngut. Gjatë temperaturave më të mëdha të lëngut zvogëlohet lartësia thithëse e lejuar, dhe mund të jetë me vlerë negative, gjegjësisht pompa të montohet nën nivelin e lëngut në rezervuar (për shembull, në termoteknikë dhe termo- energjetikë).

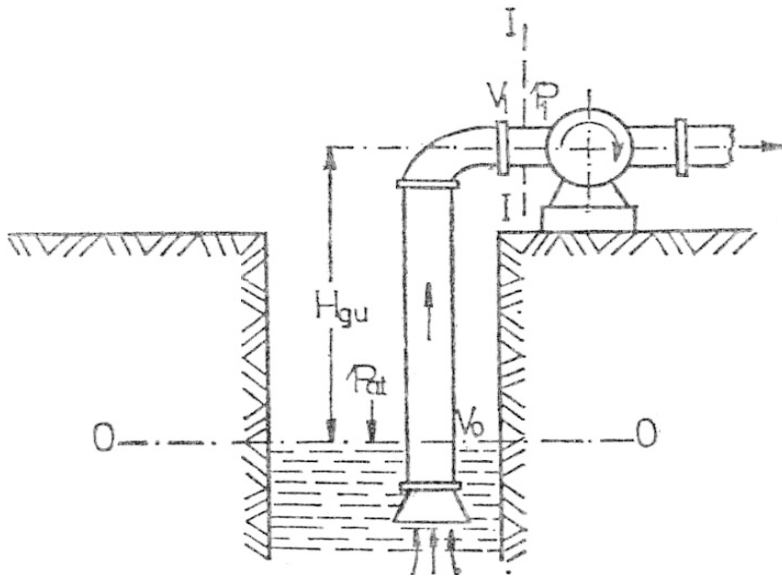


Fig 15 Gypi -tubi thithës

Në fig. 16 paraqiten dy pozita të pompës në raport me nivelin e lëngut në rezervuarin prurës.

- a) pompa që transmeton lëng të ftohtë,
- b) pompa që transporton lëng me temperaturë të lartë ose nëse tërhiqet lëngu nga rezervuari në të cilin dominon vakum i lartë (nënpresion) ose:
 - 1) pompa e montuar mbi rezervuarin prurës dhe
 - 2) pompa e montuar nën rezervuarin prurës.

Që të caktohet varshmëria ndërmjet lartësisë thithëse gjeodezike dhe lartësie vakum-metrike, vendoset ekuacioni i Bernulit për prerjet 0-0 dhe 1-1, që thotë:

$$p_{at} / \rho \cdot g + z_0 + v_0^2 / 2g = p_1 / \rho \cdot g + H_{gu} + v_1^2 / 2g + h_s, \text{ ku}$$

p_{at} – presioni atmosferik,

$z_0 = 0; v_0 \cong 0$ shpejtësia e lëvizjes së lëngut në nivelin e lirë të rezervuarit,

p_1 – presioni absolut në tubin(tubi) thithës direkt deri te pompa,

v_1 - shpejtësia e lëngut para hyrjes në pompë,

H_{gu} – lartësia gjeodezike thithëse në [m],

h_s – energjia e humbur (presioni) në tubin(tubin) thithës.

Nga barazimi mund të llogaritet madhësia e lartësisë gjeodezike thithëse:

$$H_{gu} = (p_{at} - p_1) / \rho g - v_1^2 / 2g - h_s \text{ [m], ku}$$

$(p_{at} - p_1) / \rho \cdot g = H_v \text{ [m]}$ - paraqet lartësinë vakumetrike.

Shprehja në lartësinë vakumetrike thithëse nga ekuacioni për lartësinë gjeodezike thithëse merr formën:

$$H_v = H_{gu} + v_1^2 / 2g + h_s \text{ [m]}$$

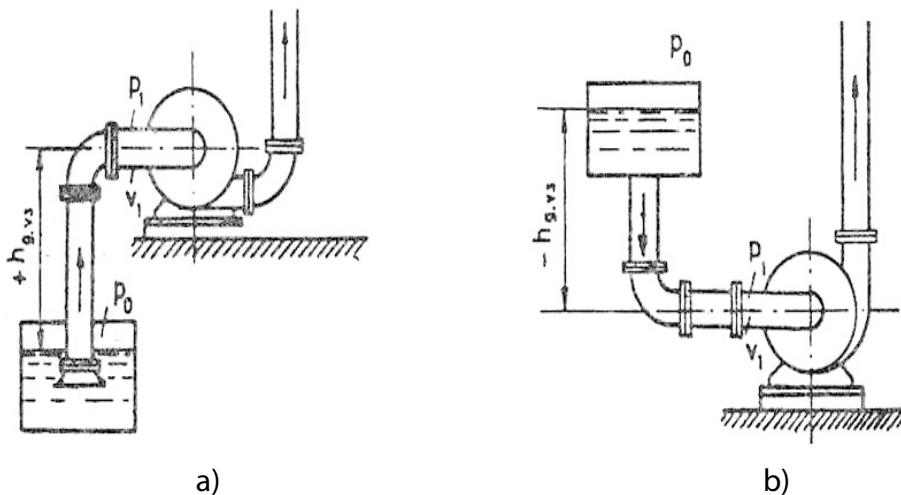


Fig. 16 Pozita e pompës në raport me rezervuarin prurës

2.8 KAVITACIONI

Kavitacioni është dukuri negative gjatë punës së pompave centrifugale për shkak se atëherë zvogëlohet presioni punues, kurse krijohen flluska nga avulli dhe gazrat që ndahen nga lëngu. Në zonën e rritjes së presionit punues, flluskat shkatërrohen, kurse avulli kondensohet. Në këto zona vjen deri te përshpejtimi i thërmijave të lëngut që shkakton rritje të presionit. Presioni i rritur shkakton dëmtim të pjesëve – largimin e thërmijave (grimcave) nga lopatat. Për shkak se uji në vete përmban sasi të caktuar të ajrit të tretur, në vendet e dëmtuara paraqitet korrozioni intensiv.

Deri te paraqitja e flluskave të ajrit vjen edhe gjatë zvogëlimit të presionit punues, e kjo bëhet nëse ndodh:

1. Rritja e lartësisë gjeodezike thithëse,
2. Zvogëlimi i presionit atmosferik për shkak të rritjes së lartësisë mbidetare,
3. Zvogëlimi i presionit absolut gjatë tërheqjes së lëngut nga rezervuari nën vakum dhe

4. Rritja e temperaturës së lëngut punues.

Deri te ramja lokale (e pjeshme) e presionit punues në vende të caktuara mund të vjen nëse ka:

- a) Rritje të shpejtësisë së rrymimit të lëngut,
- b) Ndarja e një pjese nga prurja prej lopatave dhe krijimi i turbulencës pas lopatës,
- c) Kthimi i rrymimeve prej ndonjë pengese në vrushkull.

Kavitacioni posaçërisht është prezent gjatë transportit të lëngut me temperaturë të madhe te të cilët paraqitet avullimi dhe formimi i fluskave nga avulli dhe gazrave të tjerë që janë tretur në lëng. Fluskat dhe avullin i bartë lëngu me vete (rrymimi në rrjedhje) dhe në zonat me presion më të madh vjen deri te kondensimi i avullit. Kjo ndodh për një interval të shkurtër kohorë, kurse në hapësirën e zbrazët që lirohet gjatë kondensimit të avullit lëvizin thërmijat e rrethinës së lëngut me shpejtësi të madhe, duke u goditur në mes veti. Atëherë vjen deri te rritja e përnjëhershme e presionit në ato vende, duke shkaktuar vibracione, zhurmë (kërcitje), dridhje të instalimit dhe goditje lokale hidraulike prej të cilave mund të ndodh edhe dëmtimi i sistemit. Dëmtimi nga kavitacioni te pompat shkakton rënie të presionit punues, zvogëlim të shkallës së shfrytëzimit të pompës dhe rritje të harxhimeve të energjisë elektrike. Gjatë goditjeve lokale hidraulike, kavitacioni zgjatë një kohë më të shkurtë. Nëse futet sasi e vogël e ajrit në instalim, mund të amortizohen zhurmat dhe vibracionet, kurse zvogëlohet edhe shkatrimi i pjesëve.

Për zvogëlimin e kavitacionit sugjerohen këto masa:

- Njohja e kushteve reale për thithje gjatë zgjedhjes së pompës,
- Zvogëlimi i humbjeve në tubin thithës – (rritje të diametrit të tubit për thithje, zvogëlimi i gjatësisë së përcjellësit thithës, zvogëlim të numrit të elementeve kyçëse etj.).
- Shfrytëzim të kualitetit të materialit për përpunimin e sistemit hidraulik,

- Përpunimi i pastër (retifikimi) i sipërfaqeve punuese të sistemit – në këtë mënyrë zvogëlohet mundësia e gërryerjes nga kavitacioni,
- Zhurmat dhe vibracionet e pakëndshme në instalimin në të cilin ndodhin si shkak nga kavitacioni zvogëlohen (plotësisht eliminohen) nëse instalohen kyçës për lëshimin e ajrit në tubin thithës. Duhet me kujdes të lëshohen sasi të vogla të ajrit që të mos prishet procesi normal i thithjes së lëngut.

2.9 ROLI I RROTËS SHOQËRUESE

Aparati shoqërues (përcjellës) - rrota punuese te pompat centrifugale përforcohet me pykë për boshtin punues të pompës. Me ndihmën e rrotës punuese energjia mekanike nga motori ngasës i pompës shndërrohet dhe i lajmërohet lëngut në formë të zmadhimit të energjisë së tij kinetike. Mirëpo, pompa duhet të sigurojë transportim të lëngut nga rezervuari (pusi) pranues deri te rezervuari dërgues, rezervuari që e pranon lëngun, gjegjësisht që ta zmadhojë energjinë potenciale. Për këtë shkak, në rrotën punuese 2 (aparatin shoqërues), fig. 12 realizohet edhe një transformim – energjia kinetike e zmadhuar transformohet në energji shtytëse – potenciale e lëngut. Transformimi i dyfishtë i energjisë (mekanike në kinetike dhe kinetike në shtytëse) në pompë siguron transportim të lëngut nga rezervuari prurës deri te rezervuari pranues i sipërm (shtytës) gjegjësisht kah shfrytëzuesit.

Forma e rrotës shoqëruese te pompat centrifugale mund të jetë në formë të *difuzorit* ose *rrotës shoqëruese me lopata*.

Te pompat centrifugale bashkëkohore madhësia e këndit hyrës duhet të sigurojë prurje pa goditëse të lëngut në rrotën shoqëruese. Rrota shoqëruese si zakonisht paraqitet me lopata të lakuara kah ana e prapme, që sigurojnë humbje më të vogla hidraulike në pompë gjegjësisht shkallë më të përshtatshme të shfrytëzimit.

Në pompat centrifugale lëngu më së shpeshti depërton në rrotën punuese nën këndin e drejtë ($\alpha_1=90^\circ$), ku fitohet mund më i madh (H) në pompë, kurse del nën këndin α_1 vlera e të cilit fitohet nga kushti për shkallë më të përshtatshme të shfrytëzimit η .

Konstruksioni i aparatit shoqërues duhet të sigurojë drejtimin e shpejtësisë hyrëse absolute në të që të përputhet me drejtimin e shpejtësisë dalëse absolute nga rrota punuese.

Praktikisht është vërtetuar që rrota shoqëruese me difuzor (sifon) aplikohet për zvogëlimin e parametrave dalës të lëngut (shpejtësia dhe presioni), dhe të fitohet rezistencë maksimale (H) e pompës.

2.10 KUSHTET PUNUESE TË POMPËS NË RRJETIN E TUBAVE

Pajisja e pompës përbëhet nga pompa dhe rrjeti i tubave (tubit thithëse dhe shtytës). Gjatë regjimit punues stacionarë të instalimit të pompës duhet të plotësohet bilanci material dhe energjetik.

Bilanci material përcaktohet kur prurja e pompës do të barazohet me prurjen e gjypërcjellësit, gjegjësisht:

$$Q=Q_c \text{ (m}^3\text{)}.$$

Bilanci energjetik përcaktohet me barazimin e lartësive të presioneve (mundit) të pompës dhe tubpërcjellësit,

$$H=H_c$$

Karakteristika e rrjetit të tubave paraqet varësin e mundit të nevojshëm për punë në rrjetë dhe prurje. Mundi i nevojshëm për punë në rrjetë gjatë prurjes së dhënë përcaktohet si ndryshim i energjisë specifike në fund dhe në fillim të rrjetit dhe vlera e energjisë së humbur për tejkalimin e rezistencave gjatë lëvizjes së lëngut nga rezervuari prurës deri te rezervuari shtytës.

Sipas bilancit të energjisë, në pajtim me ekuacionin e Bernulit, rrjedh se:

$$H_c = (p_2 - p_1) / \rho \cdot g + z_2 - z_1 + (v_2^2 - v_1^2) / 2g + \sum h_c, \text{ ku janë:}$$

p_2, z_2, v_2 – presioni, lartësia dhe shpejtësia në rezervuarin shtytës,
 p_1, z_1, v_1 – presioni, lartësia dhe shpejtësia në rezervuarin thithës dhe

$\sum h_c$ - humbjet hidraulike në rrjetin e tubave.

Është e njohur se humbjet hidraulike në tubpërcjellës dhe shpejtësitë e mundit janë të njëjta me katrorin e prurjes, gjegjësisht:

$$\sum h_c + (v_2^2 - v_1^2) / 2g = Q^2 = \text{const}$$

Me zëvendësimin e ekuacionit të mëparshëm për mundin e tubit, fitohet:

$$H_c = (p_2 - p_1) / \rho \cdot g + z_2 - z_1 + Q^2 \quad (\text{m})$$

Varësia e H_c nga prurja (Q) është paraqitur në Q-H diagramin prej ku dhe shihet që paraqet parabolë që fillon nga aksi i ordnatës për $Q=0$ dhe

$$H = (p_2 - p_1) / \rho \cdot g + z_2 - z_1$$

Nëse në diagramin e njëjtë e vendosim $H - Q$ lakoren e pompës, në prerjen e të dy lakoreve do të fitohet *pika punuese A* e pompës që i plotëson kushtin për barazinë e mundit të nevojshëm me mundin në dispozicion, gjatë regjimit stacionarë të punës së pompës.

Nëse do të ndryshojë karakteristika në rrjetë gjatë mosndryshimit të karakteristikave të pompës, atëherë pika A do të zhvendoset përgjatë gjatësisë së lakores $Q - H$. Pra, gjatë punës së pompës në rrjetin e tubave, prurja e tyre dhe mudi mund të përcaktohen në varësi të karakteristikave të rrjetit të tubave, fig. 17.

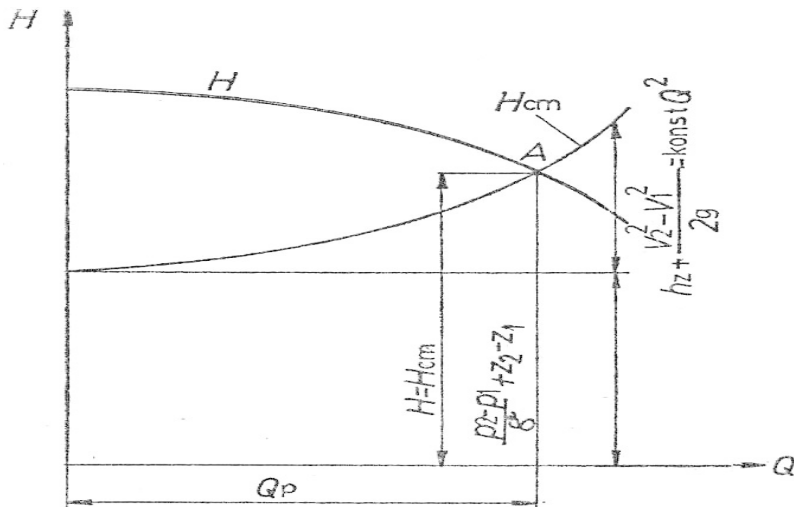


Fig. 17 Lakorja karakteristike e pompës dhe rrjeti i tubave

2.11 ZGJEDHJA E POMPËS PËR KUSHTET E DHËNA PUNUESE

Kushtet punuese të pompës jepen nëse janë të njohur këto të dhëna:

- Vendi se ku do të tërhiqet lëngu, presioni në rezervuarin prurës p_1 dhe lartësinë z_1 ,
- Vandin se ku duhet të transportohet lëngu, lartësia z_2 dhe presioni në rezervuarin akumulues p_2 ,
- Lloji i lëngut transportues dhe temperatura e tij dhe
- Sasia Q e lëngut që do të transportohet.

Zgjedhja e pompës realizohet sipas kësaj radhe:

Sipas lartësive të dhëna z_1 , z_2 dhe presioneve p_1 dhe p_2 caktohet madhësia e pjesës potenciale nga munda i rrjetit.

$$H_p = (p_2 - p_1) / \rho \cdot g + (z_2 - z_1) \quad (\text{m})$$

Pastaj tërhiqet tubpërcjellësi nga rezervuari prurës deri te rezervuari shtytës dhe llogaritet madhësia e humbjeve vëllimore (lokale dhe vargore) gjatë madhësive të ndryshme të prurjes Q :

$$\Sigma h = f(Q).$$

Me njohjen e këtyre të dhënave mund të vizatohen lakoret karakteristike të tubpërçuesve, për shkak se mundi i tubpërçuesit është:

$$H_c = H_p + \Sigma h = f_1(Q)$$

Sipas mundit të pompës H vizatohet lakorja karakteristike në diagramin e tubpërcjellësit dhe përcaktohet pika punuese A, e me të edhe prurja e nevojshme e pompës (Q). Me këto të dhëna zgjidhet pompa përkatëse nga katalogu, që do të mund të sigurojë prurjen (rrjedhjen) e nevojshme me mundin H në pikën A.

2.12 SHFRYTËZIMI I DREJTË I POMPËS CENTRIFUGALE

(LËSHIMI NË PUNË DHE NDËRPRERJA E POMPAVE CENTRIFUGALE)

Për shfrytëzim të drejtë të pompës centrifugale dhe përcjelljen e punës së sajë gjatë lidhjes në sistemin hidraulik, duhet të sigurohet me instrumente përkatëse dhe armaturë të domosdoshme. Në fig. 18 është paraqitur skema me instrumentet dhe valvulat e domosdoshme dhe që sigurojnë punë të drejtë (rregullt) të pompës. Valvuli 1 për mbylljen e tubit shtytës, valvula 2 për mbylljen e tubit thithës që nuk është patjetër të montohet çdo herë, vakummetri (V) me valvulën për kyçje dhe manometri (M) me valvulën për kyçjen e tij (4).

Gjatë lëshimit në punë të pompës centrifugale operacionet realizohen sipas kësaj renditje:

- a. mbylljen valvulat 1, 3 dhe 4 gjatë përgatitjes për lëshim në punë të pompës,
- b. derdhet pompa,
- c. kyçet motori ngasës i pompës dhe hapet valvula 4. Kur manometri do të tregojë madhësinë e caktuar të presionit, hapet valvula 1, që të fillojë lëngu kah tubi shtytës. Valvula 1 mund të jetë i mbyllur pas kyçjes së motorit ngasës më së shumti 2 deri 3 minuta, për shkak se lëngu në pompë nxehet, dhe me këtë ndryshojnë parametrat punues.

Gjatë ndaljes (ndërprerjes së punës) së pompës centrifugale realizohet kjo procedurë:

- a. ngadalë mbyllet valvula kah tubi shtytës (1),
- b. mbyllet valvula (3),
- c. ç'kyçet motori ngasës i pompës dhe
- d. mbyllet valvula (4).

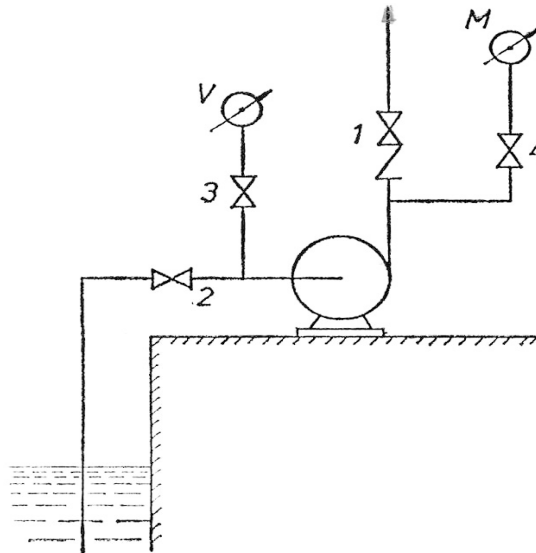


Fig. 18 Skema për lëshimin dhe ndalimin e pompës centrifugale

2.13 LIDHJA SERIKE E POMPAVE CENTRIFUGALE

Lidhja serike aplikohet kur duhet të tejkalohet lartësia e madhe manometrike gjatë ngritjes së lëngut që nuk mund të tejkalohet me një pompë. Atëherë mundet në seri të lidhen dy ose më tepër pompa. Kjo donë të thotë që në tubin shtytës të pompës së parë lidhet tubi thithës i pompës së ardhshme. Gjatë lidhjeve serike të pompave duhet pasur parasysh të jenë me prurje të njëjtë,

për shkak se mund që pompat me prurje më të madhe të ngulfat pompën e ardhshme me prurje më të vogël.

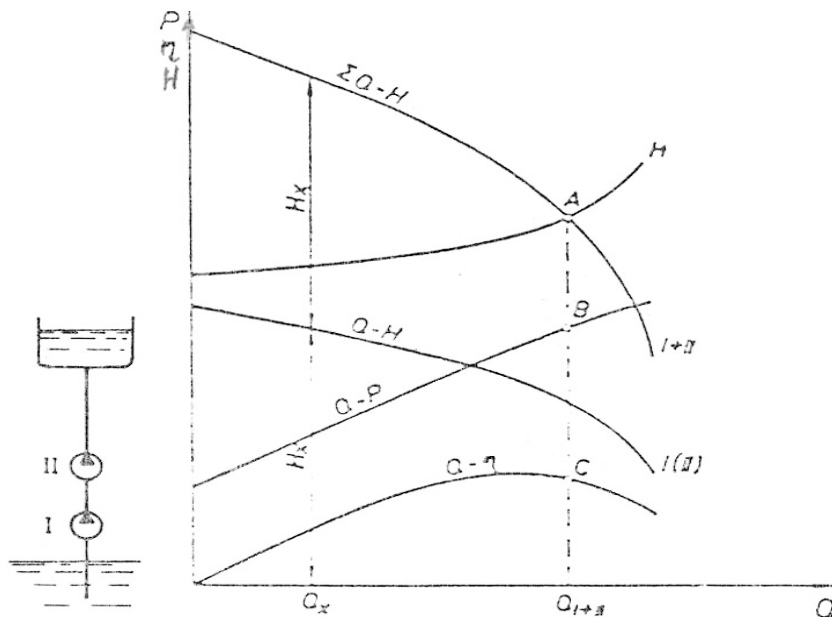


Fig. 19 Lidhja serike e pompave centrifugale

Në fig.19 është paraqitur Q-H diagrami i dy pompave të lidhura në seri. Shuma e karakteristikave $\Sigma(Q - H)$ për pompat e lidhura në seri fitohet me mbledhjen e ordinatës H_x për të dy pompat me karakteristika të njëjta (prurje Q_x). Prurja e përgjithshme Q_{I+II} e tubpërçuesit me mund H fitohet me pikën prerëse (punuese) A. Fuqia e nevojshme e dy ose më tepër pompave të lidhura në seri fitohet kur nga pika punuese A në agregat lëshohet vertikalia deri te prerja e lakores për fuqi $Q - P$ në çdo pompë. Me tërheqjen e horizontales deri te aksi i ordinatës nga pika B caktohet fuqia e nevojshme efektive për çdo pompë në veçanti në punë serike. Nga pika prerëse C me lakoren $Q - \eta$, me tërheqjen e horizontales deri te aksi i ordinatës fitohet vlera e shkallës së veprimit të shfrytëzimit η .

2.14 LIDHJA PARALELE E POMPAVE CENTRIFUGALE

Kur duhet të transportohet sasi më e madhe e lëngut, kurse nuk kemi në dispozicion pompë me kapacitet të nevojshëm, shfrytëzohet puna PARALELE e pompave. Dy ose më tepër pompa punojnë paralel kur transportojnë lëng në tubin e përbashkët shtytës. Pompat që janë të lidhura nuk është patjetër të jenë me karakteristika të njëjta. Që të fitohet karakteristika e nevojshme në sistemin e pompave, vizatohet karakteristika e përbashkët që fitohet me mbledhjen e prurjeve të pompave individuale. Mënyra më e thjeshtë për sqarim është nëse analizohet puna paralele e dy pompave me *karakteristika të njëjta*.

Në fig. 20 janë paraqitur karakteristikat e pompave I dhe II, me karakteristika të njëjta si dhe karakteristika e përbashkët I+II, gjegjësisht $Q - H$ dhe $\Sigma(Q - H)$. Cila do pikë nga karakteristika e përbashkët, për shembull, pika punuese B, fitohet me ndarjen e gjatësisë $A'B' = AB$ (për pompa me karakteristika të ndryshme, gjatësitë do të jenë të ndryshme). Në mënyrë të njëjtë fitohen edhe pikat e tjera në diagram (për shembull, pika C) dhe nëse lidhen pika e tilla të fituara, fitohet shuma e lakoreve karakteristike I+II për punë paralele të dy pompave. Nga diagrami shihet që prurja e përgjithshme e dy pompave të njëjta, të lidhura paralel në tubin e njëjtë, është më i vogël nga prurja e dyfishtë e një pompe kur do të punon si e pavarur. Nëse janë të lidhur më shumë pompa në mënyrë paralele në një tub, atëherë ndryshimi i prurjes së përgjithshme do të jetë më i madh nga shuma e prurjeve gjatë punës individuale të çdo pompe. Për këtë shkak duhet të zgjidhet pompa me kapacitet të duhur kurse paralelisht të lidhen vetëm si zgjidhje e përkohshme. Dy pompa me karakteristika të ndryshme (prurje) mund të kyçen në tubin përcjellës të njëjtë, vetëm nëse pika punuese A në Q-H diagramin do të tregon që lidhja e tillë do të funksionojë. Mundi i secilës pompë duhet të jetë i njëjtë ose më i madh se sa mundi i përbashkët për dy pompa (pika punuese A). Nëse mundi i një pompe është më i vogël nga ai i përbashkët,

atëherë lëngu nga tubi mund të kthehet prapa në vend që të transportohet lartë.

Fuqia e nevojshme dhe shkalla e shfrytëzimit veprues të pompave lidhura paralelisht fitohen në këtë mënyrë: nga pika punuese B në Q-H diagramin tërhiqet vija horizontale BB' që me Q-H vijën pritet në A'.

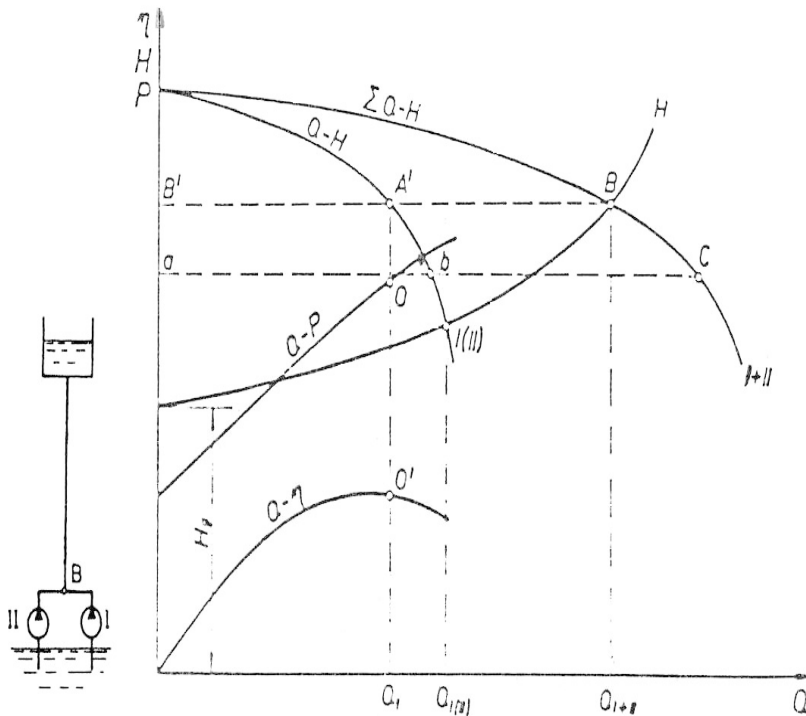


Fig. 20 Puna paralele e dy pompave të njëjta centrifugale

Prej sajë lëshohet vertikalia deri te lakorja Q - P, gjegjësisht Q- η . Nga pikëprerja e pikave O gjegjësisht O', me tërheqjen e horizontaleve deri te aksi i ordinatës fitohen vlerat për fuqinë P dhe koeficientin e shfrytëzimit η .

2.15 REGULLIMI I POMPAVE CENTRIFUGALE

Pika punuese e agregatit përcaktohet me prerjen e lakores Q-H të pompës dhe gypipërcjellës. Kjo pikë i përcakton karakteristikat punuese: prurjen, mundin, fuqinë dhe shkallën e shfrytëzimit veprues.

Në praktikë shpesh ka nevojë për ndryshimin e prurjes (rrjedhjes), për shembull, që do të shkaktojë ndryshime në parametrat punues. Ndryshimi i parametrave punues kushtëzon ndryshim të detyruar të karakteristikave punuese të pompës ose tubitpërcjellës që të plotësohen parametrat punuese të nevojshëm. Ndryshimi i karakteristikave punuese të pompës ose tubitpërcjellës është quajtur *rregullimi* i punës. Rregullimi mund të realizohet me:

1. Ndryshimin e numrit të rrotullimeve të motorit ngasës të pompës,
2. Ndryshimit të këndit të lopatave të rrotorit ose statorit,
3. Ndryshimit të karakteristikave punuese të tubit shtytës.

1. Gjatë rregullimit me ndryshim të numrit të rrotullimit

te motori ngasës i pompës nuk arrihet ndryshim i madh i karakteristikave punuese të pompës. Në fig. 21 është paraqitur si ndikon ndryshimi i numrit të rrotullimit në prurje te pompa. Pika punuese e agregatit A, me ndryshim të numrit të rrotullimit, zhvendoset sipas lakores karakteristike në tubit shtytës që ngel i pa ndryshueshëm. Për numra të ndryshëm të rrotullimit n_1, n_2, n_3 , pompa do të transportojë prurje të ndryshme Q_1, Q_2, Q_3, \dots nëse Q_1 është prurje normale në pikën punuese A, me ndryshim të numrit të rrotullimeve n_1 në n_3 , pika punuese zhvendoset nga A në B, kurse prurja do të jetë Q_3 .

Te pompat centrifugale si motorë ngasës më së shpeshti përdoren elektromotorët. Te këto motorë duhet të ndërtohen elemente speciale për ndryshim të numrit të rrotullimeve dhe për këtë shkak ***kjo metodë nuk haset shpesh*** në praktikë. Po ashtu, te pompat centrifugale që shfrytëzojnë motor me djegie

të brendshme ose turbomotorë, mund të realizohet rregullimi me ndryshim të numrit të rrotullimit.

2. Ndryshimi i këndit të lopatave mund të thuhet që nuk aplikohet në praktikë për shkak se për këtë punë është i nevojshëm intervenim i përbërë në pompë.

3. Më së shpeshti e aplikuar është rregullimi me ngulfatje ose *rregullim me ndryshim të karakteristikave punuese në tubin shtytës*. Gjatë kësaj rregullimi vetëm mbyll valvulën në tubin shtytës, menjëherë pas pompës, me çka realizohet ngulfatja (zvogëlimi) i prurjes në pompë.

Kjo mënyrë e rregullimit përdoret më së shpeshti, edhe pse pjesë nga energjia harxhohet për tejkalimin e rezistencave në valvulën mbyllëse.

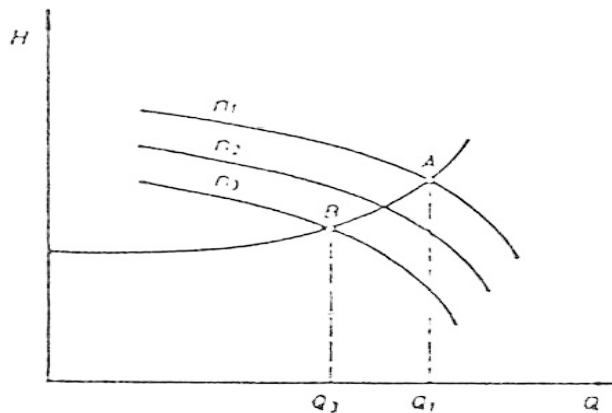


Fig. 21 Rregullimi me ndryshim të numrit të rrotullimeve

2.16 TURBOPOMPAT SPECIALE

Për shkak se në praktikën e përditshme përdoren shumë lloje të pompave dinamike, për shqyrtim më të lehtë, më së shpeshti pompat speciale grupohen në dy grupe:

1. Pompa për qëllim të përgjithshëm – përdoret për transport të lëngjeve të pastërta me temperaturë prej 70 deri 100°C. në këtë grup janë të përfshirë këto lloje të pompave:

- aksiale
- konzollë,
- vertikale,
- dyrrymore,
- diagonale dhe
- shumëshkallëshe

2. *Pompas për qëllime të posaçme* – dallohen nga pompas për qëllime të përgjithshme sipas tre karakteristikave:

- llojit të lëngut punues,
- mënyrës së montimit dhe
- qëllimit - përdorimit

a) *Sipas llojit të lëngut punues*, më së shpeshti përdoren pompas speciale për transportimin e lëngjeve kimike aktive (bazave, acideve), lëngjeve djegëse etj.

b) *Sipas mënyrës së montimit*, pompas ndahen në horizontale dhe vertikale. Anëtarë karakteristik janë pompas e thella (pompas për puse-pompas mamut-aerohiptori janë të këtij lloji). Këto pompa janë pompa vertikale, kurse dimensionin e tyre varet nga dimensionin e pusit (rezervuarit) ku do të montohen.

c) *Sipas qëllimit-përdorimit*, ekzistojnë shumë lloje dhe atë:

1. pompa për transport të hidro-përzierjeve abrazive (uji i përzier me rërë, xehe të bluar, tokë),
2. pompa për transport të lëngjeve të papastërta (fekale, fundërrina),
3. pompa për transport të lëngjeve kimike aktive,
4. pompa për transport të lëngjeve djegëse,

5. pompa për mbushjen e kaldajave të avullit me lëng nën presion (injektor),
6. pompa për transport (ngritje) të lëngut prej një niveli në nivel tjetër (ejektor) etj.

Sipas programit mësimorë është supozuar që nxënësi të njohë punën e pompave speciale karakteristike: pompave mamut, injektor dhe ejektor. Për shkak se principi i punës dhe fotografia e pompave speciale ejektor është paraqitur në teknikën hidropneumatike për vitin e II (faqe 60-63), në këtë libër do të paraqiten skica dhe principe të sqaruara për funksionimin e mamut pompës (aerohiptori) dhe injektorit.

Në pompat speciale, gjithsesi, numërohen edhe **pompat e mëdha** që përdoren te sistemet për bonifikim, hidroelektrane ose termoelektrane, pastaj *pompat mbushëse të kaldajave të avullit* që punojnë me temperaturë të ujit deri 160°C, *pompave për tërheqje (nxjerrje) të kondensimit...*

Këto pompa punohen me fuqi të madhe (më së shpeshti të shprehura në megavat) dhe gabaritet të lartë, kurse kushtet për punë janë të ndryshme nga ato të pompave me qëllime të përgjithshme.

2.17 POMPA MAMUT (AEROHIPTORI)

Pompa mamut, që është quajtur edhe aerongritës (ngritës pneumatik), përdoren për transmetimin e ujit nga pusi ose rezervuari i thellë, në lartësi të caktuar, Skema e kësaj pompe dhe principi i punës është paraqitur në fig. 22. Në pusin 1 është zhytur tubi thithës 2 i mamut pompës deri në thellësinë h_1 . Nëpër tubin 3 sjellët ajri i komprimuar në tubin e zhytur 2 deri te rrafshi a – a, që gjendet në afërsi të skajit të tubit zhytës. Për shkak se ajri i komprimuar rrymon me shpejtësi më të madhe nëpër tubin 2, e hollon ujin në të, duke formuar përzierje me dendësi më të vogël dhe me presion më të ulët nga uji i pusit. Për këtë shkak, përzierja

e lëngut dhe ajri i komprimuar, ngritën nëpër tubin thithës 2, mbi nivelin e lëngut $b - b$ në pusin 1. Lartësia e ngritjes së përzierjes nëpër tubin thithës 2, mund të përcaktohet sipas barazimit për baraspeshim hidrostatik:

$$(H_2 + h) \cdot \rho_1 \cdot g = H_2 \cdot \rho \cdot g$$

$$h = H_2 \cdot \frac{\rho - \rho_1}{\rho_1} \text{ [m]}, \text{ ku janë:}$$

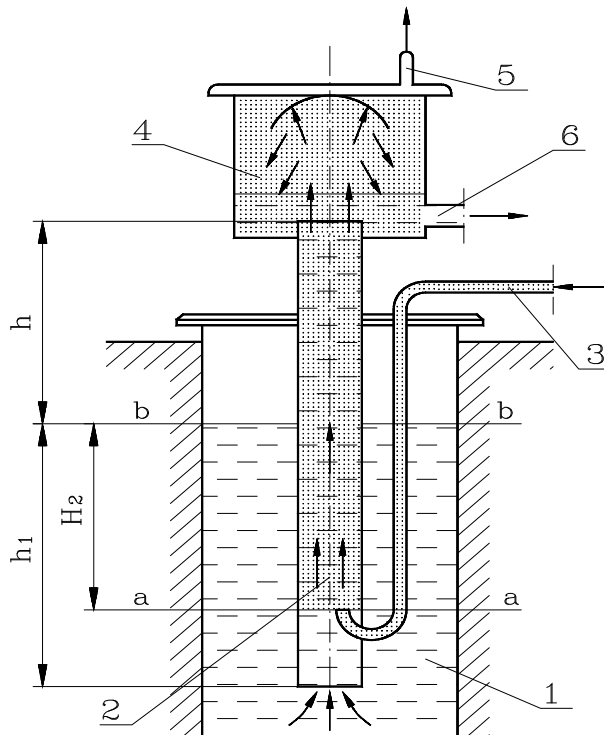


Fig. 22 Pompa mamut (aerohiptori)

h [m] – lartësia e ngritjes së përzierjes së lëngut dhe ajrit të komprimuar,

H_2 [m] – lartësia e kyçësit të tubit 3 për sjelljen e ajrit të komprimuar deri te sipërfaqja e lirë e lëngut $b-b$,

ρ [kg/m³] – dendësia e ujit të akumuluar në pus (bunarë).

ρ_1 [kg/m³] – dendësia e përzierjes së lëngut dhe ajrit të komprimuar.

Nëse shikohet prerja $a - a$ në tubin thithës 2, atëherë nga kushti për baraspeshë hidrostatike patjetër presioni brenda në tub dhe jashtë në lëng (në pus, bunarë), të jetë i njëjtë. Nëse shikohet cila do prerje në tubin thithës mbi nivelin e pusit $b - b$, presioni brenda në tubin 2 do të jetë më i vogël nga presioni përreth (i jashtëmi). Për shkak të presionit të madh të jashtëm brenda në tubin thithës 2, përzierja e lëngut dhe ajri i komprimuar ngrihen lartë mbi nivelin e pusit. Me sjelljen kontinue të ajrit të komprimuar nëpër tubin 3 arrihet edhe ngritje kontinue të përzierjes deri te dhoma (dhoma) 4. Në komorën e ndarë 4, ajri i komprimuar del nëpërmjet valvulës 5, kurse lëngu nëpërmjet kanalit dalës 6, largohet në tubin akumulues. Prej tij, me pompë tjetër, tërhiqet (nxjerrët) dhe transportohet kah sistemi hidraulik.

Për punë të rregullt të mamut pompës me rëndësi të madhe është raporti ndërmjet lartësisë së zhytjes H_2 në pus, ku sjellët ajri i komprimuar dhe lartësia e ngritjes së lëngut h . Ky raport shpesh shprehet nëpërmjet shkallës së zhytjes n , që llogaritet sipas barazimit:

$$n = \frac{H_2}{H_2 + h}$$

Në bazë të shkallës së zhytjes n dhe të dhënave eksperimentale llogaritet thellësia H_2 sipas shprehjes:

$$H_2 = \frac{h \cdot n}{1 - n} \text{ [m]}$$

Që të ekzistojë baraspesha ndërmjet shtyllës nga përzierja H_2+h dhe lartësia e ujit H_2 , është e nevojshme që thellësia e zhytjes së tubit me ajër të komprimuar të jetë më e madhe, gjatë lartësive më të mëdha të ngritjes H_2+h . Por për këtë shkak, thellësia e pusit h_1 , duhet të jetë mjaft e madhe që të sigurohet zhytje e mjaftueshme e tubit thithës 2 bashkë me tubin 3, nëpër të cilin sillet ajër i komprimuar.

Për shkak të konstruksionit të thjeshtë (pa valvulë dhe pjesë të palëvizshme), kjo pompë shpesh aplikohet për nxjerrjen e ujit nga pusi, mbeturinave të ujit në industri etj. Por, për shkak të varshmërisë nga burimi për komprimim të ajrit, aplikimi i saj është i kufizuar. Si e metë theksohet edhe nevoja për një pompë tjetër, për transportimin e lëngut nga rezervuari akumulues më tutje në sistem. Po ashtu, shkalla e ulët e shfrytëzimit η (deri 15%) është një nga të metat e mëdha.

2.18 INJEKTORI

Injektori është pompë speciale që përdoret kryesisht për mbushjen e kaldajave të avullit me lëng nën presion. Presioni maksimal i lëngut arrin deri 10 [bar], kurse lartësia maksimale deri ku mund të ngrit lëngun është deri 2 metra. Në fig. 23 është paraqitur skema e injektorit me pjesët e tij përbërëse. Sipas principit të punës, injektori bie në grupin e pompave me vrushkull dhe punon me ndihmën e avullit të ujit. Avulli i ujit nëpërmjet kanalit kyçës 2 sillet në diznën e Delavalovit 4, kurse sasia e avullit të sjellur rregullohet me ndihmën e valvulave boshtore 3. Shpejtësia e rrymimit e avullit të ujit nëpër diznën e Delavalovit 4 rritet, që kontribuon që të krijohet nënpresion në dhomën punuese 5. Nënpresioni në dhomën punuese dhe tubin thithës mundëson që uji nga rezervuari 10 nëpërmjet kanalit thithës 1 të ngritet deri te dhoma (dizna) 5, ku përzihet me avullin e ujit dhe pastaj ajo kondensohet. Përzierja nga uji dhe uji i avullit të kondensuar rrymon kah difuzori 6, për shkak

se në diznën 4 pjesa e madhe e energjisë së presionit që e ka avulli i ujit transformohet në energji kinetike. Kur përzierja do të arrijë te difuzori 6, energjia kinetike përsëri transformohet në energjinë e presionit, që mundëson që valvula jokthyese 9 të jetë e hapur, gjegjësisht të rrymon lëngu kah kaldaja e avullit. Gjatë lëshimit të injektorit në punë, nëpër valvolën lëshuese 8 dhe tubin 7 avulli del në atmosferë deri sa nuk krijohen kushte normale për punë. Kjo donë të thotë që vrushkulli-

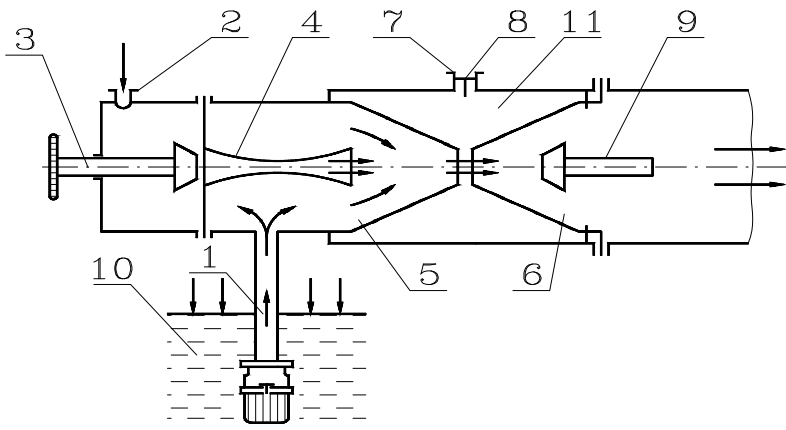


Fig. 23 Injektori

nga avulli i ujit, që sjellët në injektor, duhet të realizojë madhësi të mjaftueshme të presionit. Atëherë, për shkak të shpejtësisë së madhe të rrymimit në hapësirën ndërmjet diznës 5 dhe difuzorit 6 në komorën (dhomën) 11, krijohet nënpresion që mundëson që valvula lëshuese 8 të mbyllet deri sa punon injektorit.

2.19 PAJISJA E HIDROFORIT

Pajisja e hidroforit paraqet sistem për sigurimin e ujit në rastet ku nuk ka rrjetë të ujësjellësit. Pajisja e hidroforit me pjesët përbërëse të nevojshme është paraqitur në fig. 24. Në pusin (1) zhytet tubi thithës (2), që në fund detyrimisht ka shportën thithëse (3). Tubi thithës lidhet me pompën centrifugale (P), që merr ngasje nga elektromotori (M). Me kyçjen e motorit ngasës, pompa nxjerr ujin nga pusi (1), që nëpërmjet valvulë jokatheye (4) dhe valvulë rrjedhëse (5) shtyhet kah hidrofori (enës nën presion) (6). Hidrofori (6) është enë metalike nën presion, që në maje ka manometrën e montuar dhe treguesin e nivelit (7) (si zakonisht nga qelqi-plastikës). Me mbushjen e hidroforit me ujë, presioni i ajrit të komprimuar në të rritet deri në kufirin maksimal të lejuar. Për shkak se ajri është materie e ngjeshur, mbledhet në vëllim minimal të enës, duke lejuar që pjesa më e madhe e vëllimit të mbushet me ujë.

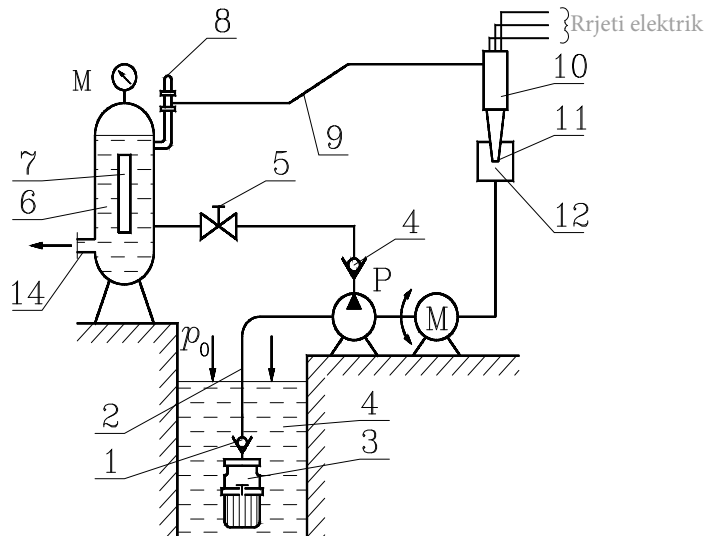


Fig. 24 Pajisja e hidroforit

Mbushja, gjegjësisht zbrazja e rezervuarit (enës nën presion), realizohet në mënyrë automatike për shkak se motori (M) e kyç (ç'kyç) pompën (P) varësisht nga presioni në hidroforin (6). Ai presion përcaktohet gjatë punimit të enës dhe mund të jetë prej kufirit minimal deri te kufiri maksimal i lejuar. Madhësia e presionit rregullohet me ndërprerësin elektrik (8), që nëpërmjet kabllës për sinjalizim (9) është i lidhur me siguresën (10), ndërprerësin mbrojtës të motorit (11), gjegjësisht kontaktorin automatik të motorit (12). Gjatë mbushjes së hidroforit me ujë, që kur presioni i ajrit të komprimuar në enë e arrin vlerën maksimale të lejuar, ndërprerësi elektrik (8) në mënyrë automatike e ç'kyç motorin, gjegjësisht pompën. Zbrazja e ujit nga hidrofori realizohet nën veprimin e presionit të ajrit të komprimuar, që e shtynë ujin dhe ai del nëpër tubin hedhës-dalës (14) kah konsumuesi. Kjo veti e ajrit të komprimuar është bazë e ligjit të Bojl-Marriotit për gazra nën presion, që thotë: *nëse ndonjë gazit i zvogëlohet vëllimi për dy, tre ose katër herë, atëherë edhe presioni i tij rritet për aq herë, me kusht që të mos ndryshoj temperatura e gazit.*

Motori, gjegjësisht pompa, në mënyrë automatike kyçen me ndihmën instalimin elektrik, menjëherë pas rrënjës së presionit deri në kufirin e lejuar minimal. Ena nën presion punohet në disa madhësi standarde dhe zgjidhet sipas konsumimit maksimal. Motori ngasës mund të kyçet katër deri gjashtë herë në orë, që donë të thotë se hidrofori duhet të sigurojë minimal 10 deri 15 minuta konsumim maksimal të ujit. Vëllimi hidroforit llogaritet sipas barazimit:

$$V = \frac{V_K}{0,75 \cdot (1 - \alpha)} (m^3)$$

Vëllimi shfrytëzues i ujit në enë llogaritet sipas barazimit empirik:

$$V_K = \frac{T_{\min} \cdot q}{4} (m^3), \text{ ku}$$

T_{\min} - koha minimale ndërmjet dy kyçje të motorit,
 q [m^3/min] - sasia e ujit që shtyhet në minutë.

Me zëvendësimin e vlerës së vëllimit shfrytëzues në barazimin për vëllimin e përgjithshëm të enës fitohet:

$$V = \frac{T_{\min} \cdot q}{4 \cdot 0,75 \cdot (1 - \alpha)} (m^3), \text{ ku}$$

$\alpha = \frac{p_{\min}}{p_{\max}}$ - koeficienti që është përcaktuar si raport ndërmjet presionit minimal dhe maksimal në enë. Si zakonisht $\alpha \approx 0,75$.

Vëllimi minimal në enë duhet të jetë:

$$V_{\min} = \frac{T_{\min} \cdot q}{0,75} [m^3].$$

2.20 APLIKIMI I PAJISJEVE TË HIDROFORIT

Pajisjet e hidroforit aplikohen për sigurimin me ujë të një shtëpie, fermë bujqësore ose blegtorale, reparte të vogla industriale ose vendbanime të vogla. Mirëpo, pajisja e hidroforit paraqet stacionin më të thjeshtë të pompës që nën presion transportohet sasi e mjaftueshme e ujit nga burimi (pusi) deri te konsumuesi i fundit në sistemin hidraulik. Arsye ekonomike për ndërtimin e pajisjes së hidroforit ekziston nëse ajo siguron konsumim ditorë prej 8 deri 12 orë.

Në praktikë aplikohen dy lloje të paraqitjes:

1. Kur pajisja e hidroforit siguron ujë direkt nga pusi për sistemin hidraulik, atëherë pusi në çdo kohë patjetër të ketë sasi të mjaftueshme – sasi të nevojshme maksimale të ujit për sistemin. Ky ndërtim rrallë herë përdoret për shkak

se gjatë çdo ndryshimi të presionit në sistemin hidraulik pompa kyçet ose ç'kyçet.

2. Ndryshimi i presionit në sistemin hidraulik ndodh gjatë çdo hapje ose mbyllje të ndonjë konsumuesit. Kyçja (ç'kyçja) e shpeshtë e pompës nuk rekomandohet dhe për këtë shkak kjo paraqitje aplikohet vetëm në situata ekskluzive.
3. Nëse në pus (bunar) nuk ka sasi të mjaftueshme të ujit, atëherë stacioni i pompës është i ndarë në dy pjesë. Pjesa e parë e stacionit ka për detyrë të transportoj ujin prej pusit deri te rezervuari akumulues – hidrofori (ena nën presion). Pjesa e dytë – shtytëse e pajisjes e transporton ujin nga hidrofori kah sistemi hidraulik.

Madhësia e presionit në hidrofor është e rregulluar me ajër të komprimuar, kurse pompa kyçet ose ç'kyçet vetëm kur niveli i ujit në të do të jetë në min ose max. Rregullimi automatik i nivelit të lëngut në hidrofor dhe madhësia e presionit në të lehtë kontrollohet me instrumente në pajisjet e hidroforit. Pajisja e hidroforit me rezervuarin akumulues rregullisht paraqitet për sigurimin e ujit nga pusi deri te konsumuesi i vogël.

Ena nën presion – hidrofori ka funksion për kyçje dhe ç'kyçje automatike të pompës në sistem.

2.21 LLOJET E POMPAVE QË APLIKOHEN TE PAJISJET E HIDROFORIT

Pajisja e hidroforit përbëhet nga agregati i pompës (pompa centrifugale dhe motori ngasës i pompës), hidrofori (ena nën presion) dhe armatura e nevojshme (valvulat dhe instrumentet matëse) për funksionimin e pajisjes. Varësisht nga kapaciteti i pajisjes së hidroforit dhe presionit punues, mund të përdoren një

ose më shumë pompa centrifugale. Pompat lidhen në mënyrë serike, nëse duhet të ngritët lëngu në lartësi më të madhe, ose në mënyrë paralele, nëse duhet të transportohet sasi më e madhe e lëngut. Zgjedhja e pompës realizohet sipas $Q - H$ diagramit, kurse shkalla e shfrytëzimit do të varet nga konsumimi i ujit.

Kyçja (ç'kyçja) mund të rregullohet në mënyrë automatike sipas madhësisë së prurjes (rrjedhjes) (Q) ose madhësia e presionit punues (p). Kontaktori automatik ose manometri kontaktues për aktivizimin ose shkyçjen e pompës reagojnë vetëm nëse harxhohet uji i akumuluar, kurse niveli në hidrofor dhe presioni e arrijnë kufirin minimal. Atëherë kyçet motori ngasës në pompën centrifugale që të mbushet hidrofori deri në nivelin maksimal, kurse presioni e arrin vlerën maksimale. Aktivizimi i pompës centrifugale më së shpeshti rregullohet sipas madhësisë së presionit punues në sistemin hidraulik dhe madhësia e lartësisë thithëse të pompës.

Pompat centrifugale *horizontale* përdoren deri te lartësia e thithjes prej 6 m, kurse për lartësi më të madhe thithëse përdoren pompat vertikale. Nëse pompa centrifugale horizontale është e montuar në lartësi më të madhe prej 6 m nga niveli i ujit në pus, atëherë nuk mund të punojë për shkak të lartësisë gjeodezike të thithjes. Te rezervuarët me oscilim të nivelit të ujit, zgjedhja e pompës është me rëndësi të veçantë dhe problemi zgjidhet me aplikimin e pompës centrifugale vertikale. Me aplikimin e pompave centrifugale vertikale anulohet problemi me tejkalimin e lartësisë thithëse, për shkak se te ato pompa motori ngasës çdo herë është i vendosur në pjesën makinerike, kurse pompa është e zhytur në ujë. Nga motori deri te pompa fuqia transmetohet me aksin vertikal. Konstruksioni i pompës vertikale varet nga dimensionimi i pusit.

Pompa vertikale përbëhet prej tre tërësive themelore dhe atë:

- shtëpiza e pompës me rotor dhe të gjithë pjesët e pompës,
- tubi hyrës me aksin ngasës dhe
- mbajtësi i pompës.

Pompat centrifugale vertikale aplikohen për lartësitë e thithjes deri 50 m, e kjo duhet të sigurohet me gjatësi të mjaftueshme të tubit thithës dhe numër të mjaftueshëm të kushinetave të tubat për shkak të punës së qetë të pompës.

Shembuj:

1. Sa është lartësia vakumetrike thithëse e pompës për ujë, nëse në sipërfaqen e pusit vepron presioni atmosferik $p_0=1$ [bar], kurse presioni absolut në kyçësin thithës të pompës është $p_1=0,3$ [bar]. Dendësia e ujit është $\rho=1000$ kg/m³.

Zgjidhje:

Për shkak se 1 [bar]= 10^5 [N/m²], me zëvendësim fitohet:

$$h_v = \frac{p_0 - p_1}{\rho \cdot g} = \frac{(1 - 0,3) \cdot 10^5}{10^3 \cdot 9,81} = 7,14 \text{ [m]}$$

2. Sa duhet të jetë lartësia manometrike për ngritjen e pompës për ujë, nëse pompa dërgon 90 [l/s], kurse ndryshimi i lartësisë ndërmjet sipërfaqes së pusit dhe sipërfaqes së lëngut në rezervuar është 40 [m]? Tubpërçuesi ka gjatësi prej 1000 [m], kurse diametri i tubit prej 300 [mm].

Zgjidhje:

Lartësia gjeodezike $H_g=40$ [m], nga tabela për tuba nga hekuri me $\phi=300$ [mm], $\lambda=0.024$. Për shkak të gjatësisë së madhe të tubpërçuesit, neglizhohen humbjet lokale, kurse merren parasysh vetëm rezistencat e rrymimit për gjatë gjatësisë së tubpërçuesit, dhe atë:

$$\Sigma h = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0,24 \cdot \frac{1000}{0,3} \cdot \frac{1,28^2}{2 \cdot 9,81} = 6,7 [m]$$

$$\Sigma h = Q / A = 4Q / d^2 \cdot \bar{u} = 4 \cdot 0,09 / 0,3^2 \cdot 3,14 = 1,28 [m/s]$$

Lartësia e nevojshme manometrike e ngritjes do të jetë:

$$H = H_g + \Sigma h = 40 + 6,7 = 46,7 [m]$$

3. Sa duhet të jetë lartësia gjeodezike thithëse $H_{gu}=?$ e pompës për ujë që duhet të dërgoj $Q=35 [l/s]$, kurse vakometri që është i ndërtuar në kyçësin thithës të pompës tregon presion prej $p_v=0.62 [bar]$. Tubi thithës është me $d=200 [mm]$, kurse rezistencat e përgjithshme lokale $\Sigma \xi=8,5$. Rezistencat në pjesën e parë të tubit thithës neglizhohen, kurse detyra të zgjidhet me ndihmën e barazimit të Bernulit.

Zgjidhje:

Niveli i ujit në rezervuar merret për rrafshin fillestarë, për të cilin vlejné këto kushte: $z_A=0$, $z_B=H_{gu}$, kurse shpejtësia e ujit $v_A=0$. Barazimi i Bernulit për prerjet e caktuara do të jenë:

$$p_A / \rho \cdot g + v_A^2 / 2g + z_A = p_B / \rho \cdot g + v_B^2 / 2g + z_B + \Sigma h$$

$$v_1 = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi \cdot d^2} = 1,11 [m/s]$$

$$H_{gu} = \frac{0,62 \cdot 10^5}{9,81 \cdot 10^3} - \frac{1,11^2}{2 \cdot 9,81} \cdot (1 - 8,5) = 5,8 [m]$$

Pyetje për përforsim

1. Si ndahen turbopompat?
2. Cila është karakteristika e turbopompave?
3. Si është ndikimi i formës së lopatave ndaj mundit?
4. Sa është numri i lopatave për pompat centrifugale?
5. Çka është numri specifik i rrotullimit?
6. Pse përdoret numri specifik i rrotullimit?
7. Çka është lartësia e lejuar e thithjes?
8. Çka është kavitacioni?
9. Kur paraqitet forca aksiale?
10. Si është roli i qarkut përcjellës?
11. Si përcaktohen kushtet punuese për tubpërçues?
12. Prej kujt varet zgjedhja e pompës?
13. Pse lidhen paralelisht turbopompat?
14. Pse lidhen vertikalisht turbopompat?
15. Cilat janë karakteristikat e turbopompave speciale?

Përfundim:

Nga kapitulli për turbopompa nxënësit informohen për pompat hidraulike, principi i punës dhe përdorimi i tyre. Përveç formave konstruktive, mund të mësojnë si llogaritet dhe zgjidhet lloji i pompës sipas nevojës së pajisjes hidraulike ose instalimi i dhënë. Njihen se si llogariten dhe vizatohen lakoret karakteristike, çka është numri kritik i rrotullimit dhe zbatimi i tyre, çka është kavitacioni dhe si mund të zvogëlohet ndikimi i tij negativ, cilat janë karakteristikat e lidhjes serike dhe paralele të pompave centrifugale dhe mënyra e rregullimit. Në këtë kapitull janë sqaruar pompat centrifugale, hidraulike speciale, mënyra e funksionimit dhe përdorimi i tyre.

II. PJESËT E TËRËSISVE HIDRAULIKE

1. SHTUPUESI (HERMETIZUESI) DHE MËNYRA E HERMETIZIMIT

Për shkak të sigurimit të hermeticitetit në sistemin hidraulik gjatë lidhjes së pjesëve përbërëse, përdoren hermetizuesit (shtupuesit, guarnicionet). Materiali, prej të cilit përpunohen hermetizuesit duhet të ketë fortësi dhe elasticitet, të jetë rezistues në konsum, të jetë stabil në ndryshimet e temperaturave dhe mos t'i ndryshojë vetitë e veta mekanike. Hermetizuesit përpunohen në forma të ndryshme dhe materiale të ndryshme, metale dhe jometale. Ato mund të ndahen:

- I. Sipas materialit prej të cilit përpunohen në:
 - Metalike, Jometalike,
 - Të kombinuar.

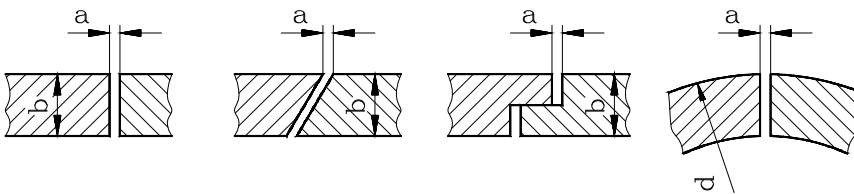


Fig. 25 Hermetizuesit metalik

Hermetizuesit metalik (fig.25) kanë jetë të gjatë të përdorimit, janë të përshtatshëm për aplikim në kufij të gjerë të temperaturave dhe presion të lartë punues. Hermetizuesit metalik punohen në formë të unazës, si zakonisht në prerje të kënddrejtë, që mund të jenë elastik dhe joelastik.

Hermetizuesit elastik janë unaza të hapura me hapësirë (shmangie) ndërmjet krahëve që mund të jenë të prerë në mënyrë të rrafshët, pjerrtë ose me përputhje.

Hermetizuesit metalik joelastik janë unaza të mbyllura.

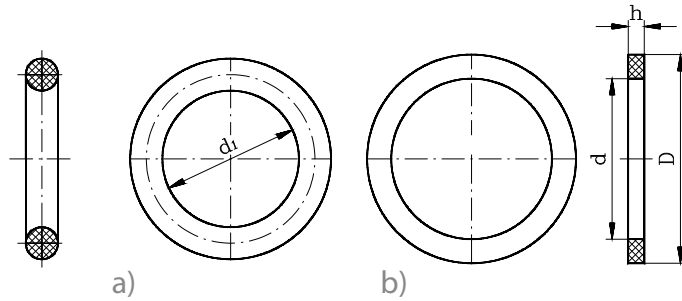


Fig. 26 Hermetizuesit (shtupuesit) jometalik

Hermetizuesit jometalik (fig.26), më së shpeshti punohen nga goma, tefloni ose material i kombinuar (goma, tekstili dhe metali). Ato mund të kenë prerje tërthore rrethore (fig.26a), drejtkëndësh (fig.26b) ose katrorë. Gjejnë përdorim të gjerë, posaçërisht për diametër të vogël dhe të mesëm të tubpërçuesit dhe pjesëve të tjera në sistemin hidraulik. Janë të ndjeshëm në dëmtimet mekanike dhe koha e përdorimit është e kufizuar.

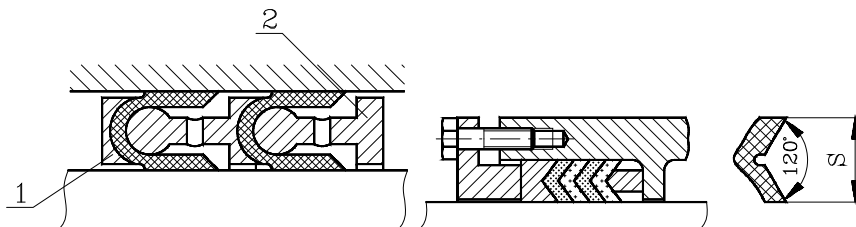


Fig. 27 Format e ndryshme të hermetizuesve jometalike

Hermetizuesit e kombinuar (fig. 27) punohen prej dy ose më tepër shtresave të materialeve të ndryshëm. Në këtë mënyrë, u përmirësohen vetitë e hermetizimit dhe u vazhdohet koha e përdorimit.

Në fig.28 është paraqitur hermetizuesi i kombinuar që përdoret te instalimet me presione më të larta punuese. Pjesët përbërëse të hermetizuesit janë: 1- unaza hermetizuese, 2- manxheta prej gome dhe 3- shtresa metalike prej tekstili.

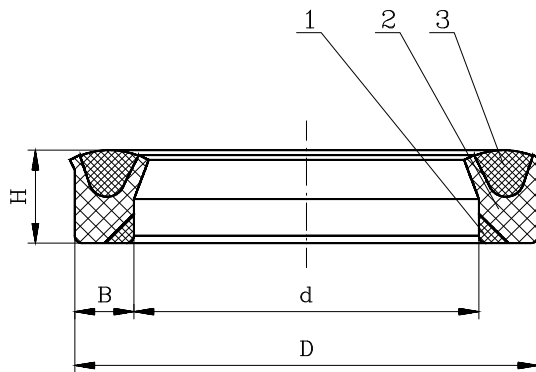


Fig. 28 Hermetizuesi i kombinuar

II. Sipas formës:

- Në formë unazore,
- Në formë të manxhetës ose profilit.

Me formë unazore (fig. 26), punohen nga metali, druri i butë, goma, plastika, materiali i kombinuar, letra e presuar etj. Më së shpeshti punohen me prerje tërthore rrethore, katrore, drejtkëndëshe ose trapezore.

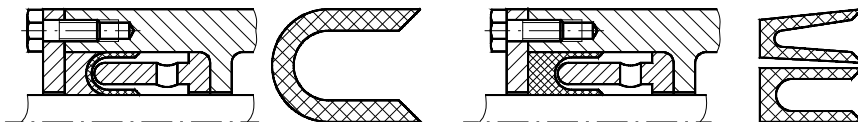


Fig. 29 Hermetizuesit në formë të profileve

Hermetizuesit në formë të manxhetës ose profileve punohen në formën e U dhe V, më së shpeshti prej gome, plastike ose material i kombinuar (gomë - plastikë).

Në fig. 29 janë paraqitur tre format, individuale ose të montuara në tërësinë e ndonjë konstruksioni.

2. KONSTRUKSIONI DHE QËLLIMI I SHPËRNDARËSVE HIDRAULIK

Shpërndarësit hidraulik janë elemente për drejtim në sistemin hidraulik, për shkak se me ndihmën e tyre drejtohet dhe shpërndahet fluidi punues në pjesë të caktuar të sistemit. Ekzistojnë disa ndarje të shpërndarësve dhe atë:

- Sipas konstruktionit (pistonik, pllakorë dhe valvularë),
- Sipas mënyrës së veprimit (me veprim direkt dhe indirekt),

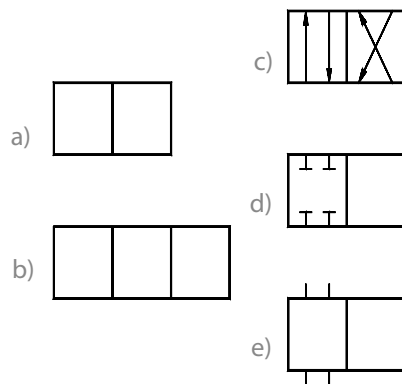


Fig. 30 Simbolet për shënimin e shpërndarësve

- Sipas numrit të kanaleve kyçës (lidhës) (me dy, tre, katër, pesë ose gjashtë kanale kyçëse),
- Sipas pozitës së kyçjes mund të jenë me dy pozicionime (me dy pozita të ndryshme të elementit punues), me tre pozita dhe katër pozita,
- Sipas mënyrës të aktivizimit mund të jenë:
 1. Me aktivizim të dorës ose këmbës,
 2. Mekanik,
 3. Hidraulik,
 4. Pneumatik dhe
 5. Elektromagnetik.

Në fig. 30 janë paraqitur simbolet që përdoren për shënimin e shpërndarësve gjatë projektimit të sistemit hidraulik. Me simbol definohet funksioni i shpërndarësit, por jo edhe konstruksioni i tyre. Si që shihet, shpërndarësit shënohen me katrorë të vogël, ashtu që sipas numrit të katrorëve që horizontalisht janë të lidhur, përcaktohet numri i pozitave për kyçje. Numri i vijave të shënuara në katrorët e paraqet numrin e përçuesve (linjave), kurse shigjetat e shënojnë kahjen e rrymimit.

Simbolet për shënim nga fig. 30 i kanë këto rëndësi:

- Dy katrorë të lidhur horizontalisht paraqesin shpërndarësin me dy pozita (dypozitës),
- Me tre katrorë – trepozitësh,
- Vijat e shkruara tregojnë që shpërndarësi ka katër kanale kyçëse, kurse shigjetat e shënon kahjen e rrymimit,
- Nëse në katrorë vija është e ndërprerë me vijë horizontale (tërthore), kjo donë të thotë që ky kanal është i mbyllur,
- Nga ana e jashtme e katrorit janë paraqitur kanalet hyrëse dhe dalëse.

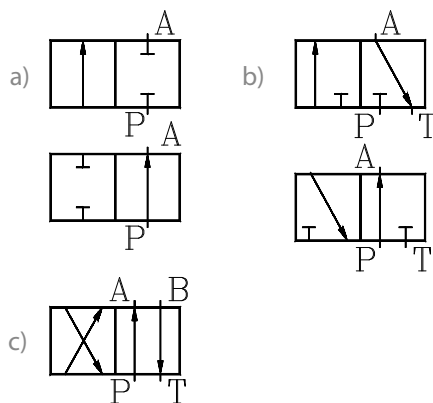


Fig. 31 Shpërndarësit me dy pozita shpërndarëse

Në fig. 31 është paraqitur shpërndarësi 2/2, që ka dy kyçës punues dhe paraqet shpërndarësin dypozitës. Numëruesi paraqet

numrin e kanave kyçës-lidhës, kurse emëruesi numrin e pozitive për orientimin e lëngut. Për shembull, shpërndarësi me katër kanale kyçëse për pompën (P), rezervuari (T) dhe dy kanale për shfrytëzuesit, ka shenjën R 4/3. Emëruesi tregon se ka tre pozita për kyçe.

Në fig. 31a është paraqitur simboli R 2/2, shpërndarës dypozitësh me dy kyçe punuese dhe dy pozita ndarëse. Përdoret për hapjen dhe mbylljen e prurjes. Simboli i parë tregon prurje (rrjedhje) të mbyllur (tubin hyrës P dhe dalës A), kurse simboli i dytë tregon prurje të hapur prej P kah A.

Në fig. 31b është paraqitur simboli R 3/2 – shpërndarësi me tre kyçe punuese dhe dy pozita shpërndarëse. Përdoret për drejtimin e cilindrit hidraulik me veprim të njëanshëm dhe si dhënës të impulsit. Simboli i epërm tregon tubin dalës të mbyllur P, kurse lëngu punues nga cilindri hidraulik nëpërmjet kanalit kyçës A kthehet në rezervuarin (T). Si të zbrazet cilindri hidraulik, lëngu orientohet dhe ndërlidhet P me A, që të mbushet, kurse kanali dalës kah rezervuari (T) është i mbyllur (simboli i poshtëm).

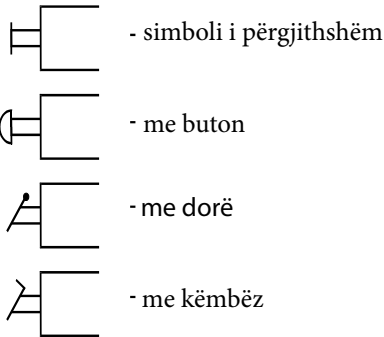
Në fig. 31c është paraqitur simboli R 4/2 – shpërndarësi me katër kyçës punues (katër lidhje) dhe dy pozita shpërndarëse. Shpërndarës të tillë shfrytëzohen për drejtim me cilindrat punues me veprim të dyanshëm. Në fillim, nëpërmjet shpërndarësit, lidhen kanalet kyçëse P me A dhe B me T. Në këtë pozitë mbushet ana e përparme e cilindrit punues, kurse lëngu nga ana e prapme, nëpërmjet kanalit kyçës B kthehet në rezervuarin (T). Në pozitën e dytë shpërndarëse, nëse janë të lidhur në katrorin e majtë, atëherë kanali kyçës i pompës P do të lidhet me B (ana e prapme e cilindrit të mbushet), kurse lëngu nga pjesa e përparmë A do të kthehet në rezervuarin (T).

Në sistemin hidraulik shpërndarësit mund të përdoren në mënyrë individuale ose në grupe (bllok) prej disave shpërndarësve. Shkronjat të cilat përdoren gjatë shënimit kanë këtë rëndësi:

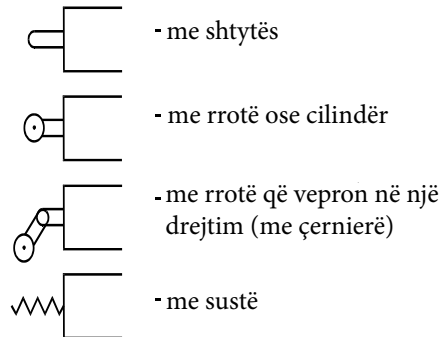
P – kyçja për tubin shtytës – pompa,
 T – kyçja për rezervuarin.

Të gjitha shkronjat tjera të alfabetit (A, B, C etj.) shfrytëzohen për shënimin e kyçësve (lidhjeve) për pjesët ekzekutues (motorit, cilindrit punues...).

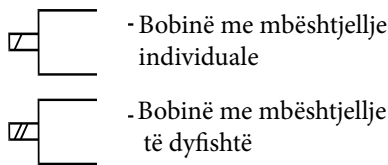
I. Aktivizimi me dorë ose me këmbë



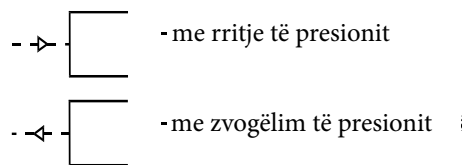
II. Aktivizimi mekanik



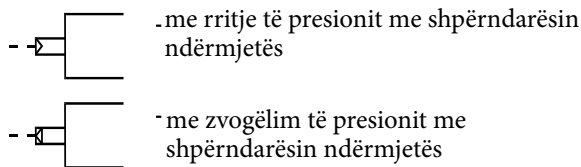
III. Aktivizimi elektro-magnetik



IV. Aktivizimi direkt hidraulik ose pneumatik



V. Aktivizimi indirekt hidraulik ose pneumatik:



Llojet e aktivizimit të shpërndarësit hidraulik

Aktivizimi i shpërndarësve, si që thamë, realizohet me forcë që e zhvendos elementin shpërndarës (punues), me të cilin kyçet ose ç'kyçet rrymimi i lëngut, kurse mund të jetë:

- Aktivizim me anë të dorës ose këmbës
- Aktivizim mekanik
- Aktivizim elektromagnetik
- Aktivizim direkt hidraulik ose pneumatik
- Aktivizim indirekt hidraulik ose pneumatik

3. VALVULAT ME PRESION

Valvulat për presion shërbejnë për rregullimin e madhësisë së presionit punues në sistemin hidraulik. Përdoren për presione punuese të ulëta, mesëm dhe të lartë. Sipas punës, mund të jenë:

1. Valvula për kufizim të presionit,
2. Valvulat e serike (njëpasnjëshme)
3. Valvula për rregullim të presionit,
4. Ndërprerës shtytës elektrik

Valvulat për kufizim të presionit kanë për detyrë të mbrojnë sistemin hidraulik dhe pjesët e tij përbërëse nga presioni i rritur punues. Sipas mënyrës së veprimit, paraqiten me veprim direkt dhe indirekt. Valvulat me veprim direkt përdoren në sistemet hidraulike me presion punues të vogël dhe mesatarë. Në fig. 32 është paraqitur **valvula për kufizim të presionit me veprim direkt**. Vendi i vendosjes (1) së figurës është paraqitur në prerje prej ku shihet që trupi i valvulës (2) me filetë përforcohet në sistemin hidraulik. Nëse presioni i lëngut punues në sistem është në kufirin e paraparë të lejuar, elementi lëvizës konik (5), nën veprimin e forcës së sustës (3) është i mbyllur. Atëherë lëngu punues rrymon nga pompa (P) kah shfrytëzuesi (A). Nëse rritet presioni në sistem mbi vlerën e

lejuar, forca e presionit të lëngut punues, që vepron në elementin konik (5), e tejkalon forcën e sustës (3) dhe e ngrit elementin konik lartë. Atëherë valvula është e hapur dhe një pjesë e lëngut punues, nëpërmjet kanalit rrjedhës, kthehet kah rezervuari (T).

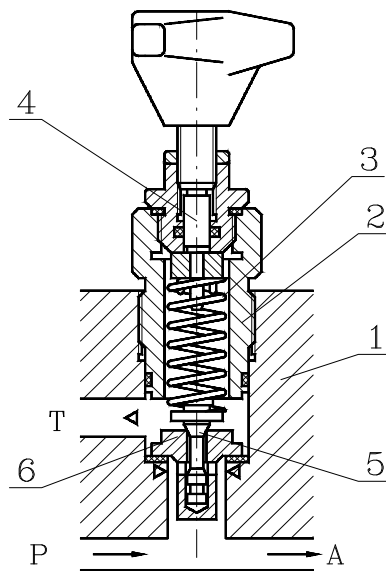


Fig. 32 Valvula për kufizim të presionit me veprim direkt

Kur presioni i lëngut punues në sistem do të zvogëlohet nën vlerën e lejuar maksimale, forca e sustës e kthen elementin konik në vendin e vet (shtëpizën, folenë) dhe valvula mbyllet. Me bulonin (4) rregullohet forca e para-tensionit (ndrydhjes) në sustën (3) që të mban të shtypur elementin konik (5) për folenë (6). Forca për para-tension në sustë si zakonisht rregullohet ashtu që presioni që mund ta hapë valvulën të jetë prej 10 deri 20% më i madh prej presionit të lejuar punues. Për sistemet hidraulike me presion të lartë punues përdoren valvulat për kufizim të presionit punues me veprim indirekt. Valvulat me veprim direkt nuk përdoren në

sistemet e tilla, për shkak se susta duhet të jetë me dimensione të mëdha, e me këtë edhe valvula do të jetë e madhe.

Në fig. 33 është paraqitur prerja e **valvulës me veprim indirekt**. Kur presioni në sistemin hidraulik është në kufijtë e lejuar, valvula është e mbyllur. Lëngu punues i sistemit, nëpërmjet kanalit P, valvulave mbyllëse (blindat) 3.1, 3.2, dhe 3.3, vjen nga pjesa e epërme e pistonit (8) dhe bashkë me forcën e sustës (4), e shtyp pistonin në pozitën mbyllëse (si në figurë). Kur presioni i lëngut punues në sistemin hidraulik do të rritet mbi vlerën e lejuar, valvula duhet të hapet.

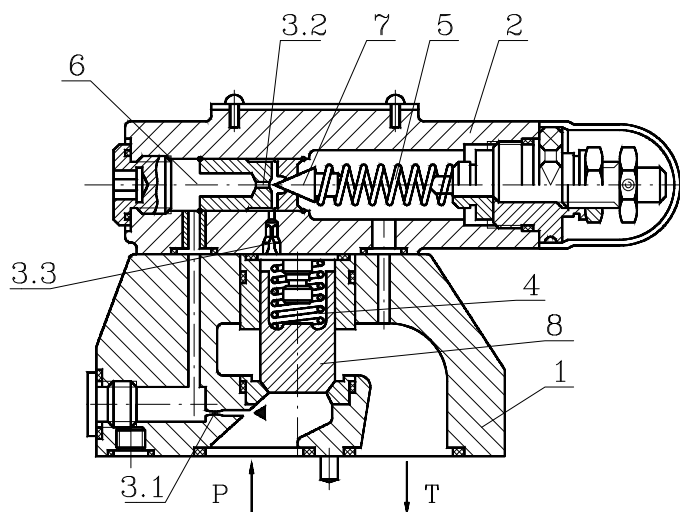


Fig. 33 Valvula për kufizim të presionit me veprim indirekt

Hapja realizohet në këtë mënyrë: lëngu punues nën presionin e rritur nëpërmjet kanalit (P) dhe valvulave mbyllëse 3.1 dhe 3.2 vepron në pistonin konik (7) duke e "mundur" (tejkeluar) forcën e sustës (5). Me zhvendosjen e pistonit (7) djathtas valvula për drejtim (2), nëpërmjet kanalit rrjedhës (9), lidhet me tubin kthyes, nëpër të cilin një pjesë e lëngut kthehet kah rezervuari (T). Për shkak se sasia

e tërë e lëngut nuk vjen në pjesën e epërme të pistonit (8), në këtë zonë zvogëlohet presioni. Për zvogëlimin e presionit kontribuon edhe rezistenca e rrymimit nëpër valvulat mbyllëse 3.1, 3.2 dhe 3.3. Atëherë nga ana e poshtme e pistonit (8) presioni do të jetë më i madh, e “mund” (tejkalon) forcën e sustës (4) dhe forcën e presionit të zvogëluar nga ana e epërme, dhe pistoni (8) do të zhvendoset lartë. Në këtë mënyrë direkt lidhen kanalet P dhe T, dhe një pjesë e lëngut kthehet kah rezervuari (T). Në momentin kur do të zvogëlohet presioni në sistemin hidraulik, në fillim mbyllet valvula konike (7) dhe presioni i lëngut bashkë me forcën e sustës (4) e kthen pistonin (8) në pozitën e poshtme. Atëherë valvula është në pozitë të mbyllur. Valvulat për kufizim të presionit të cilët nuk ka mundësi për rregullim të forcës për para-tension në sustë quhen valvula **siguruese**. Te këto paraqitje prodhuesi e përcakton lëmin e përdorimit. Në to ndërtohet susta me karakteristika të sakta dhe ato munden të shfrytëzohen vetëm me madhësinë saktë më para të caktuar të presionit punues në sistem. Valvulat siguruese kanë aplikim të gjerë, posaçërisht te enët nën presion, për shkak se te ato kushtet për rregullim të presionit punues janë shumë rigorozë.

Në fig. 34 është paraqitur skema e valvulës siguruese e ndërtuar në sistemin hidraulik-1, 2- trupi i valvulës, 3- pjesa lëvizëse e valvulës me formë konike (mund të jetë me formë sferike ose pllakore), 4- foleja e pjesës punuese, 5-susta, 6- kanali kthyes.

Forca e sustës (5) zgjidhet të jetë më e madhe se forca me të cilën vepron presioni punues i lëngut në sistem, që të mban valvulën në pozitë të mbyllur gjatë presionit punues normal. Nëse rritet presioni punues në tubin përcjellës (1) nën vlerën e lejuar, për shkak se presioni në lëng transmetohet në të gjitha anët njëjtë (ligji i Paskalit), ai vepron në ballin e pjesës lëvizëse (3), e mund forcën e sustës (5) dhe e shtyjnë pjesën lëvizëse (3) lartë, gjegjësisht e hap valvulën.

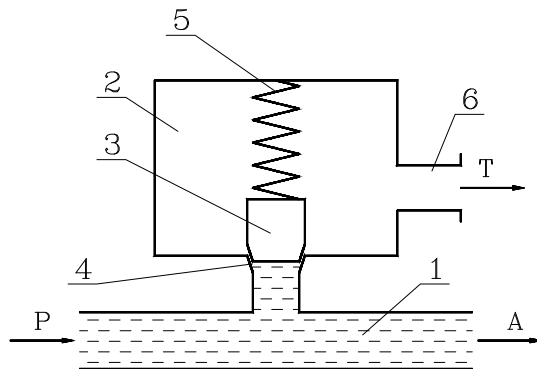


Fig. 34 Skema e valvulës sigurorese

Për këtë kohë një pjesë e lëngut, e tubit përcjellës (1) depërton në trupin e valvulës (2) dhe nëpërmjet kanalit kthyes (6), kthehet në rezervuarin (T). Valvula do të jetë e hapur deri sa nuk zvogëlohet presioni punues i lëngut në sistemin hidraulik në kufijtë e lejuar. Atëherë, nën veprimin e forcës së sustës, pjesa lëvizëse (3) kthehet prapa në follenë (4), gjegjësisht valvula mbyllet.

Për shkak të realizimit efikas të detyrave, valvulat për kufizim të presionit duhet në çdo kohë t'i plotësojnë këto kushte:

- Siguri në punë – të mos ndodh të heq dorë hapja e valvulës, pavarësisht nga intervali kohorë ndërmjet dy hapjeve,
- Stabilitet në punë – në çdo kohë të lëshohet pjesë nga lëngu gjatë presionit të rritur dhe në këtë mënyrë të shpëtoj sistemin nga tejngarkimi dhe
- Hermeticitet në konstruksion.

Valvula **serike (njëpasnjëshme)** në sistemin hidraulik ka për detyrë të kyç dhe të ç'kyç pjesë të sistemit kur presioni punues do të arrijë vlerën e caktuar. Në fig. 35 është paraqitur valvula serike me pjesët e sajë përbërëse: 1- trupin e valvulës, 2-pistoni punues

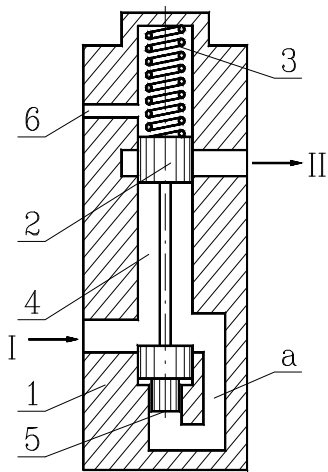


Fig. 35 Valvula serike

(lëvizës), 3- susta, 4- kanali vertikal, 5- sipërfaqja ballore e levës pistonike, 6- kanali për lidhje me atmosferën, (a) – kanali anësorë nëpërmjet të cilit lëngu punues vepron mbi sipërfaqen ballore (5) të levës pistonike. Lëngu punues nën presion depërton në valvulë nëpër tubin hyrës (I). Nëpërmjet kanalit (a) vepron në sipërfaqen (5), kurse njëkohësisht nëpërmjet kanalit (4) vepron edhe nga ana e poshtme e pistonit (2). Kur presioni punues në sistem nga ana e majtë (I) do të arrijë vlerën e caktuar, e mund forcën e sustës dhe pistonit ngritët lartë. Në këtë mënyrë lirohet kanali dalës (II), nëpër të cilin kyçet një pjesë e sistemit hidraulik që punon vetëm kur presioni punues ka vlerën e caktuar. Nëse zvogëlohet presioni punues në sistem, forca e sustës (3) e kthen pistonin në fole, duke e mbyllur tubin dalës (II). Nëse zvogëlohet presioni punues, hapësira në të cilën është e vendosur susta (3) lidhet me atmosferën nëpërmjet kanalit (6), për shkak të lëvizjes së pistonit vetëm nën veprimin e presionit punues të lëngut në sistemin hidraulik. Edhe pse në atë hapësirë, për shkak të lidhjes me atmosferën, dominon presioni atmosferik.

Valvulat serike montohen në vendet ku në mënyrë të përkohshme kyçet (ç'kyçet) një pjesë e sistemit që duhet të punon kur presioni punues do të arrijë vlerën e caktuar, të definuar me forcën e sustës (3).

Nga fig. 36 shihet që valvula serike për ç'kyçje është pjesë themelore e pajisjes për drejtim automatik me pompën. Lëngu punues sillet me ndihmën e pompës P nëpërmjet kanalit hyrës (1) deri te valvula serike për shkyçje.

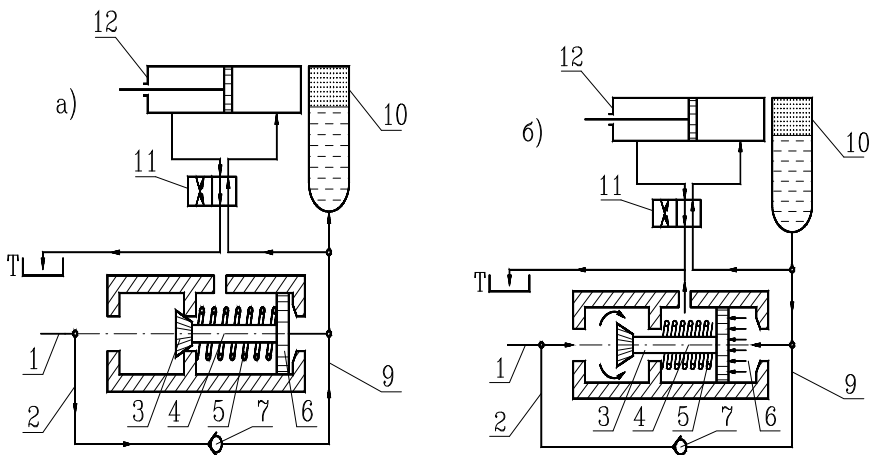


Fig. 36 Valvula serike për ç'kyçje

Për shkak se pjesa konike (3) është në pozitë të mbyllur, lëngu rrymon nëpërmjet kanalit (2), valvulës jokthyesë (7) dhe kanalit vertikal (9), kah akumulatori hidropneumatik (10). Prej tij lëngu, nëpërmjet shpërndarësit (11), rrymon kah konsumatori (12), e prej aty prapa në rezervuarin (T) (fig. 36a). Pas rritjes së presionit punues në sistemin hidraulik dhe akumulatorin hidropneumatik (10) mbi vlerën, e kushtëzuar me para-tensionin e sustës (5), lëngu, nëpërmjet kanalit (8), vepron mbi ballin e pistonit (6). Presioni punues i rritur e "mund" forcën e sustës (5), dhe pistoni (6), nëpërmjet levës pistonike (4) dhe pjesës konike (3), zhvendoset majtas (fig. 36b). Me këtë zhvendosje direkt lidhet kanali hyrës (1) me tubin kthyes, kurse

lëngu rrymon nga pompa (P) kah rezervuari (T), kurse mbipresioni në dalje të pompës bie përafërsisht deri në vlerën 0 (zero), pompa punon me hap bosh. Valvula jokthyese (7) ka për detyrë të pengoj zbrazjen e tërësishme të akumulatorit hidropneumatik (10). Roli i akumulatorit (10) është që në çdo kohë të siguroj lëng me presion punues, për nevojat e shfrytëzuesit (12). Pas zvogëlimit të presionit punues në akumulatorin hidropneumatik (10) deri në atë vlerë gjatë së cilës susta (5), me forcën e vetë mund ta kthej pistonin (6) djathtas (bashkë me të edhe pjesën konike (3) kthehet në pozitën mbyllëse), ndërpritet lidhja direkte e pompës me rezervuarin (T), kurse lëngu rrymon si që është paraqitur në fig. 36.

Valvulat për rregullim të madhësisë së presionit punues përdoren në sistemet hidraulike ku njëra pompë siguron më shumë konsumues, që punojnë me presione të ndryshme. Valvula për rregullim të presionit ka për detyrë të zvogëloj presionin punues deri në vlerën e nevojshme. Kjo vlerë valvulën e mban konstant në dalje. Valvula paraqet mbyllës automatik, për shkak se rezistenca e rrymimit në të çdo herë ka vlerën të njëjtë me ndryshimin ndërmjet presionit hyrës (të ndryshueshëm) dhe dalës (konstant). Në fig. 37 është paraqitur valvula për rregullimin e presionit me konstruksion më të thjeshtë. Nëse lëngu që depërton në valvul nëpër hyrjen (3) ka presion konstant (p_v), pistoni (2) do të jetë në qetësi (baraspeshë), nën veprimin e presionit dhe forcës së sustës (1). Lëngu punues do të rrymon përreth kokës konike (5) kah vrima dalëse (4). Për shkak të rezistencës së rrymimit, presioni dalës (p_d) do të jetë me vlerë më të vogël nga presioni hyrës (p_v). Nëse rritet vlera e presionit hyrës, pistoni (2) do të zhvendoset në anën e majtë nën veprimin e presionit hyrës të rritur dhe pjesërisht do të zvogëlojë vrimën për prurje (rrjedhje) kah vrima dalëse. Për shkak të zvogëlimit të vrimës, rritet rezistenca e rrymimit, e me këtë edhe zvogëlimi i presionit. Rritja e rënies së presionit mundëson që presioni dalës (p_d) të ngel me madhësi konstante.

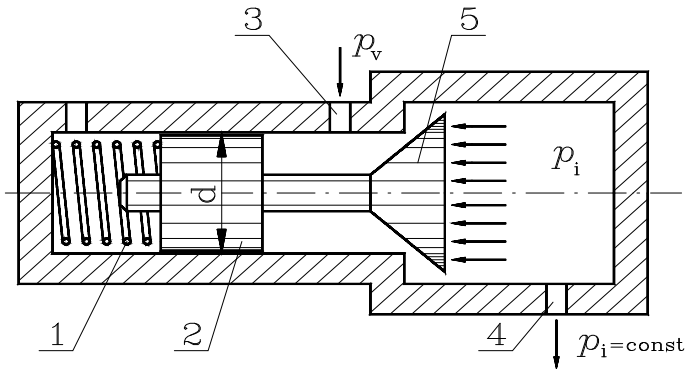


Fig. 37 Valvula për rregullimin e presionit

Rrënja e presionit (Δp) çdo herë është i njëjtë me ndryshimin ndërmjet presionit hyrës dhe dalës.

$$\Delta p = p_v - p_i$$

Që të jetë çdo herë valvula e hapur për rregullim të presionit dalës (p_i), duhet të plotësohet kushti:

$$p_i \cdot A \leq F \quad \text{ku}$$

(p_i) [Pa] – madhësia e presionit dalës,

$$A = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \quad [\text{m}^2] \quad \text{sipërfaqja aktive e kokës konike (5),}$$

F [N] – forca e sustës.

4. VALVULAT RRYMORE

Valvulat rrjedhëse rrymore shërbejnë për rregullimin e sasisë së lëngut, për ndryshim të prurjes (rrjedhjes) ose për mbajtje të prurjes konstante. Rregullimi i prurjes realizohet për shkak të ndryshimit ose mbajtjes së shpejtësisë konstante të lëvizjes pjesëve ekzekutuese në sistemin hidraulik (hidromotorët ose cilindrat hidraulik). Kjo arrihet me ndryshim të prerjes tërthore të

kanalit përçues ose me vendosjen e valvulës rrjedhëse në vendin saktë të caktuar në sistem.

Sipas konstrukcionit, dallohen tre lloje të valvulave rrjedhëse:

- Mbyllëse (ngulfate)
- Për rregullimin e prurjes (rrjedhjes) dhe
- Për ndarjen e prurjes

Valvula **mbyllëse** ka për detyrë që të zvogëloj prurjen e fluidit punues me zvogëlim të prerjes tërthore në tubin përçues. Në fig. 38a është paraqitur valvula mbyllëse me shtupë (rubinet, tap) rrotulluese. Me rrotullimin e shtupës mund të zvogëlohet prerja tërthore në hyrje – kanalit dalës, me çka zvogëlohet prurja.

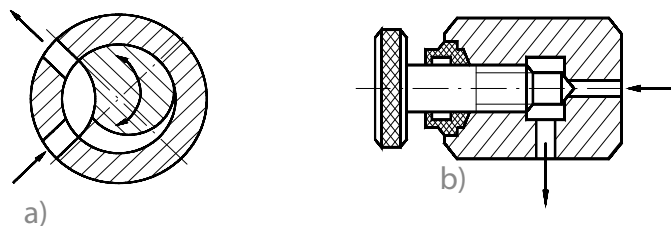


Fig. 38 Valvula mbyllëse

Në fig. 38b është paraqitur valvula mbyllëse me shtupë (mbyllës) aksial – buloni me pjesë konike në maje. Me rrotullim të bulonit, pjesa konike depërton në vrimën dhe e zvogëlon prerjen tërthore, e me këtë edhe prurjen kah kanali dalës.

Në fig. 39 është paraqitur valvula mbyllëse në dy kahje të rrymimit. Konstrukcioni i thjeshtë mundëson që këto valvula në mënyrë serike të montohen në tubin përçues, kurse rregullimin e prurjes ta realizojnë pavarësisht nga kahja e rrymimit të lëngut punues. Lëngu, nëpërmjet kanalit (1) del nga trupi i valvulës (2) dhe nëpërmjet kanalit mbyllës (3), nëpër tubin përçues (5) dërgohet kah shfrytëzuesi (A). Mbyllja e prurjes realizohet me ndihmën e bokolës

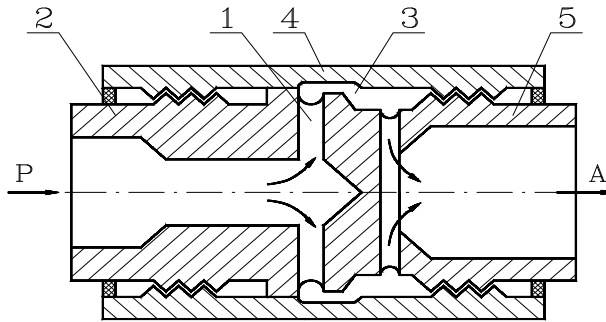


Fig. 39 Valvula mbyllëse në dy kahje të rrymimit

filetore (4), që mund të zhvendoset majtas ose djathtas. Sipas pozitës të bokolës filetore lejohet prurje më e vogël ose më e madhe. Nëse rrymimi i lëngut punues është me kahje të kundërt (prej A kah P), mbyllja realizohet në mënyrë të njëjtë. Kahja e rrymimit në figurë është paraqitur prej P kah A.

Valvula për rregullimin e prurjes përdoret në dy paraqitje:

1. Me kanal rrjedhës, fig. 40 dhe
2. Pa kanal rrjedhës, fig. 41.

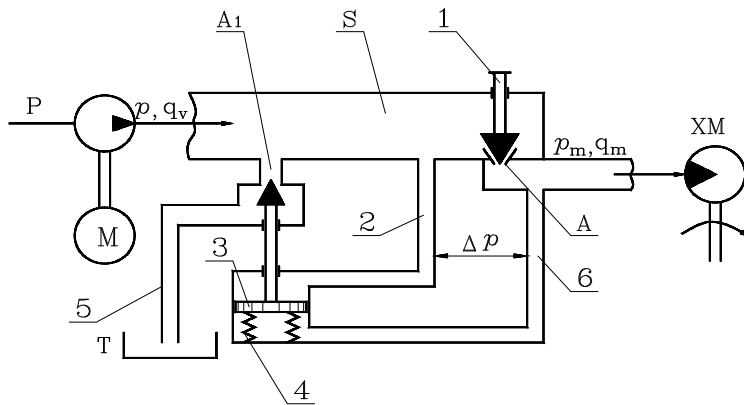


Fig. 40 Valvula për rregullimin e prurjes me tubin rrjedhës

Në fig. 40 është paraqitur valvula për rregullimin e prurjes me tubin rrjedhës. Me ndihmën e valvulës mbyllëse (1) rregullohet madhësia e prerjes tërthore (A), nëpër të cilin duhet të rrymon prurje konstante (q_m) kah shfrytëzuesi (hidromotori HM). Po ashtu, rregullohet rrënja e presionit (Δp) ndërmjet presioneve në tubin (S) dhe para hidromotorit. Kjo rrënje duhet të jetë me vlerë konstante.

$$\Delta p = p - p_m = \text{const.}$$

Nëse ndryshon regjimi i punës së hidromotorit (HM) do të ndryshohet edhe vlera e Δ_p . Vlera e zmadhuar e presionit nëpërmjet kanalit (2) vepron në pistonin (3) nga ana e epërme, duke e "mundur" forcën e sustën (4) dhe e shtynë pistonin (3) poshtë. Në këtë mënyrë rritet prerja tërthore (A_1), nëpër të cilin teprica e lëngut punues nëpër tubin rrjedhës (5) kthehet në rezervuarin (T), kurse presioni (p) në tubin (S) zvogëlohet. Me këtë në mënyrë të shkallëzuar fitohet vlera rregulluese e Δ_p dhe nën veprimin e forcës së sustës (4), pistoni (3) kthehet në pozitën normale. Karakteristikat p_m dhe q_m tërë kohën ngelin me vlerë konstante.

Në fig. 41 është paraqitur valvula për rregullim të prurjes pa kanal rrjedhës. Me ndihmën e valvulës mbyllëse (2) sigurohet rrënje konstante e presionit (Δ_p) ndërmjet presioneve (p) në tubin (S) dhe presionit (p_m) para hidromotorit. Nëse ndryshohet rrënja e presionit (Δ_p) rregullimin e tij në vlerë konstante realizohet me ndryshimin e prerjes tërthore (A). Nëse rritet prerja tërthore (A) në tubin (S) do të rritet presioni, dhe me këtë do të rritet edhe rrënja e presionit (Δ_p). Presioni i rritur, nëpërmjet kanalit (3), vepron nga ana e poshtme në pistonin (4), duke e mundur forcën e sustës (5). Më pas pistoni (4) zhvendoset lartë, duke e zvogëluar prerjen tërthore (A), gjegjësisht prurjen nëpër të kah kanali (S). Me këtë, rrënja e presionit (Δ_p) kthehet në vlerën rregulluese, kurse madhësia e prurjes kah hidromotori (q_m) ngel me vlerën konstante.

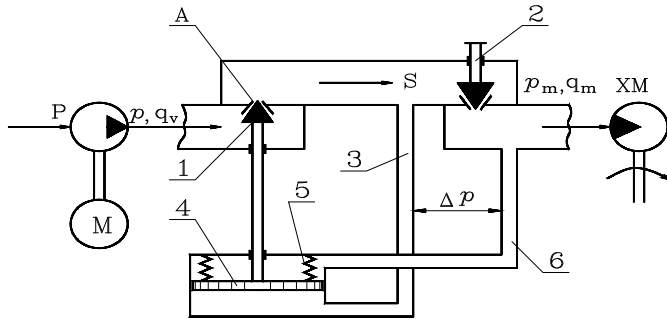


Fig. 41 Valvula për rregullim të prurjes pa tubin rrjedhës

Në fig. 42 është paraqitur prerja e ndarësit të prurjes që funksionon në këtë mënyrë: nga pompa, lëngu punues depërton në ndarësin e prurjes nëpër tubin (P), ndahet në dy anë dhe nëpërmjet kompleteve të pllakave mbyllëse (2), vjen deri te dhoma (dhoma) punuese (3).

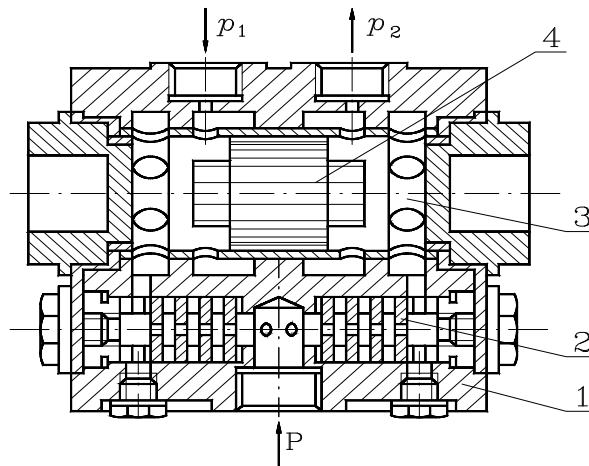


Fig. 42 Ndarësi i prurjes (rrjedhjes)

Gjatë presioneve dalëse të njëjta ($p_1 = p_2$), nga ndarësi kah cilindrat hidraulik (motorët), pistoni (4) do të jetë në qetësi (ekuilibër)

në mes të dhomës punuese (3). Nëse rritet ngarkesa në një nga cilindrave hidraulik, ai do të tërheq më shumë lëng dhe do të rritet presioni në të. Pastaj do të paraqitet ndryshimi në presionet dalëse ($p_1 \neq p_2$). Ky ndryshim do të kontribuojë që pistoni (4) të zhvendoset kah ana me presion më të vogël në dhomën (3) dhe pjesërisht do ta mbyllë tubin dalës. Në këtë mënyrë zvogëlohet prurja e lëngut punues kah kanali dalës përkatës. Pistoni (4) zhvendoset nëpër dhomën punuese (3), deri sa nuk barazohen presionet e lëngjeve në të dy anët të dhomës punuese (3).

Barazia në presionet dalëse të ndarësit të prurjes (rrjedhjes) siguron barazi në madhësitë e prurjes ($q_{v1} = q_{v2}$), me shmangie prej 3 deri 5%. Me këtë sigurohet shpejtësi e njëjtë e lëvizjes së pistonave në të dy cilindrat hidraulik që i furnizon pompa.

5. NDËRPRËRËSIT ELEKTRIK – NDËRPRËRËSPRESIONI

Ndërprerësi shtypës elektrik përdoret për kyçe (ç'kyçje) të qarkut të rrymës elektrike varësisht nga madhësia e presionit punues në sistemin hidraulik. Ndërtohet edhe si pajisje sinjalizuese në instalimet, dhe realizohet si ndërprerës *membranorë* ose *pistonik*.

Në fig. 43 është paraqitur **ndërprerësi membranorë** me pjesët përbërëse. Gjatë zmadhimit (ritjes) së presionit punues në sistem mbi vlerën e lejuar, lëngu depërton nëpër tubin (P), e shtypë membranën (2) poshtë, që vepron mbi bokolën (3). Bokola prapë, vepron në sustën (4), kurse leva (5) lëviz poshtë, duke vepruar në ndërprerësin elektrik (6), që e mbyllë qarkun elektrik, për shkak se ndërpritet furnizuesi i lëngut punues. Kjo shkakton zvogëlim të presionit punues në instalim dhe membrana (2) nga ndërprerësi tërhiqet lartë, kurse me vete i tërheqë të gjitha elementet. Kjo kontribuon që të ndërpritet qarku elektrik, e njëkohësisht lëngu punues vazhdon të rrymon nëpër sistem. Kyçja ose ç'kyçja e ndërprerësit elektrik është e lidhur me pjesët për drejtim të sistemit

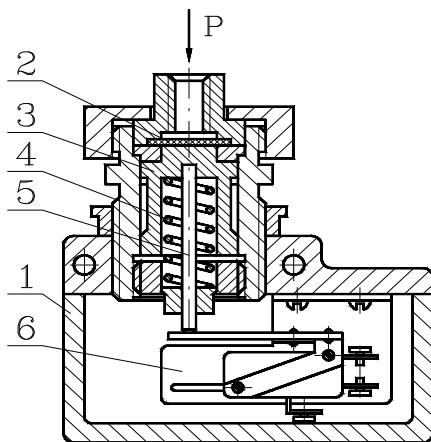


Fig. 43 Ndërprerësi membranorë elektrik

hidraulik. Ndërprerësi reagon në vlerat maksimale të lejuara të presionit punues në sistem, kurse koha e reagimit është vetëm një pjesë e sekondës.

Në fig. 44 është paraqitur **ndërprerësi elektrik me mekanizëm pistonik**. Kur presioni punues në sistemin hidraulik do ta kalon vlerën maksimale të lejuar, lëngu depërton në ndërprerësin elektrik nëpër tubin hyrës (1).

Presioni vepron nëpërmjet vrimës (a) në valvulën për kufizim të presionit (2) dhe duke e mundur forcën e sustës (3), e shtyjnë pistonin djathtas duke e liruar vrimën (a). Nëpër vrimën (a), sipas presionit punues të lejuar në sistem, lëngu punues depërton në tubin vertikal (5) dhe vepron në pistonin (6), e mund forcën e sustës (7) dhe me levën pistonike (8) e prek ndërprerësin elektrik (9). Në këtë mënyrë, sistemi për drejtim në sistemin hidraulik e ndërpret prurjen e lëngut punues. Kur do të zvogëlohet presioni në sistem nën vlerën minimale të lejuar, forca e sustës (3) e mbyll valvulën për kufizim të presionit (2), kurse susta (7) e kthen pistonin (6) përpjetë, duke e liruar ndërprerësin (9). Lëngu që ka ngel në tubin

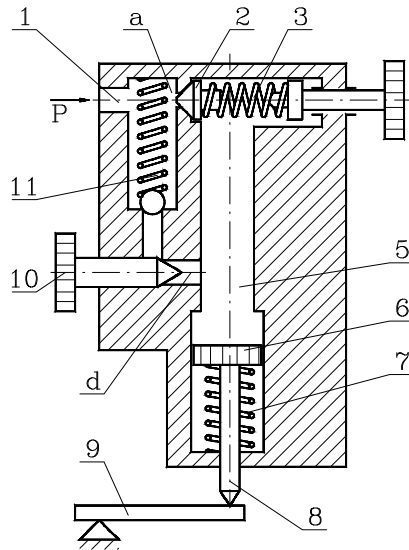


Fig. 44 Ndërprerësi elektrik me mekanizëm pistonik

(5) nëpërmjet kanalit d, valvulën mbyllëse (10), valvulën jokthyesë (11) dhe tubin hyrës (1), kthehet në sistem.

6. VALVULAT PËR ORIENTIM – VALVULAT JOKTHYESE

Këto valvula kanë për detyrë të orientojnë (drejtojnë) lëngun kah shfrytëzuesi. Prej valvulave për orientim, përdorim më të madh kanë valvulat **jokthyesë**, që fluidi punues e lëshon vetëm në një drejtim.

Në fig. 45 është paraqitur valvula jokthyesë me pjesët përbërëse: 1- pjesën për mbyllje, 2- sustën dhe 3- shtëpiza e valvulës. Lëngu punues rrymon prej A kah B, kurse presioni i lëngut e mund forcën e sustës dhe e shtypë pjesën punuese (1) majtas. Pastaj, pjesa punuese zhvendoset nga shtëpiza (3), e liron vrimën

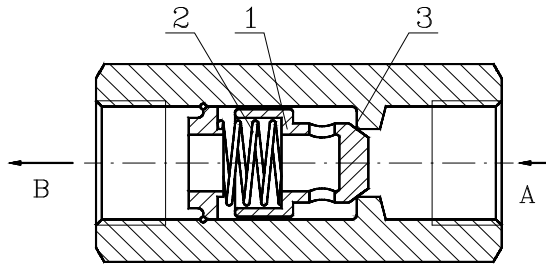


Fig. 45 Valvula jokthyesë

dhe lëngu rrymon kah tubi dalës (B). Nëse për cilin do shkak rritet presioni punues mbi valvulën (nga ana B), atëherë pjesa për mbyllje (1) nën veprimin e presionit të lëngut dhe forcës së sustës (2), fortë depërton në shtëpizën (folenë) (3) dhe e pengon prurjen (rrjedhjen) prej B kah A. Valvula është quajtur jokthyesë ose njëkahëshe, për shkak se mundëson prurje vetëm në një kahje.

Në fig. 46 është paraqitur drejtimi hidraulik i valvulës jokthyesë me pjesët përbërëse: 1- konusi kryesorë, 2- koniciteti për parahapje, 3-susta, 4-pistoni me drejtim hidraulik dhe 5-leva pistonike e pistonit 4.

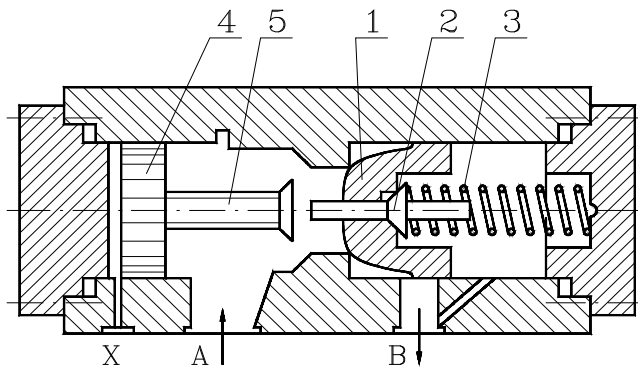


Fig. 46 Valvula hidraulike jokthyesë

Në kushte normale të punës, prurja rrymon prej A kah B, për shkak se presioni punues i lëngut e mund forcën e sustës (3) dhe

e shtyjnë konusin kryesorë (1) djathtas, duke i lidhur kanalet A dhe B. Nëse duhet që të mundësohet prurje të lëngut në kahjen e kundërt, prej B kah A, aktivizohet pistoni me drejtim hidraulik (4). Atëherë sjellët lëng nën presion nëpër tubin X që e shtyjnë pistonin (4) djathtas. Gjatë lëvizjes djathtas, pistoni (4) me levën pistonike (5) e shtyjnë së pari konin për parahapje (2), e pastaj edhe konin kryesorë (10). Në këtë mënyrë konusi kryesorë (1) zhvendoset nga shtrati i vetë dhe lëngu mund të rrymon në kahjen prej B kah A.

7. ROLI I MOTORËVE DHE CILINDRAVE HIDRAULIK

Motorët hidraulik janë elemente ekzekutuese të sistemit hidraulik që energjinë e lëvizjes dhe presionit nga lëngu punues e shëndrojnë në energji mekanike. Sipas lëvizjes së pjesës punuese, motorët hidraulik ndahen në:

1. Motorë me lëvizje rrethore,
2. Motorë me lëvizje drejtvizore (cilindra hidraulik).

7.1. MOTORËT ME LËVIZJE RRETHORE

Sipas konstruksionit, *motorët hidraulik* me lëvizje rrethore ndahen: me dhëmbëzorë, pistonik, me krah, filetorë...(praktikisht të gjitha pompat hidraulike me lëvizje rrethore, nëse nëpër to rrymon lëngu nën presion).

Karakteristikat teknike të këtyre motorëve janë:

1. Numri i rrotullimit në boshtin dalës punues n [1/s],
2. Fuqia $P=M \cdot \omega$ [W], ku janë:

$M=F \cdot r$ [Nm] është momenti i rrotullues i realizuar dhe

$\omega=\pi \cdot n/30$ [rad/s] është shpejtësia këndore e boshtit.

Motorët hidraulik me dhëmbëzorë sipas konstruksionit dhe principit të punës janë të njëjtë me pompën me dhëmbëzorë.

Në fig. 47 është paraqitur motori hidraulik me dhëmbëzorë me pjesët përbërëse: 1- trupi i motorit, 2- dhëmbëzori i lirë, 3- dhëmbëzori i përforcuar në boshtin dalës, 4- dhoma (dhoma) punuese, 5- boshti dalës. Lëngu punues, nën presion dhe me shpejtësi të caktuar të rrymimit, depërton në motor nëpër tubin hyrës (I) dhe vepron në dhëmbëzorët e ingranuar (2 dhe 3). Lëngu punues i rrotullon dhëmbëzorët dhe nga periferia ndërmjet dhëmbëve hedhet kah kanali dalës (II).

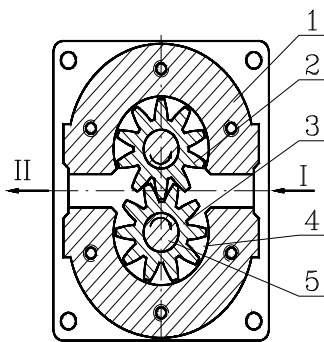


Fig. 47 Motori hidraulik me dhëmbëzorë

Rrotullimet e dhëmbëzorëve, nëpërmjet boshtit dalës (5), transmetohen jashtë nga trupi i hidromotorit. Nëse boshti është i lidhur me shfrytëzues, rrotullimet transformohen në punë mekanike. Funkcioni i hidromotorëve me dhëmbëzorë është e kundërt nga funksioni i pompës me dhëmbë. Me pompën krijohet energji të presionit, kurse me motorë energjia e presionit transformohet në rrotullim, gjegjësisht moment rrotullues. Për shkak të konstruksionit të thjeshtë,

dimensionet e vogla dhe shkalla e lartë e shfrytëzimit, këto përdoren shpesh. Konstruksioni i thjeshtë siguron drejtim dhe mirëmbajtje të lehtë.

Motorët me krah sipas konstruksionit dhe principit të punës janë të njëjtë me pompat me krah. Për dallim nga pompat, te motorët me krah krahët tërë kohën janë të afuara deri te sipërfaqja e statorit. Në kanalet radial të rotorit janë të vendosur susta të dobëta që i shtypin krahët kah trupi i statorit. Gjatë startimit të motorit, lëshohet lëng nën presion nëpër tubin qendrorë të rotorit, që i plotëson të gjitha kanalet radiale. Lëngu nën presion vepron në anën e prapme të krahëve duke i shtypur kah statori. Në këtë

mënyrë formohen dhomat punuese (hapësira ndërmjet dy krahëve dhe rotorit).

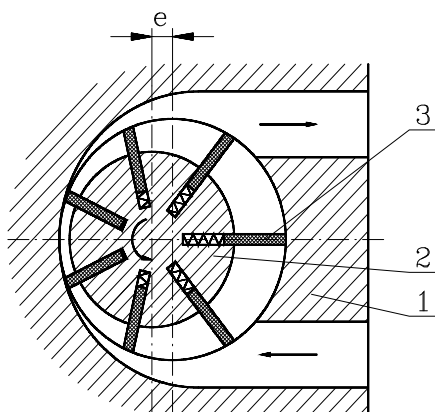


Fig. 48 Motori hidraulik me krah

Në fig. 48 është paraqitur motori hidraulik me krah. Gjatë kyçjes së motorit, lëngu punues me shpejtësi të caktuar të rrymimit dhe presion punues, nëpërmjet kanalit hyrës depërton në trupin (1) të motorit. Për shkak se rotorin (2) është i vendosur në mënyrë ekscentrike në trupin e motorit, lëngu punues e lëviz rotorin duke vepruar në pjesët anësore të krahëve (3).

Rrotullimi i rotorit nëpërmjet boshtit dalës manifestohet si fuqi e motorit (numri i rrotullimeve, gjegjësisht moment rrotullues). Për shkak të lëvizjes radiale të krahëve, motorët me krahë përdoren për numër të vogël dhe të mesëm të numrit të rrotullimit (momentit rrotullues), gjegjësisht punojnë në presione të vogël dhe të mesëm.

7.2 MOTORËT MË LËVIZJE TRANSLATORE

Këto motorë hidraulik janë, në fakt, cilindra hidraulik, që masovikisht përdoren për shkak të efikasitetit të madh dhe konstruksionit të thjeshtë. Sipas mënyrës së veprimit në sistemin hidraulik, ndahen në motorë me:

1. Veprim të njëanshëm,
2. Veprim të dyanshëm,
3. Cilindra punues shumëshkallësh (teleskopik) dhe
4. Cilindra punues special.

Cilindri hidraulik me veprim të njëanshëm është paraqitur në fig. 49 me pjesët përbërëse: 1- trupi, 2- pistoni, 3- unaza hermetizuese, 4- susta dhe 5- leva pistonike. Lëngu punues depërton dhe del nëpër vrimën nga ana e përparme e cilindrit, para ballit të pistonit. Nën veprimin e presionit, e shtypë pistonin, dhe me këtë edhe levën pistonike, që është e lidhur me shfrytëzuesin. Kur pistoni do të arrijë deri në pozitën e fundme të djathtë, ndërpritet prurja e lëngut punues. Për shkak se ndërpritet presioni mbi ballin e pistonit, forca e sustës (4) e kthen në pozitën fillestare. Gjatë kthimit, pistoni e shtynë lëngun jashtë nga cilindri, që nëpërmjet kanalit kthyes dhe shpërndarësit kthehet në rezervuar.

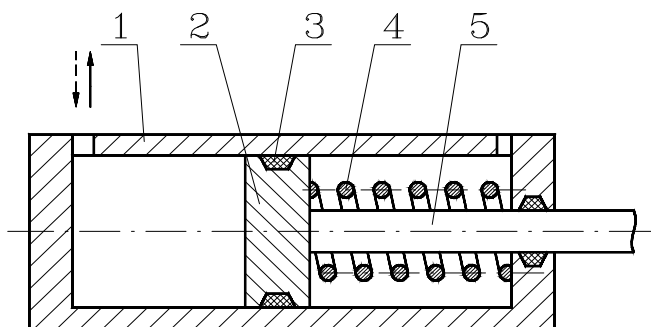


Fig. 49 Cilindri hidraulik me veprim të njëanshëm

Cilindrat me veprim të njëanshëm punues japin punë efektive vetëm gjatë lëvizjes së pistonit nën veprimin e presionit të lëngut (nga e majta në të djathtë). Kthimi i pistonit prapa është hap bosh, dhe për këtë shkak quhen cilindra me veprim të njëanshëm. Humbjet e energjisë të cilindrave me veprim të njëanshëm janë shumë të vogla, dhe për shkak se shkalla e shfrytëzimit është shumë e lartë (deri 97%), këto përdoren në mënyrë masive.

Në fig. 50 është paraqitur cilindri punues hidraulik me **veprim të dyanshëm**. Ndryshimi në krahasim me cilindrin me veprim të njëanshëm është në atë se lëngu punues nën presion

depërton nëpër dy vrimave, nga ana e përparme dhe e prapme e pistonit. Lëvizja e pistonit në të dy kahjet realizohet nën veprimin e presionit të lëngut punues. Pistoni e lëviz levën pistonike, lëvizja e të cilit shndërrohet në punë efektive. Këto cilindra punues mund të jenë të paraqitur me levë pistonike nga njëra ose të dy anët të pistonit, nëse lëvizja punuese i dorëzohet dy shfrytëzuesve.

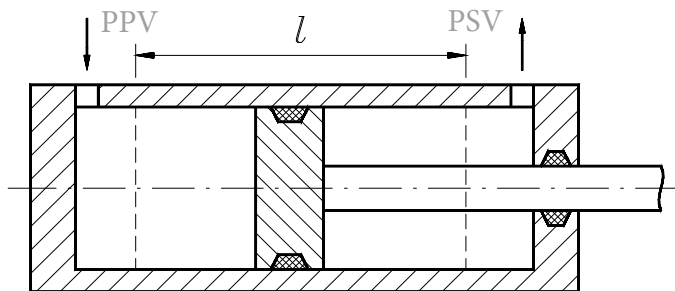


Fig. 50 Cilindri hidraulik me veprim të dyanshëm

Forca e presionit me të cilën lëngu punues vepron në piston do të jetë:

$$F = p \cdot A \text{ [N]}, \text{ ku}$$

p – presioni i fluidit punues që depërton në cilindrin punues,
 A – sipërfaqja e ballit të pistonit.

Puna mekanike që fitohet me lëvizjen e pistonit në cilindrin punues është:

$$W = F \cdot h \text{ [J]}, \text{ ku}$$

l – rrugën që e kalon pistoni gjatë një kalimi nga pozita e brendshme e fundit deri te pozita e jashtme e fundit në një kahje.

Fuqinë që e prodhon cilindri punues në kushte punuese ideale llogaritet sipas barazimit:

$$P_i = F \cdot v \text{ [W]}, \text{ ku}$$

$v = q_v / A \text{ [m/s]}$ – shpejtësia mesatare e lëvizjes së pistonit.

Madhësia reale e fuqisë varet nga shkalla e shfrytëzimit (η) të cilindrit punues, që i merr parasysh humbjet e energjisë, për shkak të tejkalimit të rezistencave gjatë lëvizjes së pistonit.

$$P = P_i \cdot \eta \text{ [W]}$$

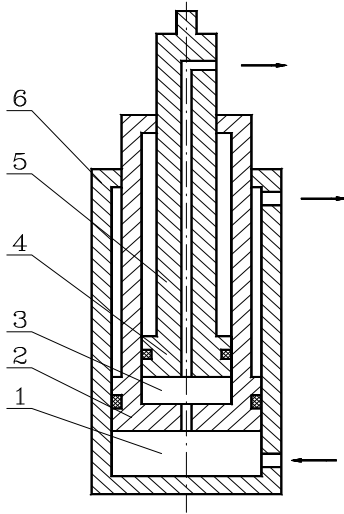


Fig. 51 Cilindri shumëshkallësh hidraulik

Në fig. 51 është paraqitur cilindri hidraulik shumëshkallësh (teleskopik). Cilindri teleskopik është i përbërë nga disa cilindra që depërtojnë njëri në tjetrin dhe të gjithë ato (përveç të jashtmit), njëkohësisht kanë rol të cilindrit punues dhe levës pistonike. Lëngu punues nëpër tubin hyrës depërton në dhomën (1) të cilindrit të jashtëm (6), vepron në piston (2) – cilindrit punues dhe i lëvizë lartë.

Kur do të mbaroj kjo lëvizje, lëngu punues do të fillojë të depërtojë në komorën punuese (3). Pastaj, e shtypë pistonin (cilindrin) (4), e me këtë edhe levën pistonike (5), që është i lidhur me shfrytëzuesin. Lëvizja e përgjithshme e të gjithë cilindrave dhe levës pistonike, shfrytëzuesi i shndërron në punë mekanike. Rruga e kaluar e cilindrit punues shumëshkallësh është shumë e lëvizjes së të gjithëve cilindrave punues dhe është më i madh se gjatësia e cilindrit të jashtëm (6), dhe për këtë shkak përdoret në situatat ku janë të nevojshëm shumë hape punues. Edhe këto cilindra realizohen me veprim të njëanshëm dhe dyanshëm. Me veprim të njëanshëm janë kur lëngu punues depërton vetëm nëpër një vrimë, kurse kthimin në pozitën fillestare të cilindrit punues (pistonat) realizohet nën veprimin e peshës vetanake dhe peshës

së ngarkesës. Në cilindrin teleskopik me veprim të dyfishtë, lëngu punues depërton nga të dy anët dhe lëvizjen në të dy kahjet është punuese (si që është paraqitur në fig. 51).

Në fig. 52 është paraqitur hidromotori **oscilator** special me pjesët përbërëse: 1- trupi, 2- pistoni me veprim të dyanshëm, 3- dhëmbëzori, 4- buloni për rregullimin e lëvizjes (hapin e pistonit dhe këndin e rrotullimit), 5- boshti punues. Cilindri punues e shndërron energjinë hidraulike të lëngut në moment rrotullues në boshtin dalës (5). Pistoni (2) është i punuar si dërrasë e dhëmbëzuar, që është në ingranim me dhëmbëzorin (3), të përforcuar në boshtin dalës (5).

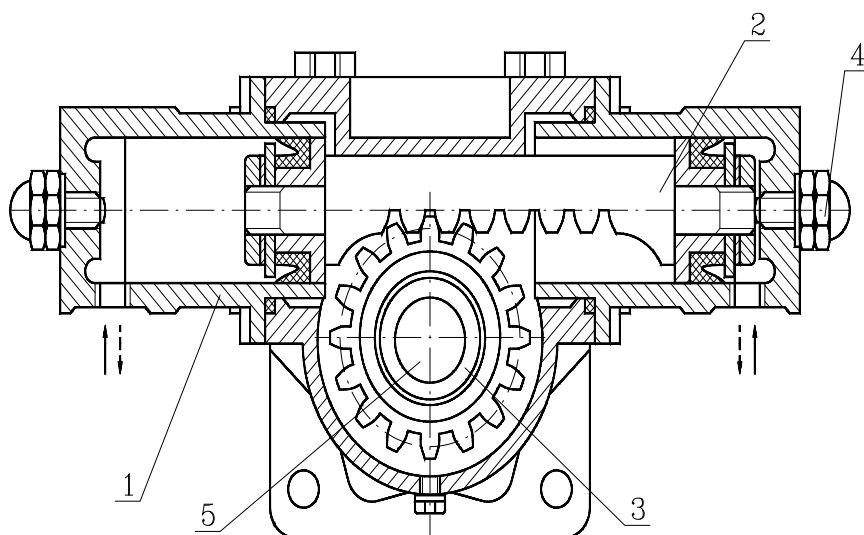


Fig. 52 Hidromotori oscilues

Varësisht se nga cila anë lëngu punues depërton në trupin e cilindrit (1), e lëviz pistonin (2) majtas ose djathtas dhe e rrotullon dhëmbëzorin (3) për një kënd të caktuar, kurse nëpërmjet tij dhe boshtin dalës (5). Nga gjatësia e pjesës së dhëmbëzuar të pistonit varet edhe madhësia e këndit të rrotullimit. Momenti rrotullues i boshtit punues (5), që e krijon hidromotori, gjatë punës është me madhësi konstante.

8. FILTRAT

Filtrat janë elemente të sistemit hidraulik që kanë për detyrë të pastrojnë lëngun punues nga papastërtitë mekanike. Sipas vendit të ndërtimit, dallohen tre lloje:

- Filtër i montuar në tubin thithës të pompës, që shërbejnë për pastrim të ashpër të lëngut punues. Këto filtra janë të punuar nga sita metalike me vrima të mëdha dhe detyra e tyre është që të mbrojnë pompën nga papastërtitë mekanike.
- Filtri që montohet në tubin shtytës të pompës çdo herë punon nën presion të lartë dhe për këtë shkak quhet filtri për presion të lartë. Materiali prej të cilit punohet duhet të jetë rezistentë në atë presion, dhe për këtë shkak çmimi i këtij filtri është shumë më i lartë në raport me të tjerët. Për këtë shkak, përdoren vetëm për mbrojtje të shfrytëzuesve me konstruksione të përbëra, që punojnë pandërprerët me lëng punues të pastër.
- Filtri që më së shpeshti përdoret, kurse montohet në tubin kthyese të sistemit hidraulik, për shkak se çdo herë, pas mbarimit të ciklit punues, lëngu punues përmban papastërti mekanike.

Në fig. 53 është paraqitur filtri për pastrim të lartë (imtë, pastër) me pjesët përbërëse: 1-trupi i filtrit, 2-pjesa për pastrim të ashpër (vrazhdë), 3-pjesët me pastrim të lartë (pastër) dhe 4-valvula kthyese. Lëngu punues, nëpërmjet kanalit hyrës, depërton në filtër dhe rrymon në mënyrë rrethore lartë nëpër pjesën për pastrim të ashpër (2), që punohet nga rrjeti metalik prej materialit poroz dhe plastik. Prej aty lëngu depërton në pjesën për pastrim të lartë (3), që është e vendosur në mesin e trupit të filtrit (1). Pjesa për pastrim të lartë (pastër) përpunohet nga pëlhura (mëndafsh ose filc), letra e presuar, materiali plastik, najlonit-plastmasë. Për këtë shkak, lëngu punues del i pastër nga të gjitha papastërtitë. Për

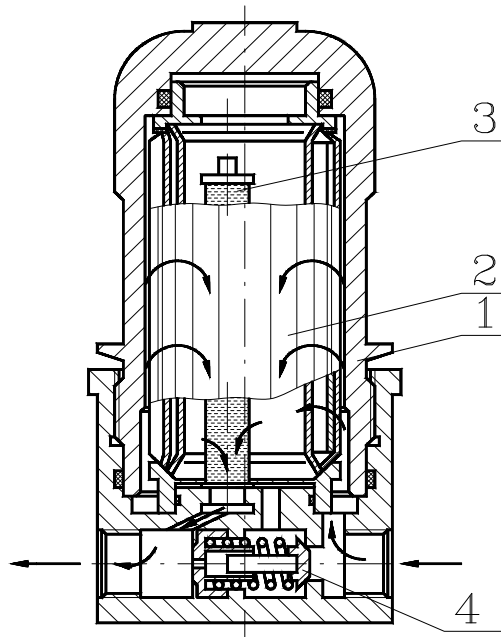


Fig. 53 Filtri për pastrim të lartë (pastër)

shkak se papastërtitë ngelin në filtër, ai kohë pas kohe duhet të pastrohet, kurse pjesa (elementi) për pastrim të lartë sipas nevojës zëvendësohet. Në rastin kur filtri është i mbushur me papastërti, presioni i lëngut punues rritet, valvula kthyese (4) hapet dhe lëngu direkt i papastër rrymon prej kanalit hyrës kah kanali dalës.

Kur duhet të pastrohet i tërë lëngu, filtri lidhet në mënyrë serike në sistemin hidraulik. Nëse duhet të pastrohet vetëm një pjesë e lëngut, atëherë filtri lidhet paralelisht në kanal të posaçëm nëpër të cilin rrymon vetëm një pjesë e lëngut që duhet të pastrohet. Po ashtu, nëse është e nevojshme, në sistemin hidraulik paralelisht lidhet filtër rezervë, ose, nëse një filtër nuk ka kapacitet të pastroj tërë lëngun, paralelisht montohen dy filtra.

9. REZERVUARËT HIDRAULIK

Rezervuarët janë pjesë të sistemit hidraulik që shërbejnë për deponimin, nxehjen, ftohjen, fundërrimin e papastërtive dhe lirim të ajrit dhe avullit të robëruar nga lëngu punues. Që t'i plotësojë të gjitha standardet e kërkuara, rezervuari dimensionohet varësisht nga madhësia e sistemit, prurjes së pompës dhe kushtet e punës. Ato si zakonisht konstruktohen në formë prizmatike ose cilindrike, kurse punohen me saldim të llamarinave nga çeliku. Sipërfaqja e tyre e brendshme duhet të jetë e përpunuar dhe e lyer me material kundër korrozionit. Vëllimi i rezervuarit, varësisht nga kushtet për punë, duhet të jetë minimum dy deri tre herë më i madh nga prurja e pompës në minutë, kurse te sistemi që punojnë me temperatura të larta të lëngut punues, edhe deri dhjetë herë. Si zakonisht, në rezervuar montohen: pompa, elektromotori, instrumentet për matje të presionit dhe temperaturës, valvulat dhe shpërndarësit. Në rezervuar janë të vendosur filtri për pastrim të ashpër dhe sistemi për nxehje ose ftohje të lëngut punues. Konstruksioni dhe vendqëndrimi i rezervuarit duhet të mundësojë mbushje të thjeshtë, ftohje efikase dhe natyrore, kontroll të lehtë të nivelit të lëngut punues dhe mirëmbajtje të lehtë.

Në fig. 54 është paraqitur prerja e **rezervuarit në formë prizmatike**. Kanali kthyes (1) vendoset në 20 deri 50 [mm] mbi fundin e rezervuarit dhe në të detyrimisht vendoset filtër për pastrim të lartë të lëngut punues (2). Kanali thithës (3) vendoset sa më larg nga ai hyrës (sipas mundësisë nga ana e kundërt) dhe në 20 deri 50 [mm] nën nivelin minimal të rezervuarit. Në rezervuar vendosen edhe stena ndarëse (4), që gjatë mbushjes e pengojnë lëvizjen shtjellore (vorbull) të lëngut punues dhe paraqitjen e shkumës. Po ashtu, ato e pengojnë lidhjen direkte ndërmjet kanalit kthyes dhe atij thithës dhe valëzimin (gurgullimën) e lëngut punues gjatë lëvizjes në rezervuar. Valvula jokthyes ajër-avull (5) vendoset në

pikën më të lartë të rezervuarit dhe ka për detyrë të lëshoj ajrin që e shtypë lëngun punues gjatë mbushjes së rezervuarit dhe gazrat që krijohen nga avullimi. Në të njëjtën kohë çdo herë siguron presion atmosferik në rezervuar dhe sistem. Fundi i rezervuarit si zakonisht është i vendosur nën një kënd të caktuar, kurse vrma për lëshim të lëngut punues gjatë pastrimit vendoset në pikën më të ulët. Vrma për pastrim te rezervuarët prizmatik vendoset në pjesën anësore (skaj njëanësorë), që nuk është e salduar, por e përforcuar me bulona special. Kjo vrimë duhet hermetikisht të jetë e mbyllur deri sa punon sistemi i hidroforit. Vrma për kontroll të nivelit të lëngut punues në rezervuar realizohet nga qelqi, si dritare ose tub, dhe funksionon në principin e enëve të lidhura. Në të detyrimisht vizatohen shenjat min (minimum) max (maksimum).

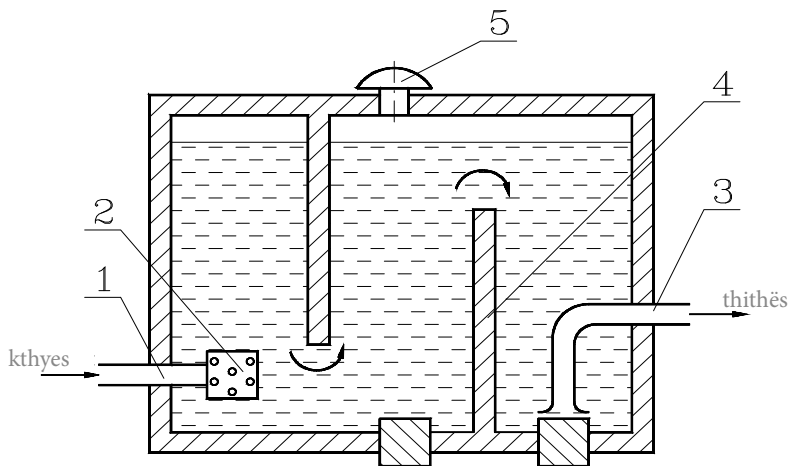


Fig. 54 Rezervuari me formë prizmatike

Rezervuari mbushet me lëng rreth 85% nga vëllimi i përgjithshëm, kurse 15% lejohe të jetë i zbrazët, për shkak të ndarjes së ajrit të robëruar dhe avullimit të lëngut.

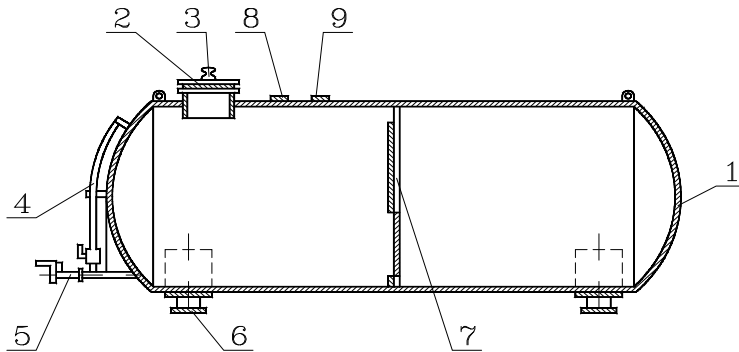


Fig. 55 Rezervuari cilindrik

Në fig. 55 është paraqitur **rezervuari cilindrik** me pjesët përbërëse: 1-trupi, 2-kapaku për pastrim, 3- vrima për mbushje me valvul ajër-avull, 4-vrima për kontroll të nivelit, 5-vrima për lëshimin e lëngut punues, 6-këmbëzat e rezervuarit, 7-llamarinat ndarëse, 8-vrima dalëse (derdhësi) dhe 9-termometri (termostat). Temperatura normale punuese e lëngut punues është prej 40 deri 50°C, por gjatë kohës së punës temperatura mund të rritet, e për këtë shkak është e detyrueshme ftohja e rezervuarit. Ftohja mund të realizohet në dy mënyra:

1. **Ftohje natyrore**, kur forma e rezervuarit dhe vendndodhja mundësojnë ajrit të rrymon nga të gjitha anët e jashtme të rezervuarit.
2. **Ftohje rregulluese** – ftohja me sistem të ndërtuar për ftohje të lëngut punues. Ky lloj i ftohjes parashihet gjatë kushteve të punës me temperatura të larta (hekurudhat, mullinjtë, shkretoret...). Për këto kushte të punës vëllimi i rezervuarit duhet të jetë deri 10 herë më i madh për shkak të shkallës së lartë të avullimit. Kufiri tjetër i kushteve të punës është me shumë temperatura të ulëta të jashtme. Lëngu punues atëherë dendësohet (trashet) dhe ka

rezistenca të larta gjatë rrymimit. Që të mundësohen kushtet normale për punë, në rezervuar ndërtohet sistemi për nxehje ose ndryshues të nxehtësisë, që mban temperaturë të përafërt konstante në lëngun punues. Për shkak të sigurisë së madhe, në rezervuar ndërtohet edhe termostat, që ka për detyrë të realizojë kyçje ose ç'kyçje automatike të sistemit për nxehje.

Ekzistojnë edhe rezervuar **special** hidraulik që përdoren në sistemet hidraulike për kushte të posaçme punuese. Në industrinë e aeroplanëve përdoren rezervuarët hermetik të mbyllur, në të cilin lëngu punues është i ndarë me piston ose membranë të ajrit nën presion, që shkakton mbipresion në rezervuar. Në fig. 56 janë paraqitur dy lloje të rezervuarit të mbyllur që përdoren në industrinë e aeroplanëve:

a) Rezervuari me piston dhe sustë funksionon në atë mënyrë që nëpër tubin (C) mbushet hapësira pas pistonit me ajër të komprimuar ose gaz inert me presion të ulët. Forca e sustës dhe ajri i komprimuar veprojnë në anën e prapme të pistonit dhe shkaktojnë mbipresion me lëngun punues, që duhet të jetë çdo herë më i vogël nga presioni punues në sistemin hidraulik. Mbipresioni mundëson sigurim kontinual dhe të tërësishëm të pompës (P) me lëng punues. Te paraqitjet speciale të rezervuarve, çdo herë merret parasysh që vëllimi të jetë sipas nevojave të sistemit hidraulik.

b) Te **rezervuarët me piston** mbipresioni në rezervuar arrihet me ndihmën e presionit punues të sistemit hidraulik. Gjegjësisht, lëngu punues, nëpërmjet kanalit kthyes (1), vepron mbi sipërfaqen ballore të levës (2), kurse forca e presionit nëpërmjet pistonit (3) transmetohet me lëngun punues në rezervuar. Në këtë mënyrë në rezervuar çdo herë dominon mbipresion, që mundëson që lëngu punues të shtyhet kah pompa (P). Madhësia e mbipresionit në rezervuar është me vlerë më të vogël nga presioni punues që e krijon pompa (P) në sistemin hidraulik.

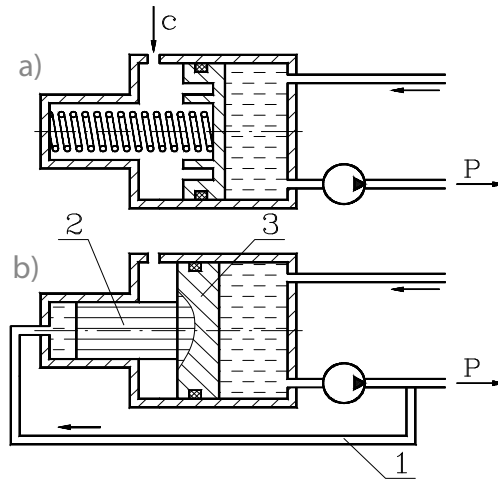


Fig. 56 Rezervuarët special hidraulik

Përfundimi mund të vërtetohet nëpërmjet barazimit të forcave që veprojnë mbi levën dhe pistonin. Nëse presioni punues në sistemin hidraulik ka vlerën p_1 , madhësia e mbipresionit në rezervuar p_2 mund të llogaritet sipas barazimit:

$$A_1 \cdot p_1 = A_2 \cdot p_2 \Rightarrow p_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot p_1 = \frac{d^2}{D^2} \cdot p_1 \text{ [Pa], ku}$$

$$A_1 = \frac{d^2 \cdot \pi}{4} \text{ [m}^2\text{]} - \text{ sipërfaqja ballore e ballit (2) mbi të cilën vepron presioni atmosferik } p_1,$$

$$A_2 = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \text{ [m}^2\text{]} - \text{ sipërfaqja ballore e pistonit (3) me të cilën vepron mbi lëngun punues në rezervuar.}$$

Për shkak se diametri (D) i pistonit (3) është më i madh se diametri (d) i levës pistonike (2), vijon se madhësia e mbipresionit p_2 në rezervuar do të jetë më e vogël se madhësia e presionit punues p_1 në sistemin hidraulik.

10. AKUMULATORËT HIDRAULIK

Akumulatorët hidraulik janë pjesë të sistemit hidraulik në të cilin akumulohet një pjesë e lëngut punues kur në sistem nuk përdoret sasia e plotë. Kur sistemi hidraulik punon me kapacitet të plotë edhe në momentet kur duhet të realizohet energji maksimale, lëngu punues i akumulorit kthehet në sistem ku arrihet prurje (rrjedhje) më e madhe, e me këtë edhe energji maksimale. Kur nuk ka nevojë nga energjia maksimale, në akumulorë kthehet një pjesë e lëngut punues. Akumulatorët posaçërisht janë të dobishëm për sistemet që punojnë përkohësisht me kapacitet maksimal, kurse rregullisht me kapacitet të zvogëluar. Përndryshe, akumulorët hidraulik shërbejnë edhe si burim të energjisë, kur pompa për një kohë të shkurtë do të pushojë të punojë. Atëherë nga akumulorët plotësohet sasia e mjaftueshme e lëngut punues. Po ashtu, gjatë defektit të vogël (pëlcitja e tubit ose valvolës, zëvendësimi i unazave hermetizuese) ose gjatë rrjedhje së vogël të lëngut, akumulorët e plotësojnë sasinë e humbur (të zvogëluar). Dobi të madhe nga akumulorët ka sistemi hidraulik gjatë kohës së goditjeve hidraulike, për shkak se akumulorët mund në tërësi të amortizojë.

Sipas mënyrës me të cilën shtyhet lëngu punues nga akumulorët hidraulik, ato ndahen në:

- Akumulor me peshë,
- Akumulor me sustë dhe
- Akumulor me gaz.

Akumulorët hidraulik me peshë (fig. 57a) në kohën më të re rrallë herë përdoren për shkak të konstruksionit të madh. Përndryshe, ato janë cilindra punues me piston mbi të cilin janë të vendosur peshat që të mbahet lëngu nën presionin punues. Në fillim, kur plotësohet sistemi hidraulik me lëng punues, mbushet edhe akumulorët, ku pistoni, nën veprimin e presionit punues, ngritët lartë. Kur sistemi do të ketë nevojë për energji maksimale,

nga akumulatori për kohë të shkurtë, nën veprimin e peshës së trupit, sasia e tërë e lëngut punues kthehet në sistemin hidraulik. Në këtë mënyrë rritet prurja dhe shpejtësia e rrymimit të lëngut punues, e me këtë arrihet energji maksimale.

Akumulatorët hidraulik me sustë (fig. 57b), kanë princip të njëjtë të punës dhe po ashtu me konstruksion të madh. Dallimi është në atë që kundërpesha zëvendësohet me sustë. Lëngu punues mbahet nën presion me ndihmën e sustës që mblidhet gjatë mbushjes së akumulatorit nga forca hidrostatike të presionit të tubit. Gjatë nevojës për energji maksimale në sistem, lëngu, nën veprimin e forcës së sustës, për një kohë të shkurtë shtypet në sistemin hidraulik dhe në këtë mënyrë mundëson prurje më të madhe nëpër atë dhe realizim të energjisë maksimale. Për akumulatorë më të mëdhenj, susta duhet të ketë dimensione të mëdha ku dhe shkakton konstruksione të mëdha të akumulatorit, dhe për këtë ajo më se shpeshti është e pa dëshirueshme për shfrytëzim.

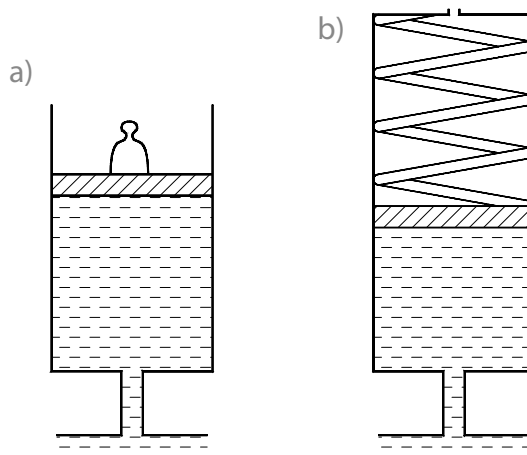


Fig. 57 Akumulatori hidraulik me kundërpeshe dhe sustë

Akumulatorët me gaz (fig. 58) sot shpesh përdoren për shkak të konstruksionit të thjeshtë dhe jeta e pakufizuar e gazit. Sipas paraqitjes, akumulatorët me gaz ndahen në dy grupe:

- Pa pjesë (element) për ndarje të lëngut dhe gazit,
- Me pjesë (element) për ndarje të lëngut dhe gazit (pistonit dhe membranës).

Si zakonisht shfrytëzohen akumulatorët me element për ndarje, kurse më së shpeshti përdoren gazrat inert ose azoti. Për shkak se gazrat janë materie shumë të ngjeshëm, gjatë mbushjes së akumulatorit me lëng punues, ato ngjeshën në një vëllim shumë të vogël të enës, ku edhe u rritet presioni. Gjatë nevojës së sistemit për energji maksimale, nën veprimin e presionit të gazit, lëngu punues për një kohë të shkurtë shtyhet në sistem, duke e rritur prurjen (rrjedhjen) dhe shpejtësinë e rrymimit të lëngut punues. Në fig. 58a është paraqitur akumulatori hidraulik me piston, në fig. 58b me flluska të ajrit, kurse në fig. 58c akumulatori me membranë. Zgjedhja e akumulatorëve hidraulik varet nga parametrat themelorë të sistemit hidraulik. Si zakonisht prodhuesi udhëzon diagrame për zgjedhjen e akumulatorit sipas karakteristikave punues të sistemit.

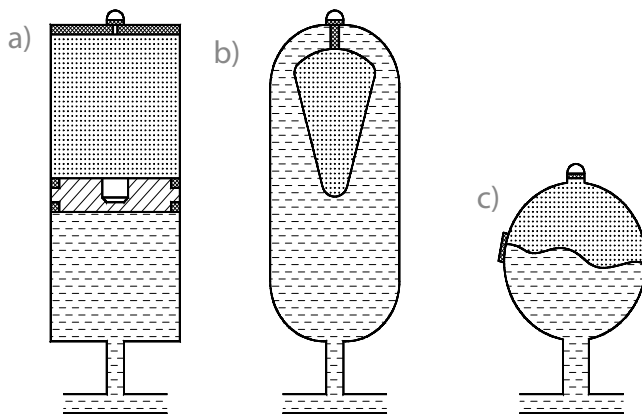


Fig. 58 Akumulatori hidraulik me gaz

11. TUBAT DHE PJESET LIDHËSE

Tubat, tubat e gomës dhe pjesët (elementet) lidhëse janë me rëndësi të madhe për sistemet hidraulike, për shkak se me ato lidhen të gjitha elementet, duke filluar nga rezervuari, e deri te harxhuesi i fundit. Shërbejnë për transmetimin e lëngut punues nën presion dhe sipas disa hulumtimeve, përafërsisht 30% të masës së secilit sistem i takojnë pjesëve transmetuese.

Tubi, sipas rëndësisë, mund të ndahet si kryesorë dhe magjstral, që i lidh pjesët kryesore të sistemit hidraulik, dhe të degëve ndihmëse, me të cilin lidhen disa elemente.

Sipas funksionit, tubi ndahet në:

- Thithës, që është pjesë e tubit magjstral dhe e lidhë rezervuarin me pompën,
- Tubi furnizues (shtytës), me të cilin transmetohet lëngu punues nga pompa deri te elementet ekzekutuese (hidromotorët),
- Tubi kthyes, me të cilin kthehet përdorimi i lëngut punues prej elementit ekzekutues prapë, në rezervuar.

Zgjedhja dhe dimensionet e tubit varen nga disa elemente:

- Madhësia e prurjes,
- Shpejtësia e rrymimit,
- Madhësia e presionit punues,
- Gjatësia e tubit etj.

Madhësitë nominale, që llogariten, janë: madhësia e diametrit të brendshëm dhe trashësia e murit të tubacionit (tubit). Diametri i brendshëm llogaritet sipas madhësisë së prurjes dhe shpejtësisë së rrymimit të lëngut. Trashësia e murit llogaritet sipas madhësisë së presionit punues në tubacion, sforcimi i lejuar i materialit prej të cilit është punuar tubi (tubi) dhe madhësia e diametrit të brendshëm. Në praktikë më së shpeshti zgjedhja e tubave realizohet me ndihmën e tabelave dhe nomogrameve të punuara sipas rezultateve eksperimentale të vërtetuara. Është vërtetuar

se për këto tuba (tubat pa zgjerim në skaj), që më së shpeshti përdoren në sistemet hidraulike, trashësia e mureve duhet të jetë:

- trashësia e murit të tubit nga çeliku nuk guxon të jetë më i vogël se 0,5 [mm],
- për tubat nga bakri dhe alumini të mos jetë më i vogël se 1 [mm].

Përveç metaleve, gjithnjë e më shumë shfrytëzohen edhe tubat nga jometalet dhe tubat e gomës. Posaçërisht më së shpeshti përdoren tubat (tubat) jometalik fleksibil me rezistencë të lartë, me të cilët rritet elasticiteti dhe fleksibiliteti i tërë sistemit. Tubat jometalik dhe tubat e gomës përpunohen nga masa plastike, goma natyrore ose sintetike ose materiali i kombinuar (gomë-plastikë e admiruar me telat e tekstitit ose metalik, ose me mbrojtëse të jashtme me mbështjellës tekstili ose metalik). Tubat elastik të gomës përdoren për lidhjen e pjesëve të lëvizshme, ose pjesëve që punojnë me vibracion. Tubat jometalik dhe tubat e gomës janë më të ndjeshëm nga dëmtimet mekanike, temperaturat e larta, kanë jetë të shkurtë dhe për këtë shkak përdorimi i tyre është i kufizuar. Për lakimin e tubave dhe tubave të gomës shfrytëzohen normat e larta për radius (rreze) minimale të lejuar të kthesës.

Pjesët (elementet) lidhëse, bashkë me hermetizuesit (guarnicionet, shtupuesit), shërbejnë për lidhjen ndërmjet tyre, të tubave me pjesët tjera të sistemit. Ato e sigurojnë hermiticitetin e nevojshëm të sistemit. Me këto sigurohet lidhje e sigurt e të gjitha pjesëve punuese, instrumenteve kontrolluese dhe matëse, si dhe pjesëve për drejtim. Pjesët lidhëse (kyçëse) mund të jenë:

1. Për lidhjet ndarëse (dado ose holender), fig. 59,
2. Për lidhjet e pandara (me saldim ose ngjitje me kallaj e tj), fig. 60.

Në fig. 59 janë paraqitur disa lloje të pjesëve lidhëse: direkte, drejtvizore, nën kënd prej 90° dhe të kryqëzuara nën kënde të ndryshme.

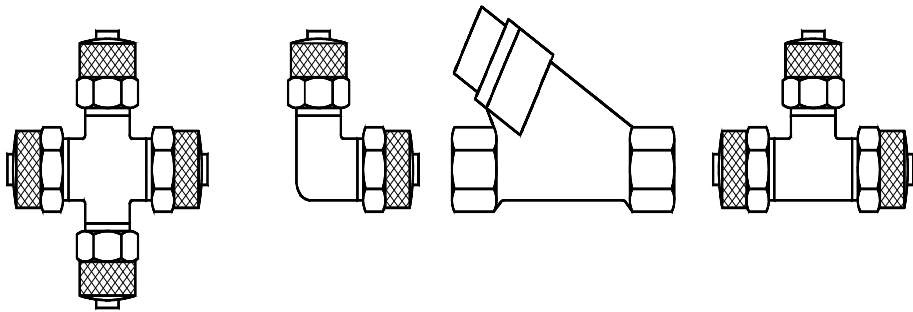


Fig.59 Pjesët (elementet) lidhëse

Në fig. 60 janë paraqitur lidhjet e pandashme (me saldim).

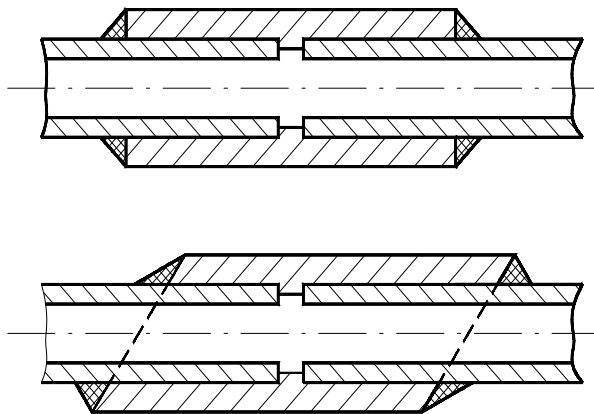


Fig. Lidhjet e pandashme

Në fig. 61 janë paraqitur disa mënyra të lidhjeve me tuba jometalik.

Lidhja me flanshe (kurorë) aplikohet te sistemet hidraulike me presione të ulëta punuese.

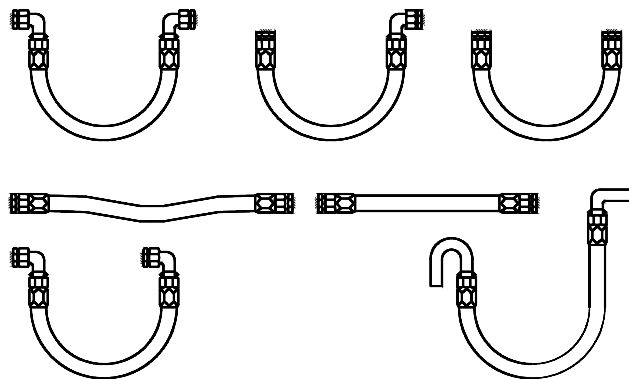


Fig. 61 Lidhja me tuba jometalik

Në fig. 62 është paraqitur ky lloj i lidhjes që përbëhet nga këto pjesë: 1 dhe 2 – flanshe nga të dy tubat që lidhen ndërmjet veti, 3 – dado me bulon, 4 – tub dhe 5 – unazë hermetizuese. Në figurën e njëjtë nga ana e djathtë të tubit (4) është paraqitur si shihet lidhja e salduar (e pandashme).

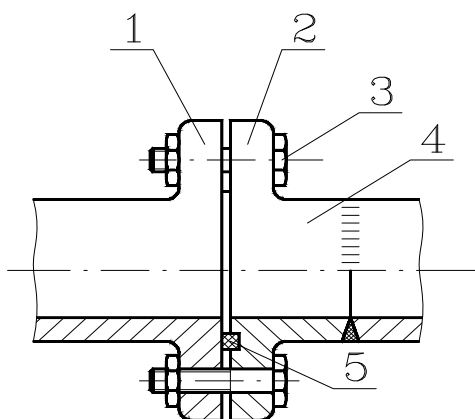
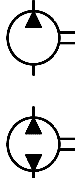
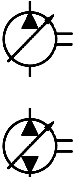
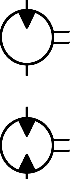
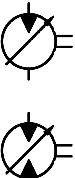

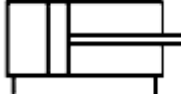
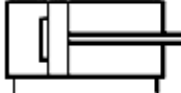
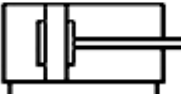



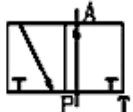
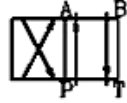
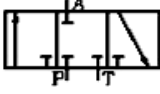
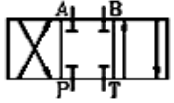
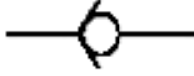
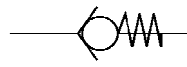
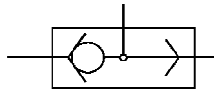
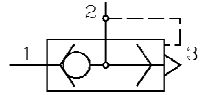


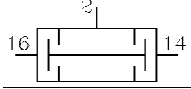
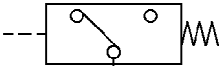
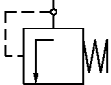
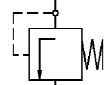
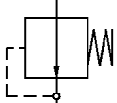
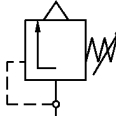

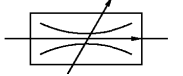


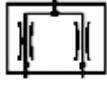
Fig. 62 Lidhja me flanshe

Përveç këtyre të paraqitura, gjithsesi ekzistojnë edhe mënyra të tjera të lidhjes, por ato analizohen në programet tjera arsimore.

12. SIMBOLET E KOMPONENTAVE HIDRAULIKE

<p>Pompa me prurje konstante – me një kahje të shtytjes</p> <p>– me dy kahje të shtytjes</p>	
<p>Pompa me prurje të ndryshueshme – me një kahje të shtytjes</p> <p>– me dy kahje të shtytjes</p>	
<p>Hidromotori me prurje konstante - Me rrymim të njëkahshëm</p> <p>- Me rrymim të dykahshëm</p>	
<p>Hidromotori me prurje të ndryshueshme - Me rrymim të njëkahshëm</p> <p>- Me rrymim të dykahshëm</p>	
<p>Cilindri hidraulik - me veprim të njëanshëm</p>	
<p>Cilindri hidraulik - me veprim të dyanshëm</p>	
<p>Cilindri me veprim të dyanshëm dhe mbyllje të njëanshme</p>	
<p>Cilindri me veprim të dyanshëm dhe mbyllje të dyanshme</p>	

Cilindri teleskopik me veprim të njëanshëm	
Cilindri teleskopik me veprim të dyanshëm	
Hidromotori oscilues	
Shpërndarësi hidraulik 3/2	
Shpërndarësi hidraulik 4/2	
Shpërndarësi hidraulik 3/3	
Shpërndarësi hidraulik 4/3	
Valvula jokthyesë pa susta	
Valvula jokthyesë me susta	
Valvula jokthyesë alternative	
Valvula shpejlëshuese	

Valvula jokthye e kushtëzuar	
Ndërprerësi elektrik shtypës	
Valvula hidraulike për kufizim të presionit	
Valvula serike	
Rregulluesi i presionit	
Valvula për kufizim të presionit me mundësi për rregullim	
Valvula mbyllëse me prurje konstante	
Valvula mbyllëse me prurje të ndryshueshme	
Valvula mbyllëse-jokthye me prurje konstante	
Valvula mbyllëse-jokthye me prurje të ndryshueshme	
Shpërndarësi i prurjes	

Rezervuari hidraulik	
Akumulatori hidraulik	
Filtri	
Matësi i prurjes (rrjedhjes)	

13. POMPA ME PRURJE TË NDRYSHUESHME TË LIDHUR ME HIDROMOTOR

Në fig. 63 është paraqitur skema hidraulike me pjesët përbërëse: 1-hidromotori, 4-valvula përkufizim të presionit, 5-valvula jokthyese, R 4/3-shpërndarësi elektromagnetik, P-pompa me prurje të ndryshueshme, M-motori ngasës i pompës, T-rezervuari i lëngut punës, 6-valvula për kufizim të lëngut punës. Skema hidraulike paraqet qarkun elektrik në të cilin pjesa ekzekutuese (1) punon me numër të ndryshueshëm të numrit të rrotullimit, në një rreth ose kahen tjetër, e këtë e siguron pompa hidraulike (P) me prurje të ndryshueshme. Pjesët për drejtim në qarkun hidraulik, valvula për presion (6) dhe shpërndarësi elektromagnetik (R4/3), e sigurojnë regjimin e punës (madhësinë e momentit rrotullues ose numrin e rrotullimit) në motorin hidraulik (1) sipas nevojave të shfrytëzuesit. Procesi i punës fillon me startimin e motorit ngasës (M). Aktivizohet

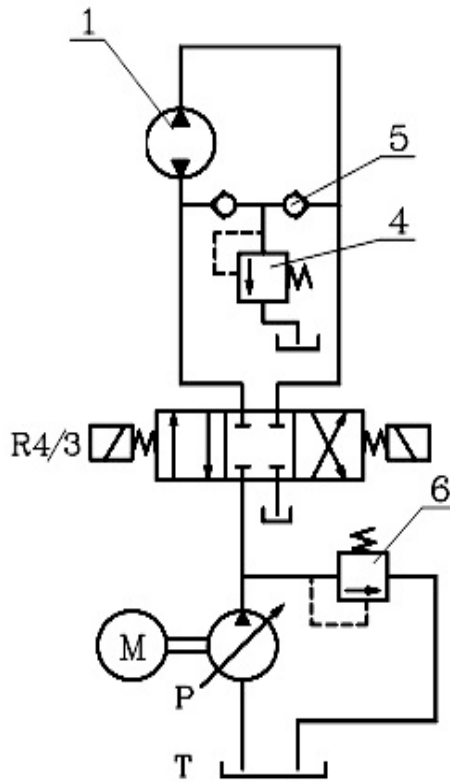


Fig. 63 Pompa me prurje të ndryshueshme e lidhur me hidromotorin

pompa (P), që tërheq lëngun punues nga rezervuari (T). Lëngu punues, nëpërmjet shpërndarësit elektromagnetik (R3/4), transmetohet deri te hidromotori (1). Hidromotori është motor ngasës për ndonjë makinë dhe ka mundësi për rrotullim në kahje të ndryshme. Ndryshimi i kahjes së motorit e siguron shpërndarësi elektromagnetik (R 4/3). Qarku hidraulik siguron kushte në çdo kohë që hidromotori (1) të jetë i mbrojtur edhe nga tejkarkesa me valvolën për kufizim të presionit (4), kurse valvula për kufizim të presionit (6) ka për detyrë të mbrojë tërë sistemin hidraulik nga tejkarkesa. Me hidromotorin (1) arrihet 10 deri 1000 rrotullime

në minutë dhe presion punues deri 200 [bar], gjegjësisht mund të ndryshojë (rregullojë) shpejtësinë e rrotullimit sipas nevojave të makinës. Nga madhësia e motorit varet kapaciteti i pompë pistonike (P), që mund të jetë prej 2 deri 200 litra në minutë.

14. NDËRTIMI, HULUMTIMI DHE MIRËMBATJA E SISTEMEVE HIDRAULIKE

Për shkak se çdo sistem hidraulik është konstrukcion i përbërë, realizimi i tij, hulumtimi dhe mirëmbajta duhet të realizohen sipas renditjes së caktuar, që përbëhet prej disa etapave: ndërtimin e komponentëve hidraulike, hulumtimi i komponentëve hidraulike para ndërtimit (vendosjes) dhe mirëmbajta e sistemit hidraulik gjatë eksploatimit.

1. Ndërtimi i komponentëve hidraulike realizohet sipas udhëzimeve që i jep prodhuesi, kurse vetë punën e realizon ekipi i njerëzve profesional, i pajisur me pajisje përkatëse, vegla dhe instrumente matëse. Para ndërtimit, pjesët dekonzervohen, e pastaj provohet funksionimi i tyre. Tubat dhe tubat e gomës pastrohen me vaj.

Pompat ndërtohen në rezervuar ose sa më afër tij, për shkak se përçuesi thithës duhet të jetë drejtvizorë dhe me gjatësi minimale të lejuar. Ato zhyten në lëngun punues, ose nëse janë jashtë nga rezervuari, vendosen nën nivelin e tij. Vetëm në rastet e jashtëzakonshme, ndërtimi i pompës mund të jetë mbi nivelin e rezervuarit dhe atë më së shumti deri 1 m.

Gjatë **ndërtimit të hidromotorit dhe cilindrave punues** merren parasysh akset e tyre gjeometrike që të përputhen me aksin gjeometrik të motorit ngasës. Për shkak se kjo vështirë sigurohet, problemi më së shpeshti zgjidhet me ndërtimin e kushinetave radi-aksiale që mund t'i pranojnë forcat aksiale dhe radiale që janë të pranishme gjatë punës për shkak të mospërputhjes së akseve. Nëse më e gjata nuk është mjaftë stabile dhe horizontalja,

do të ketë vibracione gjatë punës. Që të shmangët kjo, pompa dhe hidromotori lidhen me tub elastik të gomës që të pengohet transmetimi i vibracioneve prej njërit në elementin tjetër.

Valvula siguroese montohet në tubin shtytës të pompës që të mbrojë tërë sistemin nga mbingarkesa.

Filtrat montohen në disa vende të sistemit. Filtri për pastrim të ashpër montohet në tubin hyrës të rezervuarit. Në valvulën ajër-avull ndërtohet filtër për ajër, kurse filtri për pastrim të mirë-pastër montohet si zakonisht në tubin kthyes.

Tubat dhe lidhësit (kyçësit) me filetë shtrëngohen me çelës dinamometër që të mos deformohet fileta, kurse montimi realizohet vetëm kur sistemi nuk është nën presion punues.

Rezervuari montohet në vendin ku ka mundësi për mbushje me lëng punues, pastrim dhe kontroll të lehtë të nivelit. Para se të lëshohet sistemi në punë, individualisht provohen të gjitha elementet. Instrumentet matëse rregullohen në zero, pastaj sistemi mbushet me lëng punues. Pas lëshimit në punë realizohet kontroll e plotë 24 orë pune në tërë gjatësinë e sistemit dhe në çdo element në veçanti. Nëse ka çfarëdo pengese, menjëherë intervenohet, kurse nëse funksionon normal, sistemi me procesverbal i dorëzohet shfrytëzuesit.

2. Hulumtimi i komponentëve hidraulike realizohet para ndërtimit të tavolinës provuese, duke simuluar kushte reale punuese, ku provohet se a i përgjigjen ato karakteristika të shkruara nga prodhuesi.

Në fig. 64 është paraqitur skema e hulumtimit të **pompës**, si element më i rëndësishëm i sistemit hidraulik. Pompa lidhet në sistemin hidraulik, matet madhësia e presionit dalës, prurja dhe madhësia e humbjeve vëllimore.

Në fig. 64a është paraqitur skema hidraulike në tavolinën provuese për hulumtimin e prurjes dhe presionit në dalje të pompës. Para shpërndarësit (R) lidhet matësi i prurjes (1) dhe manometri (2). Me kyçjen në punë të sistemit hidraulik, matësi i

prurjes (1) tregon se sa sasi të lëngut shtyn pompa (P) kah cilindri hidraulik (C), kurse manometri (2) tregon se sa presion punues ka lëngu në dalje të pompës.

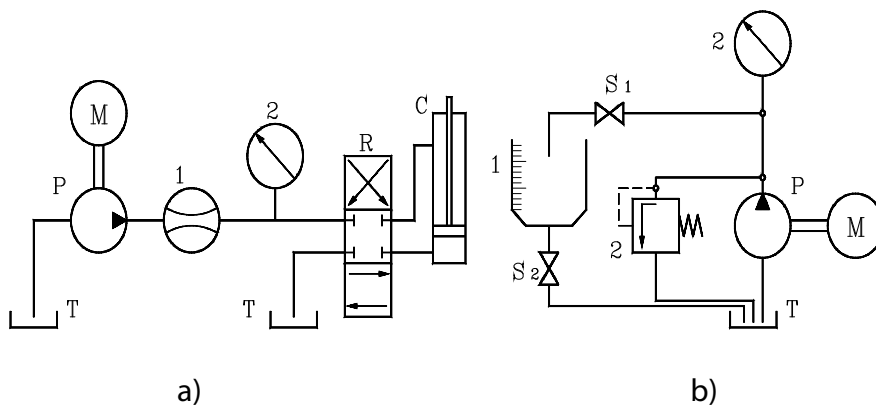


Fig. 64 Skema për hulumtimin e pompës

Në fig. 64b është paraqitur skema për hulumtim të humbjeve vëllimore të pompës (P). Më parë llogaritet madhësia e prurjes teorike, pastaj rezultati krahasohet me prurjen reale, që matet në tabelën provuese. Lëngun punues nga rezervuari (T) e tërheq pompa (P) dhe nëpërmjet manometrit (3) dhe valvulës rrjedhëse (S_1) përcillet deri te ena për matje (1). Matet madhësia e prurjes(debitit) në njësi të kohës dhe rezultati krahasohet me vlerën e llogaritur për prurjen teorike. Me këto rezultate llogaritet shkalla vëllimore e shfrytëzimit të pompës, gjegjësisht madhësia e humbjeve vëllimore.

$$\eta = \frac{q_v}{q_{vT}}$$

Valvula për kufizim të presionit (2) e mbrojnë sistemin nga tejngarkimi. Lëngu nga ena për matje (1) kthehet në rezervuar (T) nëpërmjet valvulës rrjedhëse (S_2).

Në fig. 65 është paraqitur skema për hulumtim të **cilindrit hidraulik**. Provohet forca e presionit, shpejtësia e lëvizjes së pistonit dhe hermeticiteti ndërmjet pistonit dhe cilindrit. Lëngu punues sillet vetëm nga ana e sipërme e pistonit dhe nëse hermeticiteti nuk është i mirë, do të paraqitet lëng nga ana tjetër e pistonit, gjegjësisht në enën (1) ku matet sasia e tij. Forca e presionit matet me lidhjen e dinamometrit për levën pistonike, kurse shpejtësia e lëvizjes matet me lidhjen e fotoqelisë për levën pistonike.

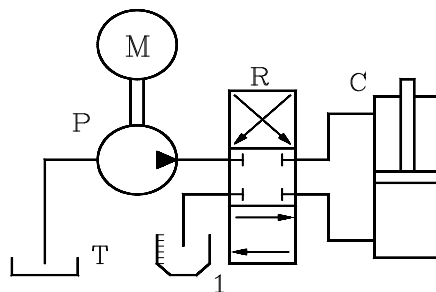


Fig. 65 Skema për hulumtimin e cilindrit hidraulik

Në fig. 66 është paraqitur skema për provën e **valvulës për kufizim të presionit**. Prova realizohet gjatë ngarkesës maksimale të cilindrit punues (C), kurse kontrollohet valvula për kufizim të presionit (3) se a do të hapet në presionin e rregulluar. Po ashtu, provohet se a lëshon valvula para hapjes së tij. Gjatë provës, pompa (P) e tërheq lëngun punues nga rezervuari (T) dhe nëpër matësin e prurjes (1), manometrit (2) dhe shpërndarësit (R), e transporton deri te cilindri hidraulik (C). Prej cilindrit hidraulik, nëpër rezervuarin (R), lëngu kthehet në rezervuarin (T_1).

Pas provës individuale të pjesëve hidraulike realizohet montimi i tyre, e pastaj realizohet prova e **sistemit në tërësi**. Simulohen kushtet reale punuese dhe për këtë shkak kjo provë është quajtur funksionale, për shkak se me këtë provohet funksionimi i sistemit si është paraparë me projektin. Ekziston edhe

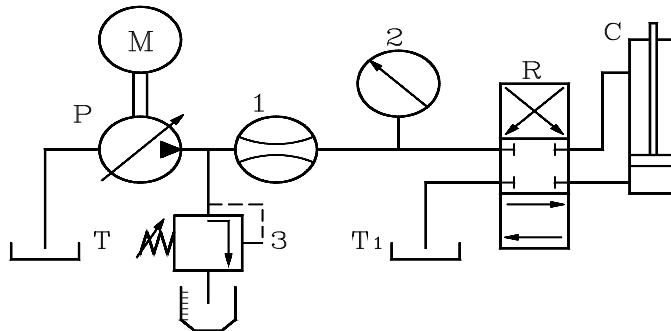


Fig. 66 Skema për provë të valvulës për kufizim të presionit

një provë, që realizohet pas mbarimit të montimit, në tërësi me agregatin ku është ndërtuar sistemi hidraulik. Qëllimi është të provohet se sistemi a siguron punë të drejtë dhe të sigurt në agregat, kurse nëse ka devijim a janë ato në kufijtë e lejuar. Kjo provë realizohet 24 orë në mënyrë të vazhduar (kontinuale), me ngarkesë maksimale, dhe nëse sistemi punon sipas normave të parapara, kjo provë faktikisht paraqet pranim-dorëzimin e realizimit të projektit të suksesshëm të shfrytëzuesit.

3. Mirëmbajtja e sistemit hidraulik – Mirëmbajtja bashkëkohore e çdo sistemi përbëhet nga operimi i rregullt dhe kontrollim preventiv i planifikuar të punës së tij. Në asnjë rast, mirëmbajtja nuk duhet të sjellet vetëm në një zëvendësim të thjeshtë ose riparim të elementeve që janë anuluar gjatë punës. Për këtë shkak, mirëmbajtja, posaçërisht ajo preventive, ka ndikim të madh mbi punën e drejtë të sistemit dhe zgjatjes së jetës së tij. Që të realizohet mirëmbajtja e drejtë, duhet të sigurohet kuadër kualitiv dhe i trajnuar. Mirëmbajtja e rregullt dhe zëvendësimi në kohë të pjesëve me afatin e caktuar siguron që vonesat në punën e sistemit të sillen në minimum, kurse efikasiteti rritet. E gjithë kjo arrihet me përpunimin e përparshëm të planeve për mirëmbajtje (ditore, javore, periodike, vjetore). Përveç kësaj, duhet rregullisht të merret evidencë për çdo intervenim të realizuar me futjen precize

të të dhënave për atë se kur dhe çka është riparuar ose zëvendësuar. Po ashtu, kontrollimi i rregullt i parametrave të shkruar në sistem dhe korrigjimi i tyre në pajtueshmëri me procesin teknologjik do të kontribuoj që numri i defekteve të rastit (të paparapara) të sillen në minimum. Me operim profesional dhe të drejtë, mirëmbajtja sillet me këto operacione:

- pastrimi i filtrit ose zëvendësimi i pjesës punuese të filtrit, nëse nuk mund të shfrytëzohet më tepër,
- plotësimi me lëng punues, nëse është zvogëluar sasia e paraparë ose zëvendësimi i lëngut punues, kur janë zvogëluar karakteristikat punuese të tij (viskoziteti, dendësia ...),
- kontrollimi i parametrave të paraparë (presionit, shpejtësisë, temperaturës),
- kontrollimi i rregullt i instrumenteve, kalibrimi (bazhdirimi) i tyre në kohë dhe zëvendësimi i pjesëve të dëmtuara.

Intervenimi ditorë, javorë ose periodik duhet të jenë kur sistemi nuk punon, kurse zëvendësimi i disa pjesëve realizohet në konsultim me prodhuesin ose organet e specializuara për realizimin dhe mirëmbajtjen e sistemit hidraulik.

Defektet më të shpeshta në sistemin hidraulik. Edhe përveç mirëmbajtjes së rregullt dhe kualitative, në sistemin hidraulik ndodhin defekte si pasojë e gabimeve gjatë drejtimit. Pas ndodhjes së defektit, më e rëndësishme është që personi profesional të vërtetojë shkakun që e ka shkaktuar defektin. Personi profesional duhet të bisedojë me personelin-punëtorin direkt të sistemit, pastaj të realizohet hulumtimi i pjesëve individuale, lëngut punues dhe instrumenteve për matje. Pra, është e nevojshme që më parë të mënjanohen të gjitha mundësit e mundshme, e më pas të intervenohet. Praktika ka treguar që më së shpeshti ndodhin këto defekte:

- 1. Rritja e zhurmës** (ushtimë) gjatë punës së sistemit. Kjo ndodh nga këto shkaqe: paraqitjes së kavitationit në sistem,

jo përforcimi i mirë i lidhjeve, defekt i pompës, hidromotorit, cilindrit punues, shpërndarësve ose valvulave. Kur do të dihen se cilat pjesë duhet të riparohen ose zëvendësohen, defekti mënjanohet pas shkyçjes së sistemit. Nëse ndonjë pjesë kërkon riparim afatgjatë, që të sigurohet kontinuitet në punë të sistemit, ajo zëvendësohet me pjesë rezervë, e pas realizimit të riparimit kthehet në vendin e vetë.

2. Zvogëlim i presionit punues në sistem mund të lind nga këto shkaqe: pompa nuk dërgon sasi të mjaftueshme të lëngut punues, filtri i papastër, fuqi e pamjaftueshme e motorit ngasës,...

3. Zvogëlim i prurjes (debitit-rrjedhjes) – përgjithmonë ose përkohësisht të mos dërgohet sasi e mjaftueshme e lëngut punues. Shkaku: kavitacioni, konsumimi i pjesëve të pompës (hermeticitet i pamjaftueshëm ndërmjet rrotorit dhe statorit), zvogëlim i fuqisë së motorit ngasës, kahje e gabuar e rrotullimit të pompës,....

4. Temperatura e zmadhuar e lëngut punues lind për shkak të: zvogëlimit të nivelit të lëngut punues në rezervuar, rritjes së presionit punues, ftohja e pamjaftueshme, zvogëlimi i viskozitetit të lëngut punues,...

5. Presioni i zmadhuar në sistem më së shpeshti paraqitet për shkak të defektit të valvulës siguroese, sustës së deformuar të valvulës,...Për këtë shkak duhet të realizohet kontroll e rregullt e valvulave (në çdo dy deri tre muaj).

6. Humbje (rrjedhje) graduale e lëngut punues nga sistemi më së shpeshti ndodh për shkak të deformimeve të materialit të hermetizuesve, shtrëngimi i pamjaftueshëm i bulonave të pjesëve lidhëse, dëmtimi mekanik i instalimit etj. Këto defekte më së lehti zbulohen, kurse mënjanimi i tij realizohet me ç'kyçen e sistemit.

III. APLIKIMI I SISTEMEVE HIDRAULIKE RRJEDHËSE

FUNKSIONIMI I SKEMAVE HIDRAULIKE

Sistemet hidraulike kanë përdorim të gjerë për shkak të efikasitetit dhe sigurisë në punë. Në vazhdim do të shqyrtojmë disa shembuj karakteristik.

1. Sistemi hidraulik i buldozerit T – 120 C

Buldozeri T – 120 C ka makinë të traktorit dhe është i pajisur me lopata për ngarkim. Sistemi hidraulik është paraqitur në fig. 67 që shërbejnë për drejtim me lopatën për ngarkim. Pompa me dhëmbëzorë (1) me kapacitet prej 180 litra në minutë është e kyçur për motorin e automjetit, ashtu që, deri sa punon motori, tërë kohën funksionon edhe sistemi hidraulik. Pompa (1) e tërheq lëngun punues nga rezervuari (2) dhe nëpërmjet shpërndarësve (3 dhe 4) e shtyjnë kah cilindrato hidraulik (5), gjegjësisht (6). Kur lëngu punues i shpërndarësit (3) shtyhet kah cilindrato hidraulik me veprim të dyanshëm (5), lopata për ngarkim ngritët ose lëshohet. Për zbrazjen e lopatës, lëngu shtyhet nëpërmjet shpërndarësit (4) kah cilindrato hidraulik (6), me të cilat rrotullohet lopata dhe kthehet në pozitën horizontale. Edhe pse drejtimi me shpërndarësit (3 dhe 4) është i ndarë (me doreza të ndryshme), për shkak të raporteve kinematike të mekanizmit nga lopata, gjatë ngritjes ose uljes së tij vjen deri te lëvizja e detyrueshme e pistonave në cilindrato hidraulik (6).

Që të mundësohet roli pasiv i cilindrave hidraulik (6), deri sa ngrihet ose lëshohet lopata ngarkuese, lëngu punues nga cilindri (6) kthehet nëpërmjet valvulave për kufizim të presionit (7) në rezervuarin (2). Njëkohësisht, nëpërmjet valvulave jokthyesë (8), mbushet dhoma (dhoma) tjetër e cilindrit (6) me lëngu punues.

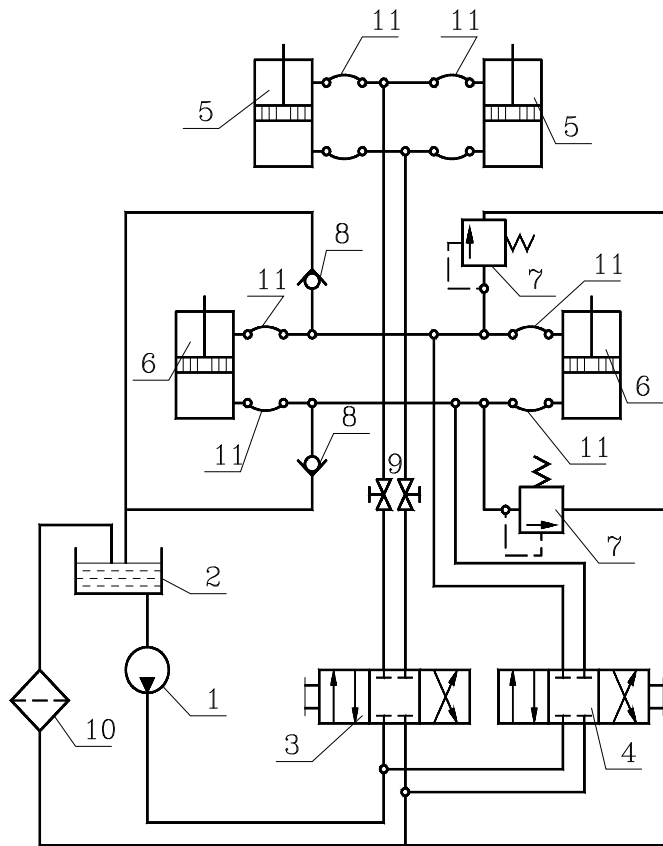


Fig. 67 Sistemi hidraulik te buldozheri T – 120 C

Valvulat për rregullim të prurjes (9) shërbejnë për ç'kyçje nga sistemi hidraulik të cilindrave (5), kur nuk punon lopata për ngarkim. Gjatë punës së sajë, valvulat për rregullim të prurjes (9) patjetër të jenë të hapura. Vijat personale (11) shënojnë lidhjet elastike, kurse ato janë tubat e gomës fleksive me presion të lartë.

2. Sistemi hidraulik për ngritje të platformës për kamion TAM – 4500

Te të gjithë kamionët – vetëshkarkues, që përdoren për transmetim të materialit të thërrmuar, ndërtohet sistemi hidraulik për shkarkim automatik. Për shkaqe funksionale dhe të sigurisë, sistemi hidraulik është i vendosur nën platformën e sëndukut. Si motor ngasës i pompës shfrytëzohet motori i automjetit. Shkarkimi mund të realizohet në pjesën anësore ose të prapme.

Në fig. **68a** është paraqitur sistemi hidraulik në pozitë neutrale. Atëherë, lëngu punues nga rezervuari (T) deri te pompa (P) vjen nën veprimin e peshës së vetë, për shkak se pompa është e vendosur nën rezervuar. Prej këtu, lëngu shtyhet nëpërmjet kanalit horizontal (1) kah valvula e hapur rrjedhëse (3) në valvulën për shkarkim (2), e prej atje nëpërmjet kanalit kthyes (4) kthehet në rezervuar (T).

Në fig. **68b** sistemi hidraulik është i kyçur në punë. Për shkarkim të ngarkesës duhet të mbyllet valvula rrjedhëse (3) në valvulën për shkarkim (2) dhe lëngu punues nga rezervuari (T) e shtyjnë pompën (P) nëpër kanalet (9 dhe 5) kah cilindri teleskopik (6). Për shkak të hapjes së cilindrit teleskopik, presioni i lëngut në sistemin hidraulik rritet deri te vlera e nevojshme, kurse cilindri teleskopik zgjatet dhe e ngrit sëndukun e kamionit. Pasi të ngritet sënduku i kamionit, njëkohësisht fillon shkarkimi. Kur cilindri teleskopik (6) do të pjerrtësohet për këndin prej 27° , e shtypë dhe e hap valvulën dalëse (7). Me hapjen e valvules dalëse (7), një pjesë e lëngut punues nëpërmjet kanalit (8 dhe 4) kthehet në rezervuarin (T), kurse cilindri teleskopik ndërpret zgjatjen.

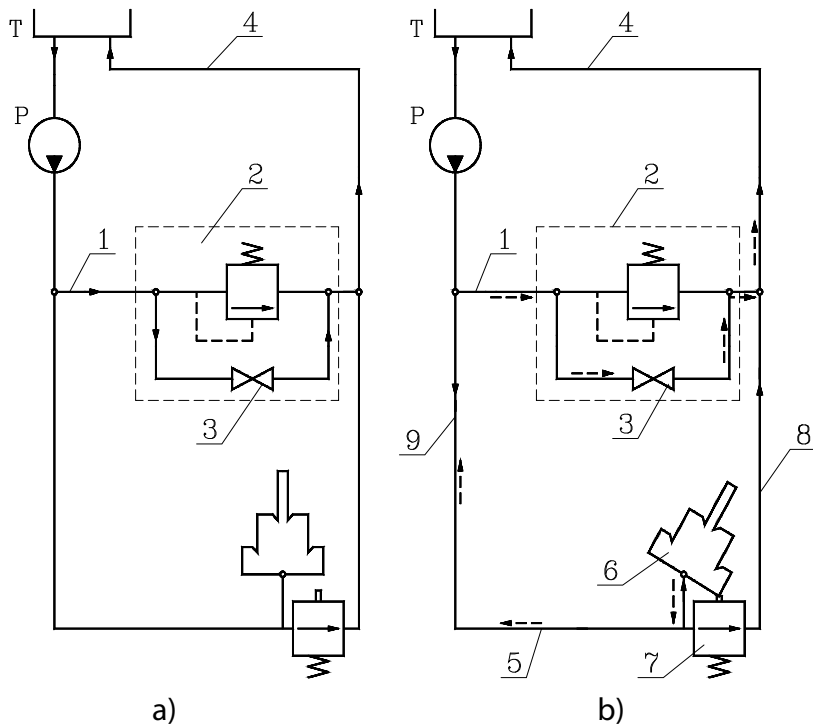


Fig. 68 Sistemi hidraulik për shkarkim te kamionët

Pas zbarkimit të ngarkesës, vozitësi e hap valvulën rrjedhëse (3) nga valvula për shkarkim (2) i lëngut punues nëpërmjet kanaleve 5, 9, 1 dhe 4 kthehet në rezervuarin (T). Në pjesën e sistemit hidraulik, ku gjendet cilindri teleskopik, më tutje nuk silltet lëng punues dhe presioni zvogëlohet në (2 deri 3) bar. Sënduku i automjetit lëshohet nën veprimin e peshës së vetë dhe e mbledh cilindrin teleskopik, kurse shpejtësia e lëshimit mund të rregullohet me ndihmën e valvulës rrjedhëse (3).

4. Sistemi hidraulik në makinat për përpunimin e llamarinës

Në fig. 70 është paraqitur skema hidraulike e makinës për petëzim të llamarinës me këto pjesë përbërëse: 1-hidromotorin, 2-reduktorin, 3-cilindrat për cilindrimin-petëzimin e llamarinës, 4-valvula për kufizim të presionit, 5-valvula jokthyesë, R 4/3-shpërndarësi elektromagnetik, P-pompa, M-motori ngasës i pompës, T-rezervuari i lëngut punues, 6-valvula për kufizim të presionit punues.

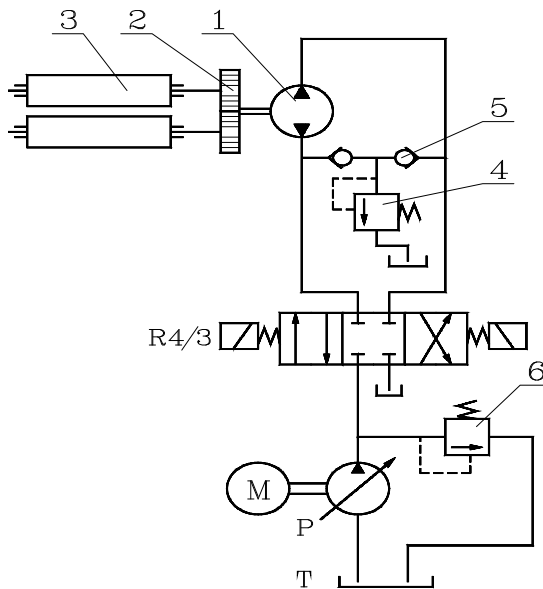


Fig. 70 Skema e sistemit hidraulik të makinës për petëzim të llamarinës

Motori ngasës (M) e aktivizon pompën pistonike (P), që tërheq lëng punues nga rezervuari (T). Lëngu punues, nëpërmjet shpërndarësit elektromagnetik R 4/3, transmetohet deri te hidromotori (1). Hidromotori e lëviz reduktorin (2), kurse nëpërmjet

tij edhe cilindrat për petëzim të llamarinës (3). Për shkak se cilindrat punues duhet të rrotullohen në mënyrë alternative (parambas), ndryshimin e kahjes së rrotullimit e siguron shpërndarësi elektromagnetik R 4/3. Hidromotori (1) është i mbrojtur nga tejngarkimi me valvulën për kufizim të presionit (4). Valvula për kufizim të presionit (6) e mbron tërë sistemin hidraulik nga tejngarkimi. Me hidromotorin (1) arrihet 10 deri 1000 rrotullime në minutë dhe presion punues deri 200 [bar], gjegjësisht rritet shpejtësia e petëzimit dhe efikasiteti në makinë. Nga madhësia e motorit varet kapaciteti i pompës pistonike (P), që mund të jetë prej 2 deri 200 litra në minutë.

5. Sistemi për ndryshim të lartësisë (drejtimit) të aeroplanit

Në fig. 71 është paraqitur sistemi hidraulik për drejtim të aeroplanit. Aktivizohet kur piloti do të jep sinjal mekanik hyrës nëpërmjet dorezës komanduese (1). Me kthimin e dorezës majtas, leva (4) rrotullohet rreth çernierës (A) dhe e aktivizon servo-shpërndarësin (3), që i jep kahjelëngut punues në hidrocilindrin (10). Pistoni në hidrocilindër lëviz majtas dhe nëpërmjet levës pistonike aktivizohet elementi (2), që shërbejnë për mbajte (ndryshim) të lartësisë së aeroplanit. Për shkak se pika (A) zhvendoset bashkë me levën pistonike të hidrocilindrit (10), derisa pika (B) është statike (piloti e mban fortë dorezën komanduese 1), pistoni në servo-shpërndarësin (3) zhvendoset djathtas deri sa nuk arrin në pozitën e mesme (neutrale). Atëherë ndërpritet prurja e lëngut punues kah hidrocilindri dhe pistoni në të ndërpret lëvizjen majtas, dhe me këtë ndërpritet edhe zhvendosja e elementit (2).

Nga figura shihet që pompa (5) tërheq lëng punues me nën presion nga rezervuari i mbyllur (9) dhe nëpërmjet valvulës jokthyese (8) e transmeton deri te servo-shpërndarësi (3). Kur presioni në tubin shtytës të pompës (5) do të arrijë vlerën e

paraparë, valvula për ç'kyçe automatike (6) e shkyçë pompën (5). Atëherë kjo punë me hap bosh nuk shtyjnë lëng. Për këtë kohë, akumulatori hidraulik (7) e mban presionin në sistemin hidraulik në nivelin konstant.

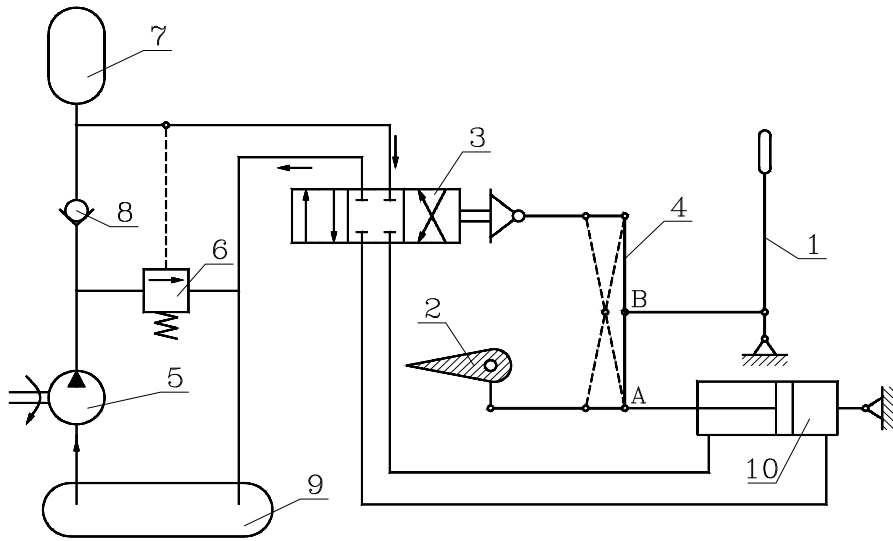


Fig. 71 Sistemi hidraulik për ndryshim të lartësisë së aeroplanit

Pyetje për vërtetim:

1. Cila është karakteristika e pompave vëllimore?
2. Si funksionon pompa pistonike?
3. Pse pompa me dhëmbëzorë e mban këtë emër?
4. Ku përdoren pompat membranore?
5. Si janë të vendosur krahët te pompat me krah?
6. Si janë të vendosur cilindrat punues te pompat radiale?
7. Si lëviz pistoni te pompat aksiale?
8. Çfarë elemente janë shpërndarësit hidraulik?
9. Pse shërbejnë valvula hidraulike?
10. Si ndahen valvulat për presion?
11. Pse përdoren valvulat rrymore?
12. Ku ndërtohet valvula siguroese?
13. Për çka shërbejnë ndërprerësit elektrik?
14. Ku përdoren valvulat për drejtim?
15. Çfarë llojesh të cilindrave hidraulik njihni?
16. Si ndahen motorët hidraulik?
17. Për çka shërbejnë filtrat?
18. Si ndahen rezervuarët hidraulik?
19. Për çka shërbejnë akumulatorët hidraulik?
20. Pse dhe ku përdoren simbolet hidraulike?
21. Si realizohet prova e sistemit hidraulik?
22. Kush mund të mirëmbaj sistemin hidraulik?
23. Skiconi skemën hidraulike me aplikimin e simboleve?
24. Pse ndërtohen (vendosen) valvulat mbyllëse?
25. Ku ndërtohen valvulat jokthyese?

Përfundim

Në këtë kapitull nxënësit njihen me disa përmbajtje. Në fillim njihen me pompat hidraulike vëllimore, principin e punës, format e tyre konstruktive dhe përdorimin. Pompat vëllimore kanë përdorim të gjerë dhe për këtë shkak detajisht analizohen. Përveç pompave vëllimore, më tutje njihen edhe me pompat rrymore që përdoren me paraqitje klasike edhe si pompa speciale. Principi i punës dhe forma konstruktive duhet mirë të analizohet, e posaçërisht vendin dhe mënyrën e përdorimit. Më tutje në këtë kapitull hasemi me valvulat dhe shpërndarësit hidraulik, konstruktimi i tyre, principi i funksionimit dhe përdorimi i tyre. Sqarohet dhe pse janë konstruktuar disa lloje të ndryshme dhe si është roli i tyre në sistemin hidraulik. Përveç kësaj, lexuesi informohet për llojet e cilindrave hidraulik – si funksionojnë, ku dhe kur përdoren, pastaj çka janë motorët hidraulik, cilat lloje përdoren. Analizohet se sa fuqi mund të fitohet, ku montohen, si realizohet transformimi i energjisë hidraulike në atë mekanike etj. Lexuesi njihet me llojet e filtrimit të fluidit të lëngët, cilët rezervuar për lëngje përdoren, si llogaritet vëllimi i tyre sipas nevojave të sistemit hidraulik, cilët janë simbolet standarde të elementeve hidraulike, që përdoren gjatë projektimit dhe përpunimit të skemës hidraulike. Njihen me mënyrën e mirëmbajtjes të disa elementeve hidraulike dhe sistemeve hidraulike në tërësi. Në fund, njihen me disa shembuj karakteristik të paraqitjes së sistemeve hidraulike, prej cilëve elemente konstruktohen dhe si funksionojnë.

IV. TURBINAT HIDRAULIKE

1. NDARJA E TURBINAVE

Turbinat hidraulike janë pajisje që energjinë e lëngut e shndërrojnë në energji mekanike, e kjo me ndihmën e gjeneratorit transformohet në energji elektrike. Për transformim të energjisë, përveç turbinës dhe transformatorit, janë të nevojshëm edhe objekte të tjera që bashkërisht e formojnë tërësinë që quhet **pajisje hidraulike**. Ajo duhet ta shfrytëzojë energjinë e përgjithshme të vrushkullit të lëngut për shndërrim të energjisë me koeficient maksimal të shfrytëzimit. Për këtë shkak turbinat ndahen sipas llojit dhe konstruksionit në:

- *Aktive* – turbinat me rrymim të lirë dhe
- *Reaktive* – turbina shtytëse.

Te **turbinat aktive** rrota punuese e shfrytëzon vetëm energjinë kinetike të ujit, kurse energjia-potenciale e presionit neglizhohet për shkak se presionet e ujit gjatë hyrjes në turbinë dhe daljes prej saj janë përafërsisht të njëjta me presionin atmosferik. Ato ndahen në:

- Pelton-it,
- Dyfishta dhe
- Turbina rrymore.

Prej tyre, vetëm turbina e Pelton-it realizohet.

Te **turbinat reaktive** rrota punuese e shfrytëzon energjinë kinetike dhe potenciale të vrushkullit. Ato ndahen në:

- Aksiale (përfaqësues është turbina e Kapllanit),
- Radiale-aksiale (përfaqësues është turbina e Francisit) dhe
- Turbinat diagonale.

Turbinat ndahen edhe sipas konstruksionit në:

1. Horizontale dhe vertikale (sipas pozitës së boshtit),
2. Të hapura dhe të mbyllura (sipas formës të dhomës punuese) dhe
3. Njëshkallëshe dhe shumëshkallëshe (sipas numrit të rrotave punuese).

Ekzistojnë edhe ndarje të tjera, kurse në tekstin e më tutjeshëm do të analizohen turbinat e Pelton-it, Francisit dhe Kapllanit.

2. VEPRIMI AKTIV I PRURJES RRYMORE

Gjatë ndarjes së turbinave konstatuam që dallimi është në shfrytëzimin e energjisë së vrushkullit. Te turbinat aksiale – Pelton-it shfrytëzohet vetëm energjia kinetike e vrushkullit, kurse te ato të reaksionit shfrytëzohet energjia kinetike dhe potenciale e vrushkullit. Karakteristika themelore e pompave reaktive është ajo që rrota punuese rrotullohet në ajër, kurse uji vepron vetëm në pjesën e lakuar të çdo lopate të rrotës punuese dhe shfrytëzohet vetëm energjia kinetike e vrushkullit. Për përcaktimin e madhësisë së forcës aktive P si dhe madhësisë dhe kahjes së forcës reaktive R , analizohet thjeshtë – goditja simetrike që është paraqitur në fig. 72.

Pllaka e palëvizshme vepron në vrushkull me një forcë të reaksionit R dhe e shtypë që të ndahet.

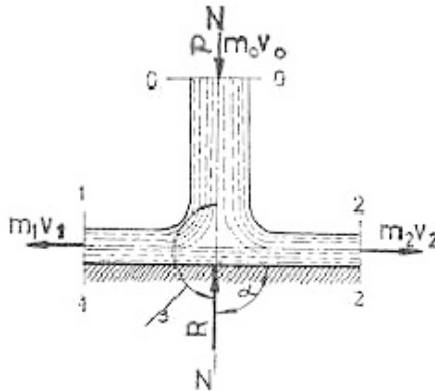


Fig. 72 Goditja e vrushkullit mbi pllakën e palëvizshme

Nëse kahja e veprimit të forcës së reaksionit R përfshijnë ndonjë kënd β (beta) me aksin $N - N$, atëherë projeksioni i sajë përgjatë aksit do të jetë:

$$R \cos \beta = m_1 \cdot v_1 \cdot \cos \alpha_1 + m_2 \cdot v_2 \cdot \cos \alpha_2 - m_0 \cdot v_0$$

Për shkak se pllaka është e vendosur normal mbi aksin e goditjes, fitohet:

$$\cos \alpha_1 = \cos \alpha_2 = \cos 90 = 0, \text{ a } \cos \beta = \cos 180 = - 1$$

Me zëvendësimin e këtyre vlerave, nga barazimi fitohet madhësia e forcës së reaksionit R , gjegjësisht:

$$R = m_o \cdot V_o$$

Forca e reaksionit R ka drejtim normal me pllakën, $\alpha=90$, kurse madhësia e sajë është e njëjtë me prodhimin e masës dhe shpejtësisë së lëvizjes së vrushkullit.

Forca e aksionit të goditjes P , sipas madhësisë është e njëjtë me forcën e reaksionit R , por ka drejtim të kundërt të veprimit, kurse madhësia e sajë mund të llogaritet me barazimin:

$$P = m_o \cdot V_o = \rho \cdot A_o \cdot V_o \quad \text{ku:}$$

ρ - dendësia e ujit (lëngut),

A_o – preja tërthore e vrushkullit që godet në pllakë, dhe

V_o – shpejtësia e rrymimit të vrushkullit.

Eksperimentalisht është vërtetuar që madhësia e forcës goditëse të aksionit mund të rritet nëse krijohet forma e sipërfaqes mbi të cilin vepron vrushkulli, gjegjësisht për vlerën e këndit $\alpha > \pi/2$. Atëherë rrjedh se:

$$m_1 \cdot V_1 = m_2 \cdot V_2 = 1/2 \cdot m_o \cdot V_o \quad \text{gjegjësisht:}$$

$$R = m_o \cdot V_o - 2m_1 \cdot V_1 \cdot \cos \alpha = m_o \cdot V_o (1 - \cos \alpha)$$

Për vlerën të $\alpha = \pi$, $\cos \pi = -1$, për madhësinë e forcës së reaksionit fitohet vlera maksimale, gjegjësisht:

$$R = m_o \cdot V_o + 2 \cdot m_1 \cdot V_1 = 2 m_o \cdot V_o = R_{max}$$

Madhësia maksimale ka edhe forcë goditëse aksiale P , por vepron në drejtim të kundërt të forcës së reaksionit R , gjegjësisht:

$$P = 2 m_o \cdot V_o = 2 \cdot \rho \cdot A_o \cdot V_o^2$$

Nëse në barazimin për shpejtësi të daljes nëpër vrima të vogla $V = \sqrt{2 gH}$ neglizhohen madhësitë e humbjeve, fitohet madhësia e forcës goditëse e aksionit:

$$P = 4 \cdot \rho \cdot g \cdot A_o \cdot H = 4 \cdot \gamma \cdot A_o \cdot H, \text{ për shkak se } \rho = \gamma / g$$

Kështu fitohet forma e lopatave te turbinat e Peltonitt.

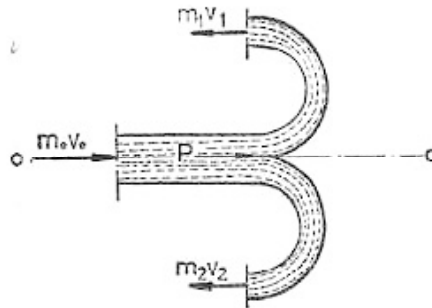


Fig. 73 Forca e aksionit goditëse te turbinat

Sipas formës së lopatave është dëshmuar që karakteristika e turbinës së Pelton-it është shumë e volitshme për shkak se shkalla e shfrytëzimit ka vlerë të përafërt maksimale varësisht nga ngarkesa.

3. PARAQITJET KONSTRUKTIVE TË TURBINAVE TË PELTONIT

Format konstruktive të turbinave Peltonit varen nga forma e aparatit përçues, gjegjësisht nga numri i vrushkujve. Aparati përçues paraqitet me një, dy, katër ose më tepër vrushkuj. Numri i rritur i vrushkujve donë të thotë rritje të shpejtësisë së rrotullimit, gjegjësisht fuqisë së turbinës. Në fig. 74 skematikisht janë paraqitur konstruksionet më të shpeshta të turbinës së Peltonit.

Sipas pozitës së boshtit, të gjitha turbinat paraqiten si:

1. Horizontale: a) dhe b)
2. Vertikale: c) dhe d)

Te turbinat horizontale shfrytëzohen konstruksione me një vrushkull, si në skemën a) ose me dy vrushkull, si në skemën b). Konstruksioni mund të jetë me një (paraqitja A) ose dy (paraqitja B) qarqe punuese.

Te turbinat vertikale shfrytëzohet tubpërcjellës spiral të ujit, kurse numri i vrushkujve mund të jetë me dy (skema C) ose katër (skema D). Më së shpeshti te paraqitjet vertikale konstruksioni është me një qark punues (skema C).

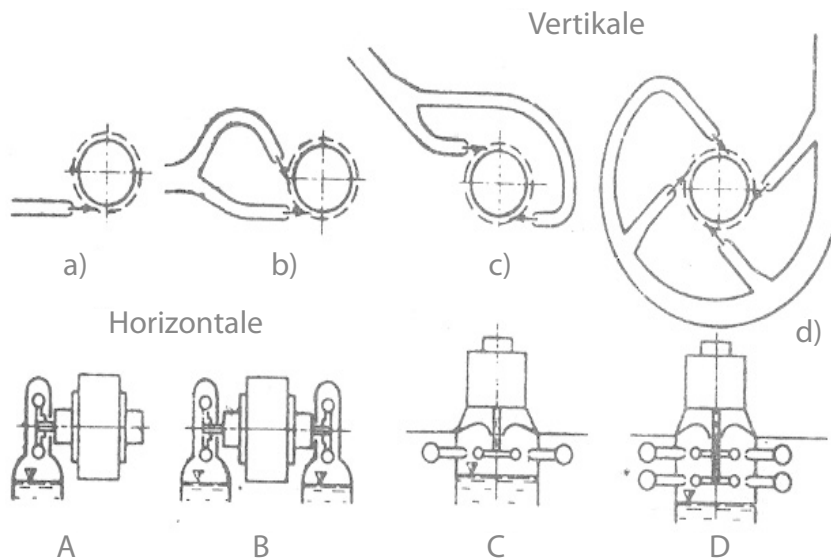


Fig. 74 Skema konstruktive e turbinës së Peltonit

4. PJESËT PËRBËRËSE TË TURBINËS SË PELTONIT

Pjesët përbërëse të turbinës së Peltonit nuk dallohen shumë në raport me zgjedhjen konstruktive, për shkak se më së shumti shfrytëzohen të gjitha paraqitjet konstruktive. Konstruksioni me dy qarqe punuese, i paraqitur në fig. 75, është i përbërë nga këto pjesë: 1-mbështjellësi (shtëpiza) e dhomës dalëse, 2-hyrje në dhomën dalëse, 3-rrotulluesi i vrushkullit, 4-vrushkulli me frenim, 5- pjesa e poshtme e shtëpizës, 6-boshti i turbinës, 7-kapaku i shtëpizës, 8-qarku punues (fletëve helike), 9-këmbëzat prej çeliku, 10-vrushkulli, 11-shtiza për rregullimin e madhësisë së vrushkullit, 12-leva e shtizës për rregullim, 13-servomotori ndihmës, 14-tubi lidhës, 15-boshti rregullues i rrotulluesit të vrushkullit, 16-boshti rregullues i levës së shtizës, 17-lopata e qarkut punues, 18-hermetizuesit, 19-disku mbështetës, 20-kushineta e boshtit, 21-lidhësja e boshtit të turbinës.

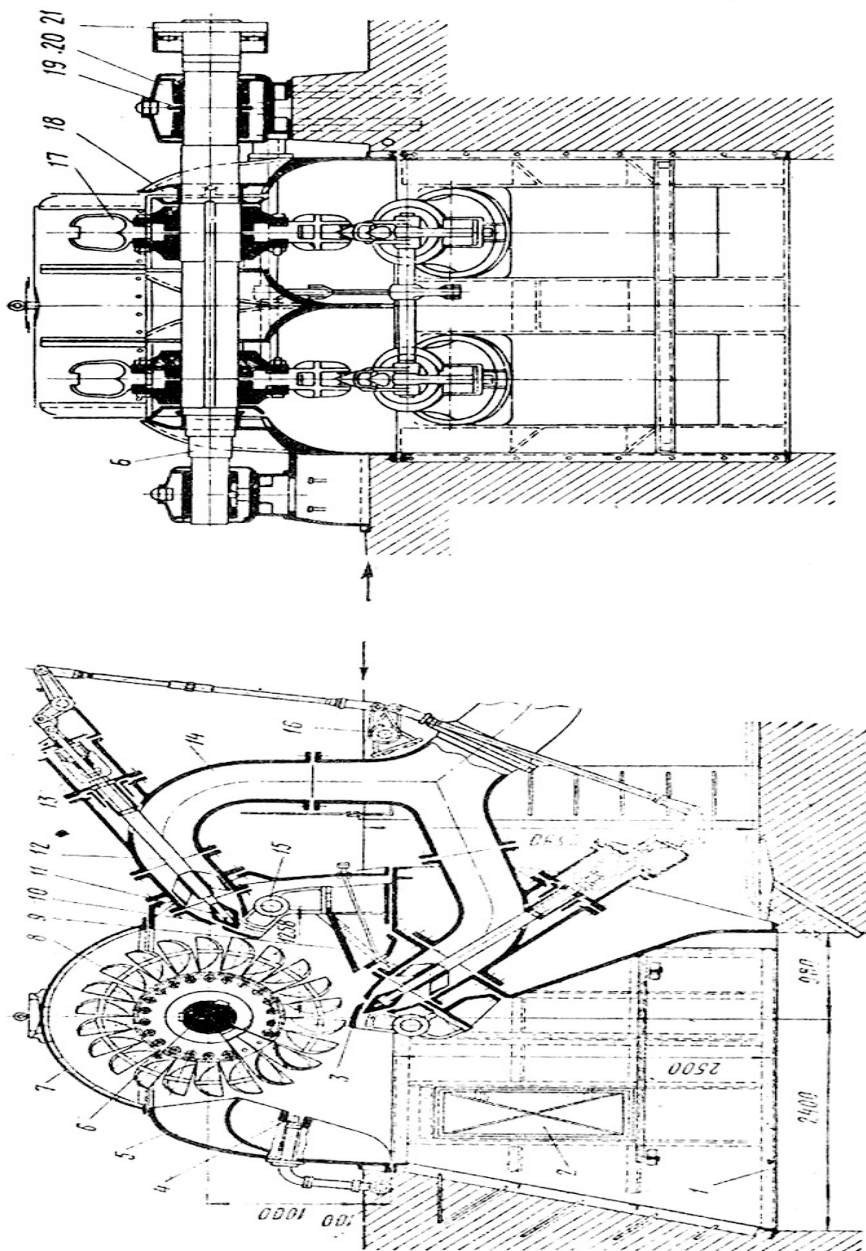


Fig. 75 Turbina horizontale e Peltonitt me dy qarqe punuese

5. PRINCIPI I PUNËS TË TURBINËS SË PELTONIT

Turbina e Peltonit është e konstruktuar për rrënje të mëdha të lëngut nga (300 deri 1760) metra, për shkak se sipas konstruksionit të kësaj turbine paraqitja e kavitacionit është shumë e vogël. Sipas pozitës së boshtit, paraqiten si turbina horizontale dhe vertikale. Principi i punës dhe pjesët kryesore janë paraqitur në fig. 76. Në aparatit përçues 1 nëpërmjet tubit prurës 2 të turbinës silltet uji në rrotën punuese 3 që është e përforcuar në boshtin 4. Aparati përçues dhe rrota punuese janë të vendosura mbi nivelin e ujit, si që shihet nga skema.

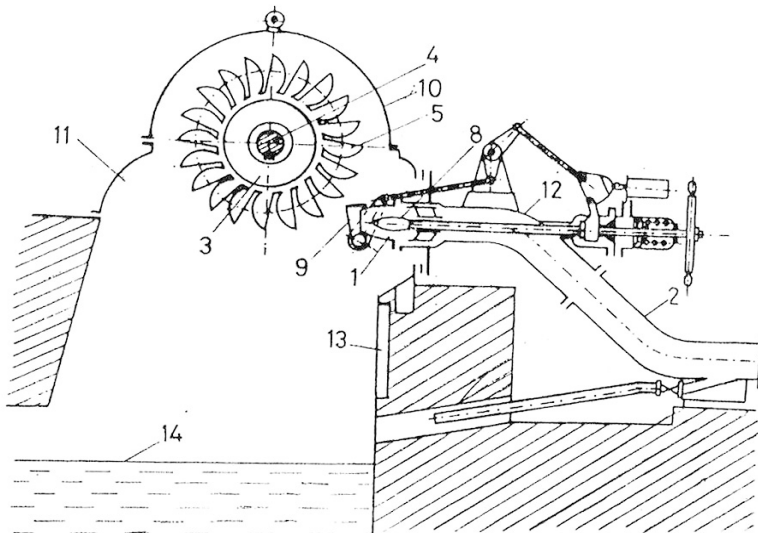


Fig. 76 Turbina e Peltonit

Rrota punuese rrotullohet në ajër kurse vrushkulli i ujit godet vetëm në atë lopatë që gjendet direkt para vrushkullit (dizgje). Shtëpiza shërbejnë vetëm si mbrojtëse e rrotës punuese. Fundi i aparatit përçues quhet çep reaktiv (dizgje, vrushkulluesi) në të cilin është i vendosur gjilpëra (8) me të cilën rregullohet madhësia e vrushkullit, gjegjësisht fuqia e turbinës. Rrota punuese (3) përbëhet nga disku me 12 deri 40 lopata punuese (5). Çdo lopatë,

(fig.77) është paraqitur me dy sipërfaqe të lakuara që janë të ndara me kalim të mprehtë-thikë (6) (prerja I-I dhe II-II). Rrota punuese vendoset ashtu që thika (6) të përputhet me aksin e vrushkullit. Kështu, vrushkulli godet në lopatë dhe ndahet në dy pjesë të njëjta. Nëpër sipërfaqen e lakuar të lopatës vrushkulli e ndryshon drejtimin e lëvizjes gati për 180 shkallë, duke krijuar forcë aktive që krijon moment që e rrotullon rrotën punuese bashkë me boshtin (4). Që t'i largohet goditjes së vrushkullit nga pjesa e prapme e lopatës, në pjesën e poshtme (7) ka preje gjysmërrethore.

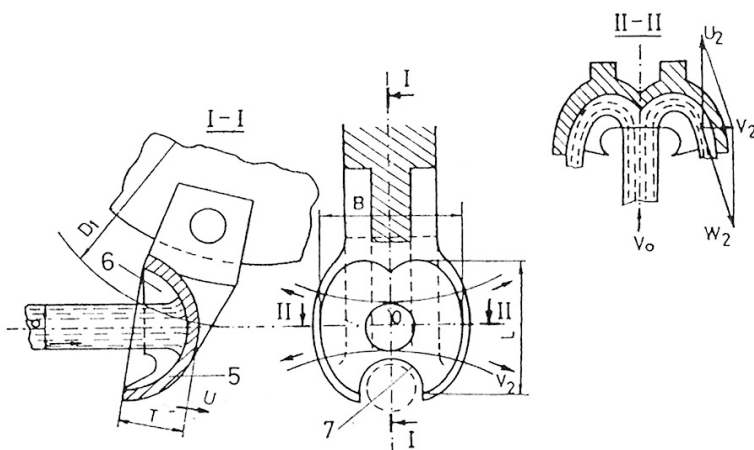


Fig. 77 Lopata

6. KARAKTERISTIKAT E TURBINËS SË PELTONIT

Varshmëria ndërmjet fuqisë P_T dhe shkallës së shfrytëzimit η_T të turbinave nëse paraqitet grafikisht fitohet karakteristika e turbinës së Peltonit. Në fig. 78 është paraqitur karakteristika e turbinës së Peltonit me dy vlerave të ndryshme të numrit specifik të rrotullimit n_s . Nga figura mund të shihet që turbina me një aparat përcues $n_s=4$ deri 35 [rrot/min], ka karakteristika më të përshtatshme gjatë numrave specifik më të vogël të rrotullimit, në figurë $n_s=15$ [rrot/min].

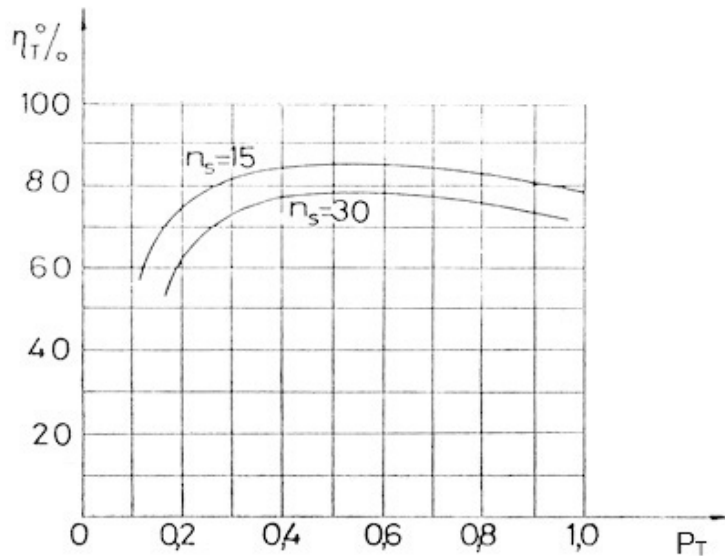


Fig. 77 Lakoret karakteristike të turbinës së Peltonit

Nga diagrami, mund të konstatohet, që turbinat e Peltonit kanë karakteristika shumë më të volitshme për shkak se vlera maksimale e shkallës së shfrytëzimit shumë pak devijon në varshmëri nga ngarkesa e turbinës.

7. RREGULLIMI I TURBINËS SË PELTONIT

Fuqia e turbinave rregullohet me ndryshim të hapjes së aparatit përçues. Te turbinat e vogla kjo realizohet me anë të dorës, kurse te pompat e mesme dhe të mëdha me ndihmën e mekanizmit që quhet *rregullatorë të fuqisë*. Rregullimi është i domosdoshëm për shkak se të gjitha turbinat i lëvizin gjeneratorët elektrik, që japin energji shfrytëzuesve nëpërmjet rrjetit elektrik. Fuqia e gjeneratorit rregullohet (ndryshon) për shkak se nevojat për energji elektrike janë të ndryshueshme. Duhet pasur kujdes gjatë këtyre ndryshimeve, shpejtësia këndore e turbinës të mbetet

çdo herë me madhësi konstante, për shkak se nga ajo madhësi varet edhe ndryshimi i prurjes (rrjedhjes).

Në fig. 78 është paraqitur skema për rregullim të dyfishtë të turbinës së Peltonit. Ky rregullim paraqet sinkronizimin e punës së rrotulluesit të vrushkullit (9) dhe gjilpërës së vrushkullës (8). Çdo njëri prej këtyre mekanizmave ka servomotorin e vetë, kurse puna e tyre e përbashkët përshtatet me kombinatorin (3). Gjatë zvogëlimit të ngarkesës, lavjerrësi centrifugal (1) nëpërmjet sistemit të levave, shpërndarësit (6) dhe servomotorit (2) do të reagoj ashtu që vaji nën presion do të largohet në pjesën e majtë të cilindrit të servomotorit (2). Forca e presionit hidrostatik, e shkaktuar nga vaji nën presion mbi pistonin e servomotorit (2), do të lëviz rrotulluesin e vrushkullës (9) lartë. Në këtë mënyrë, për shkak të mënjanimit të shpejtë të një pjese të vrushkullit, rrotulluesi i vrushkullit nuk lejon nxitimin të turbopajisjes për shkak të rrënjes së ngarkesës. Mirëpo, për shkak të lidhjes kinematike, lëvizja e pistonit të servomotorit (2), nëpërmjet levës pistonike, pykës së kombinatorit (3) dhe sistemit të levave (4) transmetohet në pistonin e shpërndarësit (6) dhe servomotorit (7). Pistoni i servomotorit e zhvendos gjilpërën e vrushkullit (8), e me këtë zvogëlohet vrima ku rrjedh vrushkulli. Në këtë mënyrë zvogëlohet prurja (rrjedhja) e ujit, e me këtë zvogëlohet fuqia e turbinës, gjegjësisht barazohet me fuqinë e gjeneratorit. Ndryshime të shpejta të presionit në tubin prurës nuk mund të lindin për shkak të zhvendosjes së ngadalshme të gjilpërës në vrushkull që e kontrollon unaza mbyllëse (5), që është e vendosur ne hyrje të servomotorit (7).

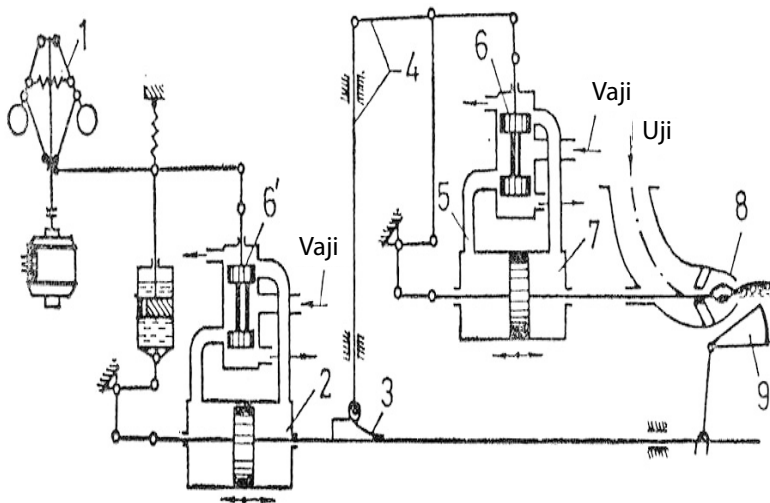


Fig. 78 Skema për rregullim të dyfishtë

8. SHKALLA E SHFRYTËZIMIT TË VEPRIMIT TË TURBINËS

Karakteristikat themelore të çdo turbinë të ujit janë energjia specifike (e) [J/kg], që këmbëhet për çdo kilogram të masës së ujit (q_m) dhe prurja (rrjedhja) vëllimore (q_v) [kg/s] nëpër turbinë. Nëse supozojmë që transformimi i energjisë ndodh pa humbje të energjive, atëherë fuqia ideale P_i – teorike e turbinës do të ishte:

$$P_i = q_m \cdot e = \rho \cdot q_v \cdot e \text{ [W] ku}$$

q_m – prurja e masës së ujit,

q_v – prurja vëllimore.

Gjatë kushteve reale të transformimit, këmbimi i energjisë në turbinë ndodh me humbje të caktuara të energjisë që merren parasysh nëpërmjet shkallës së shfrytëzimit të veprimit në turbinë (η) që llogaritet me barazimin:

$$\eta = e / e_i = N_r / N_i$$

Shkalla e shfrytëzimit të veprimit të turbinës është raporti i energjisë së shfrytëzuar (e) ose fuqisë (P_r) ndaj energjisë teorike –

ideale (e_i) gjegjësisht fuqia e përgjithshme e disponuar (P_i). Kjo shkallë e shfrytëzimit të veprimit i merr parasysh të gjitha llojet e humbjeve që janë të pranishme gjatë transformimit të energjisë në turbinë.

Humbjet e energjisë janë të ndara në tre grupe, dhe atë:

Grupi i I – humbjet hidraulike që dalin nga fërkimet e viskozitetit të thërmiave (grimcave) të ujit gjatë rrymimit dhe fërkimit me muret e të gjitha pjesëve përbërëse të pajisjes hidraulike (ujësjellësve, sifonit, lopatave...). Këto humbje merren parasysh nëpërmjet shkallës hidraulike të shfrytëzimit të veprimit (η_h).

Grupi i II – humbjet vëllimore që dalin nga fakti që një pjesë e vogël e sasisë së prurjes së ujit deri te turbina nuk kalon nëpër qarkun punues dhe nuk merr pjesë në transformimin e energjisë. Një pjesë nga energjia e përgjithshme disponuese e ujit humbet e në këtë mënyrë edhe këto humbje merren parasysh nëpërmjet shkallës së shfrytëzimit vëllimor të veprimit (η_v).

Grupi i III – humbjet mekanike që dalin nga fërkimi i të gjitha pjesëve lëvizëse të turbinës (boshtit në kushineta, fërkimit gjatë rrotullimit në ajër ose pjesëve të zhytura në ujë...). Një pjesë nga energjia e përgjithshme disponuese harxhohet për mbizotërimin e rezistencave të fërkimit dhe këto humbje të energjisë parashihen me shkallën mekanike të shfrytëzimit të veprimit (η_m).

Shkalla e përgjithshme e shfrytëzimit të veprimit të turbinës η (eta) është prodhimi i të tre shkallëve të shfrytëzimit të veprimit, gjegjësisht:

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

Fuqia reale – efektive e turbinës P_m llogaritet me barazimin:

$$P_m = P_i \cdot \eta = \rho \cdot q_v \cdot e \cdot \eta \text{ [W]}$$

9. HUMBJET E ENERGJISË TE TURBINAT

Që të analizohet fuqia energjetike disponuese te turbinat dhe humbjet që lindin, do ta shqyrtojmë skemën e pajisjes hidraulike me pjesët themelore. Nga akumulimi i ujit (1) deri

te turbina (5), uji në hidrocentral sjellet me ujësjellësi (2), që për shkak të zvogëlimit të gjatësisë së tij realizohet si tunel (2) (fig. 79). Ujësjellësi mbaron në dhomën e ujit (stacioni i ujit) (3), që e mbron nga presionet e mëdha që janë si shkak i hapjes dhe mbylljes së shpejtë të ujësjellësit (nga goditjet hidraulike). Nga stacioni i ujit (3) uji nëpërmjet tubit shtytës (4) depërton në turbinën (5), i jep energji mekanike dhe del në tubin dalës (7), nëpërmjet difuzorit dalës (sifon) (6), që është pjesë përbërëse e turbinës. Ndryshimi i lartësisë (H) ndërmjet sipërfaqeve të ujit në akumulimin (1) dhe kanalit dalës (7), paraqet *energjinë disponuese* gjegjësisht *rrënje e lartësisë*. Energjia e përgjithshme *disponuese* (korresponduese) nuk mund të shfrytëzohet për shkak se ka humbje të energjisë në ujësjellës. Energjitë specifike dhe humbjet në ujësjellës mund të shprehen si energji në njësi të masës në [J/kg], gjegjësisht:

$$e = e_1 - e_{II} - e_{hum}, \text{ ku}$$

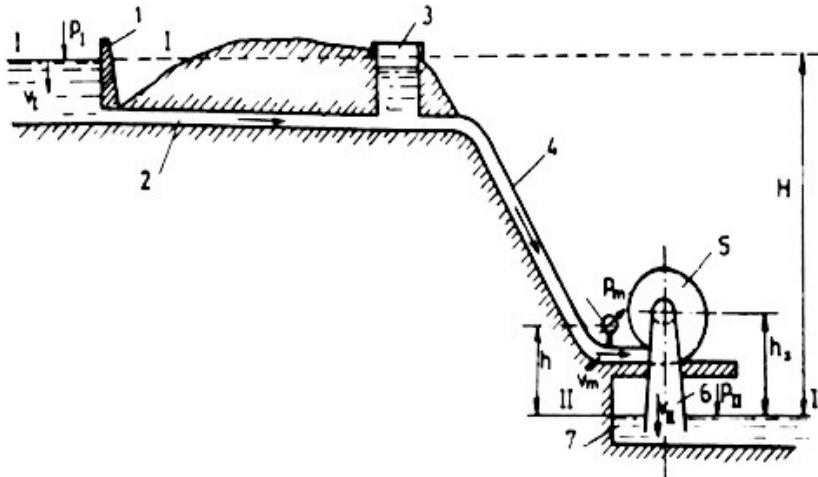


Fig. 79 Pajisja hidraulike

e – rrënje energjetike shfrytëzuese (humbjet e fuqisë së turbinës)

e_1 – energjia specifike e ujit në akumulues,

e_{II} – energjia specifike e ujit në dalje të turbinës

e_{hum} – humbjet hidraulike në tub.

Nëse merren vlerat e energjisë specifike, fitohen vlerat e neto – rrënjës *energjetike*, që paraqet energjinë në njësi të peshës të shprehur në (m) gjegjësisht: $1m=1J/1N$, e shprehur në këtë barazim:

$$e = (V_I^2 - V_{II}^2) / 2 + (p_I - p_{II}) / \rho + g \cdot H - e_{\text{hum}} \quad \text{ku}$$

V_I – shpejtësia e rrymimit të ujit në sipërfaqen e akumuluar,

V_{II} – shpejtësia e rrymimit në dalje të turbinës,

p_I – presioni atmosferik në sipërfaqen e ujit të akumuluar,

p_{II} – presioni atmosferik në dalje të turbinës dhe

ρ – [kg/m³] – dendësia e ujit.

Për shkak se shpejtësia (V_I) e ujit të akumuluar është shumë e vogël kjo edhe mund të neglizhohet në raport me shpejtësinë (V_{II}) në dalje të turbinës. Presionet p_I dhe p_{II} janë presione atmosferike të sipërfaqes së ujit, dhe ndryshimi i tyre është $p_I - p_{II} = 0$.

Me zëvendësimin e këtyre vlerave, barazimi për energji specifike merr formën:

$$e = g \cdot H - V_{II}^2 / 2 - e_{\text{hum}} \quad \text{ku}$$

H – ndryshimi i lartësive ndërmjet nivelit të akumulacionit (I - I) dhe në dalje të turbinës, prerja (II - II).

Humbjet e energjisë kinetike ($V_{II}^2/2$) në dalje të turbinës janë të vogla për shkak se sifoni punohet si difuzor, dhe barazimi për humbjet e përgjithshme të turbinës merr formën:

$$e = g \cdot H - e_{\text{hum}}$$

Të secila centralë hidroelektrike energjia specifike (e) mund të përcaktohet me matjen e prurjes (q), mbipresionin (p_m) dhe llogaritja e shpejtësive të rrymimit.

10. LLOGARITJA E VEPRIMIT REAKTIV GJATË RRJEDHJES

Për llogaritjen e forcës së veprimit reaktiv analizohet veprimi i ndërsjellë i rezervuarit dhe vrushkullit të lëngut që rrjedh nga ai, fig. 80. Rezervuari është i hapur, kurse rrjedhja prej tij realizohet

në atmosferë. Niveli i lëngut në rezervuar mbahet në lartësinë H . Diagrami i mbipresionit në pjesën anësore AB, është paraqitur me vijën e drejtë BE. Në rast të ujit, këndi i ndryshimit të presionit ABE do të jetë 45° , që inicion që trekëndëshi është barakrahës.

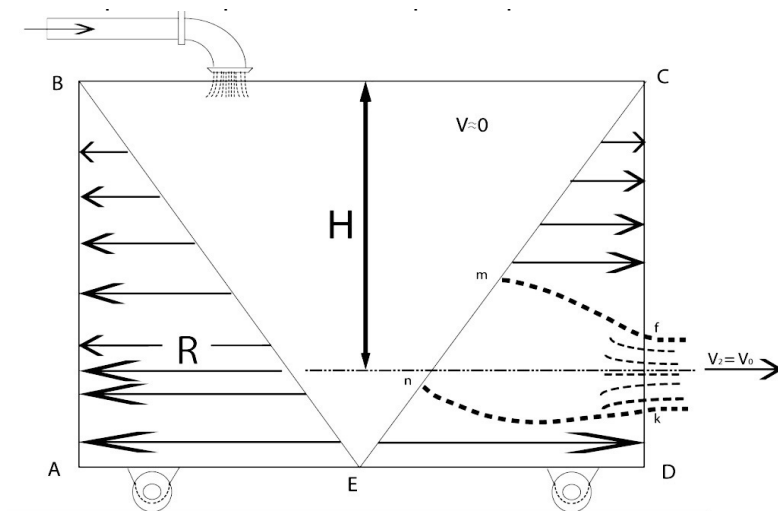


Fig. 80 Veprimi reaktiv i vrushkullit ($V=v$)

Nëse në pjesën anësore CD të rezervuarit nuk do të ekzistonte vrimë, atëherë diagrami i mbipresionit do të ishte i paraqitur me vijën e pjerrtë CE. Pastaj forcat që veprojnë në murre AB dhe CD do të ishin në baraspeshë. Por, për shkak se në murin CD, gjendet vrima f me sipërfaqe A_0 nëpër të cilin rrjedh uji, diagrami i mbipresionit në atë murr do të ishte i njëjtë me CmfnED. Sipas kësaj, baraspesha e forcave që veprojnë në murre çrregullohet, dhe rezultatja e tyre R , ka drejtim kah muri AB, në drejtimin e kundërt të drejtimit të rrjedhjes së ujit. Pra, rrymimi i lëngut që rrjedh nga rezervuari, prodhon në të veprimin dinamik në formë të forcës R – e ashtuquajtur reaksion i rrymimit të lëngut. Nëse rezervuari i shqyrtuar vendoset në rrota, atëherë ai do të lëvizte në drejtim të kundërt të drejtimit të vrushkullit të lëngut.

Madhësia e forcës së reaksionit R mund të përcaktohet me aplikimin e ligjit të ndryshimit të sasisë së lëvizjes, pra:

$$m \cdot v_2 - m \cdot v_1 = P \cdot t$$

ku P – është impulsi i të gjitha forcave që veprojnë në sistemin e shqyrtuar.

Për shkak se gjatë rritjes së sasisë së lëvizjes shqyrtohet për njësi të kohës ($t=1$) dhe shpejtësia fillestare e rezervuarit $v_1 \approx 0$, shpejtësia fundit (shpejtësia në dalje të lëngut rrymues) $v_2 = v_0$ pason barazimi në vazhdim për sasinë e lëvizjes:

$$m_0 \cdot v_0 = - R \text{ ku}$$

- shenja minus (-) para forcës së reaksionit tregon se drejtimi i sajë është i kundërt me lëvizjen e ujit nëpër vrimë. Për shkak se $m_0 = \rho \cdot v_0 \cdot A_0$ – masa e ujit që rrjedh nëpër vrimën anësore në njësi të kohës, atëherë madhësia e vlerës absolute e forcës së reaksionit përcaktohet sipas barazimit:

$$\bar{R} = \rho \cdot v_0^2 \cdot A_0 \text{ [N]}$$

Nëse zëvendësohet vlera e shpejtësisë së rrjedhjes në rastin ideal $v_0 = \sqrt{2gH}$, fitohet:

$$R = 2 \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot A_0 \text{ [N]}$$

Barazimi tregon që *forca e reaksionit gjatë rrjedhjes nëpër vrimë është e njëjtë me dyfishin e forcës statike të presionit që vepron në sipërfaqe e njëjtë në prerjen tërthore të vrimës.*

Gjatë turbinave reaktive, rezervuari kushtimisht përgjigjet me kanalet ndërmjet lopatave të lopatave punuese, në të cilat realizohet këmbim i energjisë d.m.th. krijohet punë mekanike. Te turbinat reaktive, rrjedhja në hyrje dhe dalje prej kanaleve ndërmjet lopatave ka presion të ndryshueshëm, pjesa më e madhe e energjisë shndërrohet në kinetike. Forca e presionit të ujit mbi murrin e kanalit sipas vlerës është i njëjtë me reaksionin e kanalit, kurse ka drejtim të kundërt.

11. PARAQITJET KONSTRUKTIVE E TURBINËS FRANCISIT

Turbina e Francisit është në grupin e turbinave reaktive (shtytëse) radiale-aksiale. Në fig. 81 është paraqitur turbina e Francisit me dhomë spirale për shkak se sjellja e ujit nëpërmjet dhomës spirale është zgjedhja më e shpeshtë që aplikohet.

Uji depërton në turbinë nëpërmjet Gomorës spirale të turbinës (1), statorit (2) dhe aparatit përçues (3). Dhoma spirale mundëson vrushkull aksio-simetrik në hyrje të statorit dhe aparatit përçues, që paraqet sistem të lopatave të vendosur nën ndonjë kënd në raport me rezen. Lopatat në aparatit përçues mund të lëvizin në mënyrë rrethore rreth akseve të tyre. Pastaj ato e ndryshojnë drejtimin e rrymimit të vrushkullit, që donë të thotë që mund të ndryshojë madhësia e prurjes (rrjedhjes), e me këtë edhe fuqia e turbinës. Kur lopatat e aparatit përçues janë në pozitë të mbyllur, prurja e ujit nëpër turbinë është e penguar. Hapja e lopatave, e me këtë edhe lëshimi i rrjedhjes në turbinë, realizohet me mekanizmin e levave, që lëviz (afrohet) nëpërmjet servomotorit (5). Nga aparatit përçues lëngu depërton në rrotën punuese (9), në të cilin gjenden lopatat. Rrota punuese është e përforcuar në boshtin e turbinës (4), e kjo prapë është e lidhur me boshtin e gjeneratorit. Në rrotën punuese të turbinës radiale-aksiale, vrushkulli në fillim afrohet kah aksi i rrotës, e pastaj e merr drejtimin e aksit. Nga rrota punuese uji depërton në sifon (8). Nga rrota punuese uji kalon në tubin thithës (sifonin) në formë të difuzorit.

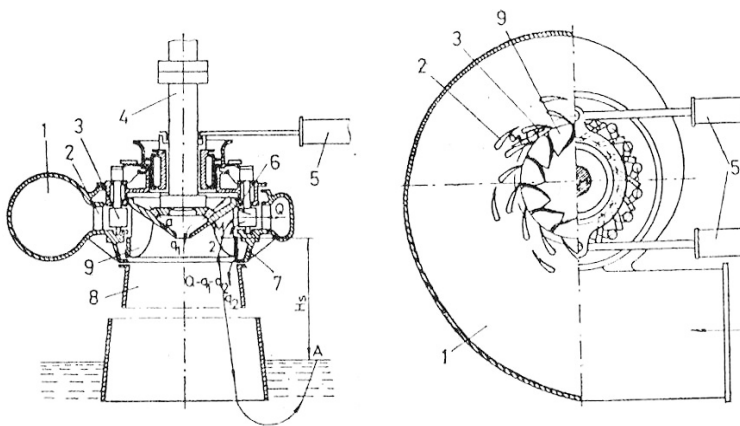


Fig. 81 Turbina e Francisit me komorë spirale

Te turbinat reaktive në tubin përçues shndërrohet vetëm një pjesë e mundit në energji kinetike, kurse pjesa tjetër shndërrohet në rrotë punuese, deri në vlerën e mundit dalës H_2 (presionit p_2) në

dalje të turbinës. Gjatë rrënjës së dhënë dhe humbjeve konstante shihet që ngadalë munda i shfrytëzuar (rrënja) i turbinës do të jetë më i madh nëse munda ose presioni në dalje të turbinës do të jetë më i vogël. Për një rrënjë të konsiderueshme të parametrave dalës (V_2 dhe p_2) aplikohet forma thithëse tubore (sifon) ose difuzorë.

12. NUMRI SPECIFIK I RROTULLIMIT

Gjatë projektimit dhe hulumtimit të turbinave shfrytëzohet kriteri që i bashkon këto parametra themelorë: fuqinë, mundin dhe numrin e rrotullimit të turbinës. Ky tregues sumativ është quajtur **numri specifik i rrotullimeve** dhe është shënuar me n_s . Me ndihmën e këtij numri realizohet krahasimi i tyre ndërmjet turbinave të ndryshme dhe tipave të ndryshme të rrotës punuese. Prej kushtit të ngjashmërisë së trekëndëshave të shpejtësisë, shkalla e shfrytëzimit të dy turbinave të njëjta (modelit edhe në madhësinë natyrale) duhet të jetë e njëjtë. Shpejtësia gjatë hyrjes në rrotën punuese të turbinës në madhësi natyrale është:

$$U_1 = k_u \cdot \sqrt{2gH} = D_1 \cdot \pi \cdot n / 60$$

kurse për modelin:

$$U_{1m} = k_u \cdot \sqrt{2gH} = D_{1m} \cdot \pi \cdot n_m / 60$$

Madhësia e koeficientit k_u varet nga madhësia e këndeve α_1 dhe β_1 , për turbinat e njëjta (ngjashme) është me vlerë të njëjtë. Nga raporti ndërmjet shpejtësive për turbinat e njëjta për raportin ndërmjet numrave të rrotullimit fitohet:

$$\frac{n}{n_m} = \frac{D_{1m}}{D_1} \cdot \sqrt{\frac{H}{H_m}}$$

Prurja e ujit që kalon nëpër rrotën punuese të turbinës është:

$$Q = z \cdot A \cdot k_w \cdot \sqrt{2gH} \quad \text{ku janë:}$$

z – numri lopatave të rrotës punuese,

A – sipërfaqja e prerjes së kanalit ndërmjet dy lopatave,
 k_w – koeficienti i shpejtësisë relative.

Fuqia e turbinës llogaritet sipas barazimit:

$$P = Q \cdot H \cdot g \cdot \eta \quad [\text{kW}]$$

Nga shprehjet e nxjerra mund të fitohet shprehja për numrin specifik të rrotullimeve që definohet si numër i rrotullimeve të turbinave të tilla që gjatë mundit prej $H=1$ m do të prodhojë fuqi $P=0,736$ kW=1 KS

$$n_s = \frac{nD_1}{D_{1m}\sqrt{H}} = \frac{7}{6} \frac{n\sqrt{P}}{H^4\sqrt{H}} \quad [\text{rrot/min}] \text{ ku janë:}$$

P [kW] – fuqia e turbinës,

H [m] – mundi i turbinës,

n [rrot/min] – numri i rrotullimeve të turbinës.

Numri specifik i rrotullimeve si zakonisht përcaktohet për fuqi nominale të turbinës dhe paraqet kriter për klasifikim të përgjithshëm të të gjitha llojeve dhe serive të turbinave. Nga madhësia e numrit specifik të rrotullimeve varet forma dhe numri i lopatave të rrotës punuese dhe me zmadhimin e vlerës së tij zvogëlohen dimensionet e rrotës punuese dhe numri i lopatave.

Numri specifik i rrotullimeve mund të shërbejë për klasifikim të llojeve të ndryshëm të turbinave, si që shihen nga tabela vijuese:

Lloji i turbinës	n_s [rrot/min]
Peltonit	50 – 100
Francisit	80 – 300
Diagonale	250 – 500
Kapllanit	450 – 1000

13. KRAHASIMI I KARAKTERISTIKAVE TË TURBINAVE TË PELTONIT DHE FRANCISIT

Karakteristikat e turbinës së Francisit

Në diagramin fig. 82 janë paraqitur lakoret karakteristike varësisht nga ngarkesa e turbinës së Francisit. Lakorja karakteristike 1 i referohet turbinës me lëvizje të ngadalshme, 2 turbinës me lëvizje mesatare, 3 turbinës me lëvizje të shpejtë dhe 4 turbinës me lëvizje më të shpejtë.

Nga diagrami shihet që turbinat më të shpejta janë shumë të ndryshme në ndryshimin e ngarkesë, që donë të thotë shkalla e shfrytëzimit (η_T) ka vlerën mbi 80% nëse ngarkesa është në kufijtë prej 75 deri 100% P_T . Me zvogëlimin e shpejtësisë së lëvizjes te turbinat e Francisit përmirësohen karakteristika e sajë. Analiza e lakores karakteristike dërgon në përfundim se turbinat e Francisit nuk japin rezultate optimale të η_T gjatë ngarkimit maksimal.

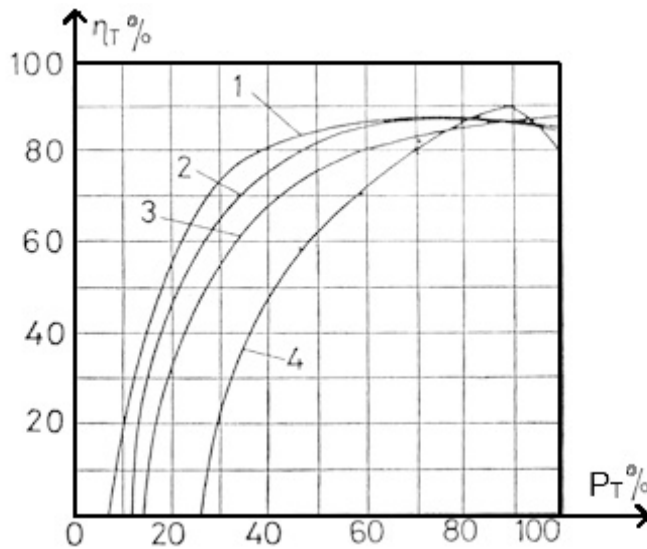


Fig. 82 Karakteristikat e turbinës së Francisit

Karakteristikat e turbinës së Peltonit

Për dallim të turbinës së Francisit te turbina e Peltonit ngarkesa nuk ka ndikim të madh në shkallën e shfrytëzimit. Kjo donë të thotë që turbina e Peltonit ka karakteristika më të mira se sa turbina e Francisit. Nga diagrami në fig. 83 shihet që turbinat e Peltonit kanë shumë karakteristika më të përshtatshme për shkak se shkalla e shfrytëzimit ka shmangie të vogla nga vlera maksimale në varshmëri me ngarkesën e turbinës.

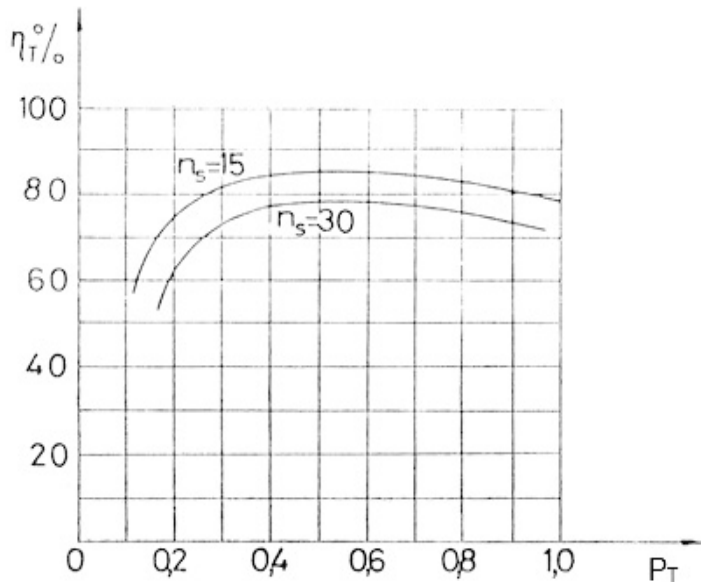


Fig. 83 Karakteristikat e turbinës së Peltonit

14. PARAMETRAT INDIVIDUAL TE TURBINAT

Parametrat individual paraqesin të dhënat për llojin karakteristik të turbinave (turbina individuale) që ka rrotë punuese me diametër prej 1 [m] dhe punon me mund prej 1 [m]. Parametrat individual shënohen me n_r , Q_r , P_r , dhe e paraqesin numrin e rrotullimeve, madhësinë e prurjes dhe fuqinë individuale të

turbinës. Nëse janë të njohur parametrat individual për një turbinë, lehtë mund të llogariten parametrat e vërtetë (real).

Për këtë qëllim shfrytëzohen dhe përdoren barazimet që në vend të parametrave për turbinën modeluare zëvendësohen parametrat individual. Atëherë fitohen barazimet:

$$U_1 = k_u \cdot \sqrt{2gH} = D_1 \cdot \pi \cdot n / 60$$

kurse për modelin:

$$U_{1m} = k_u \cdot \sqrt{2gHm} = D_{1m} \cdot \pi \cdot n_m / 60$$

Madhësia e koeficientit k_u varet nga madhësia e këndeve α_1 dhe β_1 , për turbinat e njëjta dhe me vlerë të njëjtë. Nga raporti ndërmjet shpejtësive për turbinat e njëjta për raportin ndërmjet numrave të rrotullimit fitohet:

$$\frac{n}{n_m} = \frac{D_{1m}}{D_1} \cdot \sqrt{\frac{H}{H_m}}$$

Prurja (rrjedhja) e ujit që kalon nëpër rrotën punuese të turbinës është:

$$Q = z \cdot A \cdot k_w \cdot \sqrt{2gH} \quad \text{ku janë:}$$

z – numri i lopatave të rrotës punuese,

A – sipërfaqja e prerjes në kanal ndërmjet dy lopatave,

k_w – koeficienti i shpejtësisë relative.

Fuqia e turbinës llogaritet sipas barazimit:

$$P = Q \cdot H \cdot g \cdot \eta \quad [\text{kW}]$$

Gjatë punimit dhe eksploatimit të turbinave shpesh aplikohen shprehjet *numër individual i rrotullimit*, *prurje individuale* ose *fuqi individuale*.

15. RREGULLIMI I TURBINËS SË FRANCISIT

Me rregullimin e punës së turbinave faktikisht rregullohet sasia e ujit që kalon nëpër turbinë kurse me atë rregullohet edhe fuqia e turbinës.

Në fig. 84 është paraqitur skema e rregullatorit për turbinën e Francisit. Lavjerësi centrifugal (1), rrotullohet në mënyrë të sinkronizuar me boshtin deri te pjesët për rregullim. Gjatë regjimit stacionarë të punës së agregatit, shpejtësia këndore e tij është konstante. Lidhësja e lavjerrësit centrifugal, leva OAB dhe pistoni i shpërndarësit (2) gjenden në pozitë të baraspeshës mesatare. Vaji në shpërndarës vjen nga akumulatori i energjisë (3).

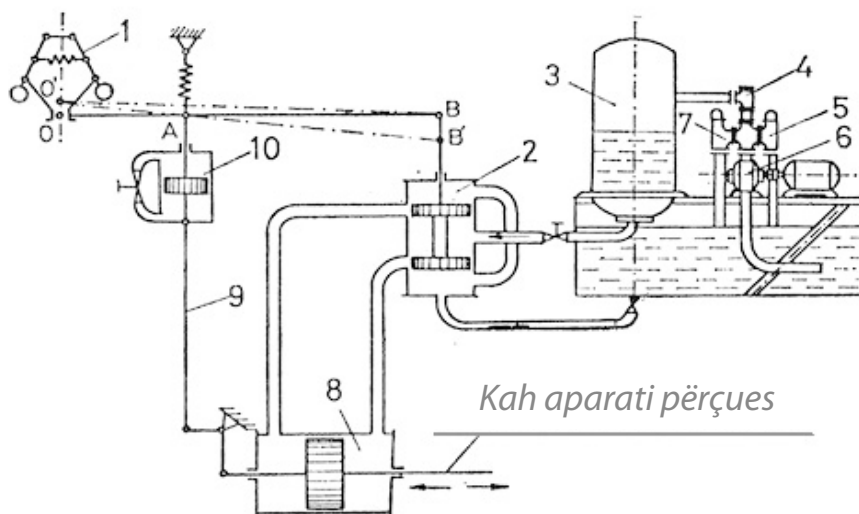


Fig. 84 Rregullatori i turbinës së Francisit

Nivelin dhe presionin e vajit në akumulatorin (3) e rregullon pompa (6), kurse në tubin e pompës deri te akumulatori janë të vendosur valvulat 4, 5 dhe 7. Shpërndarësi (2) paraqet cilindër hidraulik me piston të dyfishtë, kurse në trupin e tij ka vrima nëpër të cilin vaji vjen në shpërndarësin dhe shkon kah servomotori (8). Gjatë zvogëlimit të ngarkesës së gjeneratorit, fuqia e tepërt e turbinës mbi fuqinë e gjeneratorit shkakton rritje momentale të shpejtësisë këndore në agregat dhe lidhësja e lavjerrësit centrifugal ngjitet lartë. Leva OAB lëviz rreth pikës A dhe për shkak se është e lidhur me mbyllësin e vajit (10), nëpërmjet levës (9) zhvendoset pistoni në servomotorin (8). Kjo zhvendosje mundëson që pistoni i dyfishtë në shpërndarësin (2) të lëshohet poshtë ku do të hapet tubi prurës i vajit në anën e djathtë të cilindrit në servomotorin (8). Për këtë

shkak, pistoni në servomotor zhvendoset majtas dhe e zvogëlon hapjen e aparatit përçues të turbinës. Mbyllësi (10) është cilindër hidraulik i mbushur me vaj. Në të është i vendosur pistoni që mund ngadalë të zhvendoset, prej pjesës së epërme në pjesën e poshtme, për shkak të rrjedhjes së vajit nëpër vrimat e mbyllura prej njërit deri te pjesa tjetër e cilindrit. Në momentin e parë të rregullimit, mbyllësi (10) vepron si lidhje e ngurtë dhe pika A mbetet e palëvizshme. Gjatë lëvizje së pistonit në servomotorin (8) majtas, me ndihmën e sistemit të levave dhe mbyllësit (10), pika A e levës ngritet njëkohësisht gjatë rrotullimit të levës rreth pikës O. Leva merr pozitë të re O'B', kurse pistoni i shpërndarësit kthehet në pozitën neutrale dhe tubi sjellës i vajit në servomotor ndalet. Susta e mbyllësit, e përforcuar në pikën A, mblidhet dhe tenton të kthehet në pozitën fillestare. Për këtë shkak leva O'AB' rrotullohet rreth pikës O dhe e zhvendos shpërndarësin poshtë. Kjo sjellë deri te mbyllja plotësuese e aparatit shpërndarës të turbinës, kurse procesi i rregullimit mbaron kur pistoni i servomotorit do të ndërpres që të zhvendoset. Atëherë leva OAB e merr pozitën fillestare, kurse fuqia e turbinës barazohet me fuqinë e gjeneratorit. Gjatë rritjes së ngarkesës, mekanizmi i sistemit rregullues zhvendoset në kahjen e kundërt.

16. PRINCIPI I PUNËS SË TURBINËS SË KAPLLANIT

Principi i punës së turbinës së Kapllanit nuk dallohet nga ajo e turbinës së Francisit. Përdoren për lartësi të vogla $H=(3-60)$ [m] dhe prurje të mëdha. Transformimi i energjisë shtytëse në atë kinetike zhvillohet në spiralen (1), ku krijohet shpejtësi e madhe e lëvizjes së ujit. Për shkak të prurjeve të mëdha, spiralja ka dimensione të mëdha dhe për këtë shkak ndërtohet nga betoni i admiruar me kurorë të lopatave mbështetëse nga hekuri i derdhur.

Nga spiralja (1) uji orientohet kah qarku përcjellës (2) dhe kah qarku punues (3). Karakteristikë për këtë turbinë është ajo që ndërmjet qarkut përcjellës dhe punues ka hapësirë të mjaftueshme nëpër të cilin uji lëviz lirshëm. Në këtë mënyrë, pas lopatave përcjellëse (L) uji orientohet në mënyrë aksiale dhe depërton në

turbinat e Francisit dhe Kaplanit konstatohet që tregues më të mirë ka ajo e Kaplanit. Mundësia për rrotullim të lopatave dhe vendosja e tyre nën këndin optimal gjatë kohës së punës, siguron shkallë të lartë të shfrytëzimit veprues. Ky është edhe shkaku kryesorë pse sugjerohet përdorimi i turbinës së Kapllanit për munde të mëdha.

17. RREGULLIMI I TURBINËS SË KAPLLANIT

Rregullatori duhet të sigurojë forca të konsiderueshme që janë të domosdoshme për rregullimin e madhësisë së prurjes (rrjedhjes) nëpër aparatit përçues për shkak se në këtë mënyrë rregullohet madhësia e fuqisë. Madhësia e fuqisë së turbinës rregullohet me ndryshim të ngarkesës së aparatit përçues. Përdoren disa lloje të rregullatorëve:

Rregullimi i dyfishtë i turbinës së Kapllanit

Rregullimi përbëhet njëkohësisht edhe në përputhshmëri me lëvizjen (afrimin) e aparatit përçues dhe lopatave të rrotës punuese. Për çfarëdo munde të turbinës, për të fituar koeficient të lartë të shfrytëzimit, në çdo hapje të aparatit përçues në mënyrë të përshtatshme i përgjigjet këndi i caktuar i rrotullimit të lopatave të rrotës punuese. Kjo përputhshmëri arrihet me mekanizëm special që quhet **kombinatorë**. Lopatat e rrotës punuese lëvizin (rrotullohen) me ndihmën e servomotorit me vaj që është i vendosur në kokën e rrotës punuese të turbinës. Vaji në këtë motor vjen nga shpërndarësi i posaçëm. Skema për rregullim të dyfishtë të turbinës është paraqitur në fig. 86. Përshtatja e punës së servomotorit (1), aparatit përçues (7) dhe servomotorit (6) të rrotës punuese nëpërmjet sistemit të levave 3 dhe 4, realizohet me ndihmën e pistonit në kombinatorin (2). Gjatë zvogëlimit të ngarkesës, aparati përçues i turbinës mbyllet dhe pistoni i kombinatorit zhvendoset. Duke u zhvendosur sipas pistonit, rrota e levës (3) e sjellë në lëvizje pistonin e shpërndarësit (5), kurse ai

nëpërmjet servomotorit (6) i rotullon lopatat (8) të rrotës punuese (9). Në këtë mënyrë vendoset lidhje e përhershme ndërmjet hapjeve të lopatave të aparatit përçues dhe këndit të rrotullimit të lopatave të rrotës punuese të turbinës.

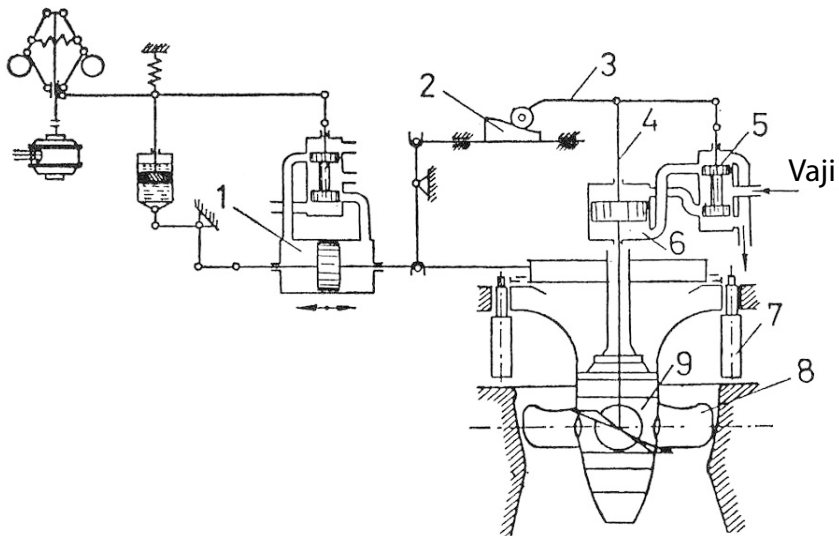


Fig. 86 Skema për rregullimin të dyfishtë të turbinës së Kapllanit

Pyetje për përforcim:

1. Çka është turbina?
2. Si ndahen turbinat hidraulike/
3. Cili është dallimi ndërmjet turbinave aktive dhe reaktive?
4. Si ndahen turbinat e Peltonit sipas pozitës së boshteve?
5. Cilët janë pjesët kryesore të turbinës së Peltonit?
6. Cilat karakteristika të turbinës së Peltonit i njihni?
7. Cilët rregullatorë i njihni?
8. Si llogaritet shkalla e shfrytëzimit veprues të turbinës?
9. Cilat humbje të fuqisë i njihni?
10. Si llogaritet veprimi reaktiv i vrushkullit?
11. Në cilin grup bien turbinat e Francisit?
12. Numëroni karakteristikat e turbinës së Peltonit dhe Francisit?
13. Si dhe pse llogaritet numri specifik i rrotullimit?
14. Cili është numri minimal specifik i rrotullimit?
15. Çfarë roli ka difuzori te turbinat?
16. Çka është karakteristike për turbinat e Kaplanit?

Përfundim:

Në kapitullin për turbina hidraulike janë paraqitur informacionet themelore për turbinat, ndarja e tyre, mënyra e funksionimit, pjesët përbërëse dhe përdorimi. Njihemi me karakteristikat themelore të turbinave hidraulike, si përcaktohet numri specifik i rrotullimit, fuqia ose mundi i turbinës, si realizohet rregullimi i punës së turbinës etj. Njihemi se cili është roli i rrotorit dhe difuzorit gjatë transformimit të energjisë hidraulike. Po ashtu, njihemi me disa lloje të rregullatorëve që përdoren te turbinat hidraulike dhe cilët janë parametrat themelore për zgjedhjen e turbinës sipas parametrave të njohur punues.

MËSIM ZGJEDHORË

I. POMPAT

Detyra për llogaritjen e: kapacitetit të pompave pistonike, humbjet e energjisë, lartësia e lejuar e thithjes, fuqia e pompave, shkalla e shfrytëzimit të veprimit, zgjedhja e pompave.

1. Me çfarë shpejtësie të rrymimit do të lëvizë lëngu nëpër tub me diametër $d=200$ [mm], nëse kalon sasia prej $Q=100$ [m³/h]?

Zgjidhje:

Sipërfaqja e prerjes tërthore të tubit rrethorë llogaritet me:

$$A = d^2 \cdot \pi / 4 = 0,2^2 \cdot 3,14 / 4 = 0,04 \cdot 3,14 / 4 = 0,0314 \text{ [m}^2\text{]}$$

Sasia e lëngut duhet të shndërrohet në [m³/s], gjegjësisht:

$$Q=1000 \text{ [m}^3\text{/h]}=100/3600 \text{ [m}^3\text{/s]}=0.0278 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

Shpejtësia e rrymimit të lëngut do të jetë:

$$V=Q/A=0.0278/0.0314=0.885 \text{ [m/s]}$$

2. Të përcaktohet diametri i tubit për prurje (rrjedhje) të $Q=70$ [l/s], nëse është dhënë shpejtësia e rrymimit $V=1$ [m/s].

Zgjidhje:

Nga barazimi i kontinuitetit $Q=A \cdot V$ rrjedh $A=Q/V$ gjegjësisht

$$A=d^2 \cdot \pi / 4 \text{ rrjedh: } d^2=4A/\pi=4 \cdot 0.07/3.14 \text{ gjegjësisht } d=0.298 \text{ [m]}$$

3. Sa është lartësia thithëse vakumetrike e pompës për ujë, nëse në sipërfaqen e ujit vepron presioni atmosferik prej $p_0=1$ [bar], kurse

presioni atmosferik në tubin thithës të pompës është $p_1=0.3$ [bar] dhe dendësia e ujit është $\rho = 1000$ [kg/m³]?

Zgjidhje:

$$\begin{aligned} 1 \text{ [bar]} &= 10^5 \text{ [N/m}^2\text{]} \\ p_0 &= 1 \cdot 10^5 = 10^5 \text{ [N/m}^2\text{]} \\ p_1 &= 0.3 \cdot 10^5 \text{ [N/m}^2\text{]} \end{aligned}$$

lartësia thithëse vakumetrike do të jetë:

$$h_{vak} = (\rho_0 - \rho_1) / \rho \cdot g = (1 - 0,3) \cdot 10^5 / 10^3 \cdot 9,81 = 7,14 \text{ [m]}$$

4. Sa është lartësia e nevojshme manometrike e pompës për ujë, nëse prurja e pompës është 90 [l/s], kurse ndryshimi i lartësive nga niveli i rezervuarit dhe nivelit të pusit është 40 [m]? Tubi është me gjatësi prej 1000 [m], kurse është i punuar nga tubat prej hekuri me diametër $d=300$ [mm].

Zgjidhje:

Nga lartësitë e dhëna fitohet lartësitë gjeodezike $H_g=50$ [m], nga tabela për tuba prej hekuri $d=300$ [mm] caktohet $\lambda=0.024$. Për shkak se punohet për gjatësi të mëdha të tubit, do të llogariten vetëm rezistencat sipas gjatësisë së tubit:

$$\begin{aligned} \sum h &= \lambda \cdot L / d \cdot v^2 / 2g \\ V &= 4Q/d^2 \cdot \pi = 4 \cdot 0,09 / 0,3^2 \cdot \pi = 1,28 \text{ [m/s]} \\ \sum h &= 0,024 \cdot 1000 / 0,3 \cdot 1,28^2 / 2 \cdot 9,81 = 6,7 \text{ [m]} \end{aligned}$$

Lartësia e nevojshme monometrike e ngritjes është:

$$H = H_g + \sum h = 40 + 6,7 = 46,7 \text{ [m]}$$

5. Sa është lartësia gjeodezike e thithjes H_{gj} e pompës që duhet të transportoj ujë $Q=35$ [l/s], kurse vakumetri i ndërtuar në pjesën thithëse të pompës tregon presion $p_{vak}=62$ [bar]. Tubi thithës ka diametër $d=200$ [mm], kurse rezistencat e përgjithshme lokale janë

$\Sigma\xi=0.85$. Rezistencat e tubit thithës të neglizhohen, kurse detyra të zgjidhet sipas barazimit të Bernulit.

Zgjidhje:

Si procese karakteristike zgjidhen niveli i ujit në pus dhe simetralja e pjesës lidhëse (kyçëse) e pompës.

$$Z_A=0, \quad Z_B=H_{gj}, \quad \text{kurse} \quad V_A=0$$

Ekuacioni i Bernulit për këto kushte do të jetë:

$$p_A / \rho \cdot g + v_A^2 / 2g + z_1 = p_B / \rho \cdot g + v_B^2 / 2g + z_B + \Sigma h$$

$$p_o / \rho \cdot g = p_1 / \rho \cdot g + v_1^2 / 2g + H_{gu} + \Sigma\xi \cdot v_1^2 / 2g \text{ gjegjësisht:}$$

$$H_{gu} = (p_o - p_1) / \rho \cdot g - v_1^2 / 2g (1 + \Sigma\xi)$$

Shpejtësia e rrymimit të ujit në tubin thithës do të jetë:

$$v_1 = Q / A = 4Q / d^2 \cdot \pi = 4 \cdot 0,035 / 0,2^2 \cdot \pi = 1,11 [m/s]$$

për shkak se $(p_o - p_1) = p_{vak}$ rrjedh se lartësia thithëse gjeodezike do të jetë:

$$H_{gj} = 0.62 \cdot 10^5 / 10^3 \cdot 9.81 - 1.112 / 2 \cdot 9.81 \cdot (1 + 0.85) = 5.8 [m]$$

6. Sa duhet të jetë fuqia e motorit ngasës për pompën centrifugale që duhet të mbushë rezervuarin me vëllim prej 30 [m³] për një orë? Tubi shtytës ka diametër prej 100 [mm], gjatësi 200 [m]. Shkalla e shfrytëzimit është $\eta=0.5$.

Zgjidhje:

Kapaciteti i pompës do të jetë:

$$Q=V/t=30000/3600=8.33 [l/s]=0.00833 [m^3/s]$$

Shpejtësia e rrymimit të ujit është:

$$v=Q/A=4Q/d^2 \cdot \pi=4 \cdot 0.00833 / 1 \cdot 3.14=1.06 [m/s]$$

Për shkak të gjatësisë së madhe të tubit neglizhohen rezistencat lokale, dhe për diametër $d=100$ [mm] nga tabela fitohet vlera

e koeficientit të rezistencave $\lambda=0.033$, e atëherë rezistencat e përgjithshme do të jenë:

$$\sum h = \lambda \cdot L / d \cdot v^2 / 2g = 0,033 \cdot 200 / 0,1 \cdot 1,06^2 / 2 \cdot 9,81 = 3,8 \text{ [m]}$$

Lartësia manometrike e ngritjes është:

$$H_m = H_{gj} + \sum h = 40 + 3.8 = 43.8 \text{ [m]}$$

Fuqia efektive e nevojshme e motorit ngasës është:

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_m / 1000 \cdot \eta = 1000 \cdot 9.81 \cdot 0.00833 \cdot 43.8 / 1000 \cdot 0.5 = 7.15 \text{ [kW]}$$

7. Sa do të jetë shkalla e shfrytëzimit të agregatit $\eta=?$, që me punë të pandërprerë prej 5 orë mbushë me ujë rezervuarin prej 4000 [l]. Për këtë kohë agregati ka harxhuar 8.5 [kW] energji elektrike, kurse pompa punon me lartësi monometrike të ngritjes $H_m=48$ [m].

Zgjidhje:

Kapaciteti mesatarë i pompës llogaritet sipas sasisë së përgjithshme që e ka bartë për kohën 5 [h].

$$Q = V/t = 4000 / 5 \cdot 3600 = 2.22 \text{ [l/s]} = 0.00222 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

Energjia e harxhuar për një orë është:

$$P = 8.5 / 5 = 1.7 \text{ [kW]}$$

Nga barazimi për fuqi efektive e motorit ngasës fitohet:

$$\eta = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_m / 1000 \cdot P = 1000 \cdot 9.81 \cdot 0.00222 \cdot 48 / 1000 \cdot 1.7 \\ \eta = 0.615$$

8. Sa duhet të jetë numri specifik i rrotullimit $n_s=?$ për pompën njëshkallëshe centrifugale që transporton $Q=0.05$ [m³/s] në lartësinë $H=25$ [m] me numër të rrotullimit të motorit=1450 [rrot/min]?

$$\text{Zgjidhje: } n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} = 3,65 \cdot 1450 \cdot \frac{\sqrt{0,05}}{\sqrt[4]{25^3}} = 106 \text{ [1/min]}$$

9. Sa është numri specifik i rrotullimit të pompës dyshkallëshe centrifugale që transporton $Q=12$ [m³/min] gjatë $H=50$ [m] dhe numër të rrotullimit $n=2880$ [rrot/min].

Zgjidhje:

$$Q=12 \text{ [m}^3\text{/min]}=12 \cdot 1000/60=200 \text{ [l/s]}$$

$$H=60/2=30 \text{ [m]} \text{ për një shkallë të pompës}$$

$$n_s=360 \text{ [rrot/min]}$$

10. Sa është prurja minimale $Q_{\min}=?$ për pompën centrifugale njëshkallëshe me $n=3000$ [rrot/min], nëse lartësia manometrike e ngritjes duhet të jetë $H=30$ [m]?

Zgjidhje:

$$Q_{\min}=0,0000111 \cdot \sqrt{H^3}=0,0000111 \cdot \sqrt{30^3}=0,00182 \text{ [m}^3\text{/s]}=1,82 \text{ [l/s]}$$

11. Sa lartësi maksimale të ngritjes mund të pritët nga pompa centrifugale njëshkallëshe që transporton $Q=1$ [l/s], me $n=300$ [rrot/min]?

Zgjidhje:

$$H_{\max}=2000 \cdot \sqrt[3]{Q^2}=2000 \cdot \sqrt[3]{0,001^2}=20 \text{ [m]}$$

12. Në cilën lartësi do të ngritët lëngu në tubin thithës të pompës pistonike pas hapit të parë të pistonit, nëse vëllimi i ajrit në tubin thithës dhe hapësira e dëmshme e pompës është 0.1 [m³], kurse ajri gjendet nën presionin atmosferik $p_{\text{at}}=1.18$ [bar]? Pompa ka diametër të pistonit $d=300$ [mm] dhe hap të pistonit $l=500$ [mm]. Rezistencat të mos merren parasysh.

Zgjidhje: Sipërfaqja e pistonit do të jetë:

$$A=D^2 \cdot \pi/4=0.3^2 \cdot 3.14/4=0.07 \text{ [m}^2\text{]}$$

Presioni në cilindër të pompës pas hapit fillestarë të pistonit:

$$p=p_{\text{at}} \cdot (V_0+A \cdot s)/V_0=1.18 \cdot (0.1+0.07 \cdot 0.5)/0.1=1.1593 \text{ [bar]}$$

Për dendësinë e ujit $\rho=1000$ [kg/m³] rrjedh se lartësia e ngritjes në tubin thithës do të jetë:

$$p_{at}=p+\rho\cdot g\cdot h \quad \text{ose}$$

$$h=(p_{at}-p)/\rho\cdot g=(1.18-1.1593)\cdot 10^5/10^2\cdot 9.81=15.93/9.81=0.21 \text{ [m]}$$

13. Sa duhet të jetë prurja (rrjedhja) e pompës pistonike njëcilindrike me veprim të njëanshëm që ka diametër të pistonit $d=170$ [mm] dhe hap të pistonit $s=200$ [mm] nëse numri i rrotullimeve është $n=60$ [rrot/min]? Shkalla vëllimore e shfrytëzimit $\eta_v=0.94$.

Zgjidhje:

Sipërfaqja e prerjes tërthore të pistonit do të jetë:

$$A=d^2\cdot\pi/4=0.17^2\cdot 3.14/4=0.0227 \text{ [m}^2\text{]}$$

Prurja e pompës do të jetë:

$$Q=\eta_v\cdot A\cdot s\cdot n/60=0.94\cdot 0.0227\cdot 0.2\cdot 60/60=0.0043 \text{ [m}^3\text{/s]}=4.3 \text{ [l/s]}$$

14. Sa do të jetë prurja e pompës pistonike dycilindrike me veprim të dyanshëm nëse janë dhënë:

- diametri i pistonit $D=150$ [mm];
- hapi i pistonit $s=180$ [mm], $d=45$ [mm];
- numri i rrotullimeve $n=80$ [rrot/min];
- shkalla vëllimore e shfrytëzimit $\eta_v=0.93$

Zgjidhje:

Sipërfaqja e pistonit:

$$A=D^2\cdot\pi/4=0.15^2\cdot 3.14/4=0.018 \text{ [m}^2\text{]}$$

Sipërfaqja e prerjes tërthore të levës pistonike

$$A_0=d^2\cdot\pi/4=0.045^2\cdot 3.14/4=0.0016 \text{ [m}^2\text{]}$$

Prurja e pompës pistonike dycilindrike do të jetë dy herë më e madhe se sa pompa njëcilindrike me veprim të dyanshëm, kurse llogaritet sipas formulës:

$$Q=2\cdot\eta_v\cdot [2(A-A_0/2)]\cdot s\cdot n/60=$$

$$=2\cdot 0.93\cdot [2(0.018-0.0016/2)]\cdot 0.18\cdot 80/60$$

$$Q=0.015 \text{ [m}^3\text{/s]}=15 \text{ [l/s]}$$

Për shkak se me mësim zgjedhorë janë të paraparë njësit mësimore për shpejtësitë e trekëndëshave, barazimi i Ojlerit dhe ndikimi i formës së lopatës punuese mbi mundin e pompës centrifugale, interpretimi i të cilëve është paraqitur në vijim.

TREKËNDËSHAT E SHPEJTËIVE

Te pompat centrifugale lëngu hyjnë me shpejtësi v_0 nëpërmjet kanalit qendrorë kundrejt rrotës punuese dhe nën veprimin e forcës centrifugale që krijohet gjatë rrotullimit të lëngut ndërmjet lopatave ajo drejtohet kah periferia. Gjatë lëvizjes së lëngut në tubin ndërmjet lopatave dallohet shpejtësia absolute dhe relative.

Shpejtësia absolute paraqet shumën gjeometrike të shpejtësisë relative të lëngut dhe shpejtësisë rrethore të rrotës punuese.

Shpejtësia relative e lëngut paraqet shpejtësinë në raport me rrotën punuese.

Shpejtësia rrethore e lëngut u_1 në hyrje të rrotës punuese është e njëjtë me shpejtësinë e pikave që janë të shpërndara në rrethin e brendshëm të rrotës punuese, gjegjësisht:

$$u_1 = D_1 \cdot \pi \cdot n / 60 = \omega \cdot D_1 / 2 \quad [\text{m/s}]$$

Shpejtësia rrethore e lëngut në dalje të rrotës punuese është

$$u_2 = D_2 \cdot \pi \cdot n / 60 = \omega \cdot D_2 / 2 \quad [\text{m/s}]$$

ku janë:

n – numri i rrotullimeve të rrotës punuese,

D_1 – diametri hyrës i rrotës punuese,

D_2 – diametri dalës i rrotës punuese,

ω - shpejtësia këndore e rrotullimit të rrotës punuese.

Nga tubi thithës lëngu silltet në rrotën punuese me *shpejtësi absolute* v_0 (fig. 87a). Gjatë hyrjes në rrotën punuese lëngu e ndryshon drejtimin e lëvizje, me shpejtësi absolute v_1 . Gjatë lëvizjes së lëngut përgjatë kanalit ndërmjet lopatave i rritet shpejtësia absolute deri në vlerën v_2 në dalje të rrotës punuese (fig. 87b).

Thërmijat (grimcat) e lëngut lëvizin nëpër gjatësinë e lopatës me *shpejtësi relative* w_1 në hyrje dhe w_2 në dalje të rrotës punuese si tangjentja e lopatës në pikën përkatëse. Lidhja ndërmjet tre shpejtësive (rrethore, absolute dhe relative) të lëngut në prerje të caktuara në tubin ndërmjet lopatave e paraqesin **trekëndëshat e shpejtësive** (fig. 87c).

BARAZIMI KRYESORË I POMPËS CENTRIFUGALE (Barazimi i Ojlerit)

Në rrugën prej hyrjes deri te dalja nga rrota punuese që rrotullohet, lëngut i rritet energjia specifike, kinetike dhe potenciale për këto vlera:

$$\Delta E = (p_2 - p_1) / \rho + (v_2^2 - v_1^2) / 2$$

Gjatë rrotullimit të rrotës punuese lëngut që lëviz në atë i jepet sasi e caktuar e energjisë ΔA . Barazimi i Bernulit për lëvizje të lëngut nëpër kanal të rrotës punuese nga hyrja deri në dalje do të shihet kështu:

$$p_1/\rho + w_1^2/2 + \Delta A = p_2/\rho + w_2^2/2$$

Gjatë zhvendosjes së lëngut për distancën $R_2 - R_1$, edhe pse merret parasysh raporti $u_1 = \omega \cdot R_1$; $u_2 = \omega \cdot R_2$ fitohet:

$$\Delta A = (u_2^2 - u_1^2) / 2$$

Nëse kjo vlerë për ΔA merret në barazimin e mëparshëm të Bernulit fitohet:

$$p_1/\rho + w_1^2/2 + (u_2^2 - u_1^2) / 2 = p_2/\rho + w_2^2/2 \text{ ose}$$

$$(p_2 - p_1) / \rho = (w_2^2 - w_1^2) / 2 + (u_2^2 - u_1^2) / 2$$

Me zëvendësimin e kësaj vlere në barazimin për rritje të energjisë së lëngut në rrotën punuese fitohet:

$$\Delta E = (u_2^2 - u_1^2) / 2 + (v_2^2 - v_1^2) / 2 + (w_2^2 - w_1^2) / 2 \quad [\text{J / kg}]$$

Barazimi i fundit paraqet rritjen e përgjithshme të energjisë specifike të lëngut në rrotën punuese të pompës. Në këtë barazim

anëtari i parë paraqet ndikimin e forcës centrifugale, *anëtari i dytë* energjinë kinetike dhe *anëtari i tretë* shpejtësinë relative të lëvizjes së lëngut nëpër rrotën punuese.

Lartësia teorike e presionit (mundit) e realizuar në rrotën punuese të pompës, llogaritet sipas barazimit:

$$H_t = (p_2 - p_1) / \rho \cdot g + (v_2^2 - v_1^2) / 2g$$

Nëse zëvendësohet vlera për ndryshim të presioneve fitohet:

$$(p_2 - p_1) / \rho \cdot g = (w_1^2 - w_2^2) / 2g + (u_2^2 - u_1^2) / 2g$$

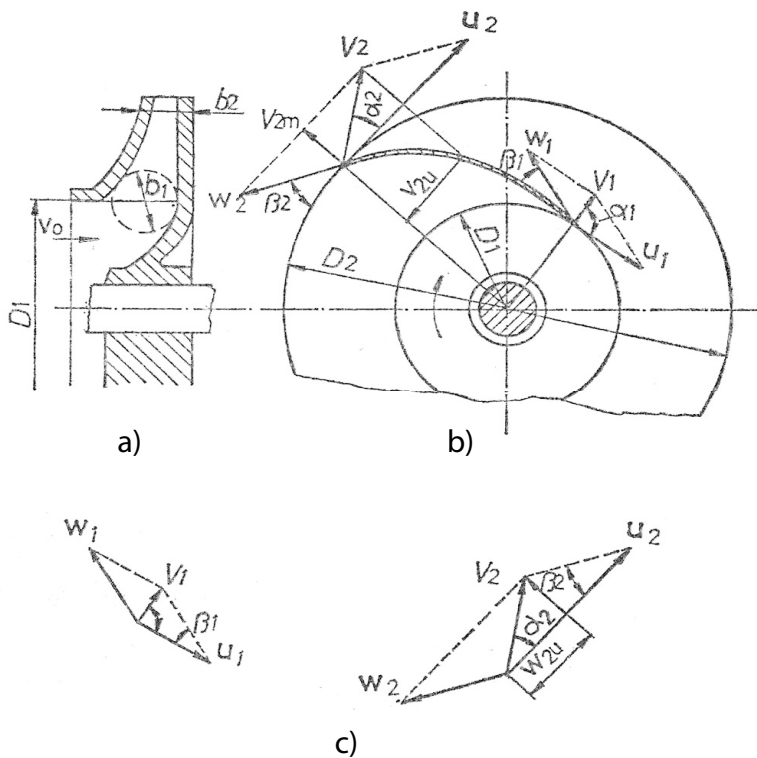


Fig. 87 Hyrja dhe dalja e lëngut në rrotën punuese

Nëse aplikohet teorema e kosinuset për trekëndëshat e shpejtësive, për kushtet në hyrje dhe dalje të rrotës punuese, për shpejtësitë relative fitohet:

$$w_1^2 = v_1^2 + u_1^2 - 2v_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1$$

$$w_2^2 = v_2^2 + u_2^2 - 2v_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2$$

$$v_{2m} = v_2 \cdot \sin \alpha_2$$

$$v_{2u} = v_2 \cdot \cos \alpha_2 = u_2 - v_{2m} \cdot \operatorname{ctg} \beta_2$$

ku janë: v_{2m} - komponenti normal i shpejtësisë absolute të lëngut në dalje – shpejtësia radiale (fig. 86b)

v_{2u} - komponenti tangjencial i shpejtësisë absolute të lëngut në dalje (fig. 86b)

Me rregullimin e barazimeve të mëparshme dhe zëvendësimin e vlerave në barazimin për lartësinë teorike dhe presionit (mundit) të realizuar në rrotën punuese fitohet:

$$H_t = (u_2 \cdot v_{2u} - u_1 \cdot v_{1u}) / g$$

Ky barazim paraqet **barazimin kryesorë themelorë të pompës centrifugale me lopata** me të cilën përcaktohet madhësia e vlerës teorike të mundit pa pjesëmarrje të humbjeve hidraulike që krijohen në pompë. Barazimi kryesorë nga L. Ojlerit është quajtur barazimi i Ojlerit.

NDIKIMI I FORMËS SË LOPATAVE PUNUESE TE POMPAT CENTRIFUGALE

Barazimi kryesorë për mundin teorik të pompave centrifugale më së miri analizohet gjatë formave të ndryshme të lopatave të pompës. Te pompat centrifugale përdoren tre forma të ndryshme të lopatave, si që është paraqitur skematikisht në fig. 88.

- lopatat e lakuara në pjesën prapme (1)
- lopatat me mbarim radial (2)
- lopatat të lakuara në pjesën e përparme (3)

Çdo formë e lopatave ka trekëndëshin e vet të shpejtësive gjatë daljes së lëngut. Nga figura shihet që gjatë numrit të njëjtë të rrotullimeve n dhe dimension të njëjtë të rrotës, lopatat e lakuara nga pjesa e prapme (1) lëngut i mundësojnë shpejtësi të vogla të

dalëse v_2 , kurse ato të lakuara në pjesën e përparme (3) shpejtësi të madhe dalëse v_2 . Gjatë shpejtësive të mëdha dalëse të lëngut rriten humbjet hidraulike në pompë, për këtë shkak pompat që kanë rrotë punuese me lopata të lakuara nga pjesa e përparme (3) kanë shumë shkallë të ulët të shfrytëzimit veprues (η). Pompat me rrotë punuese që kanë lopata të lakuara nga pjesa e prapme kane shkallë të lartë të shfrytëzimit veprues.

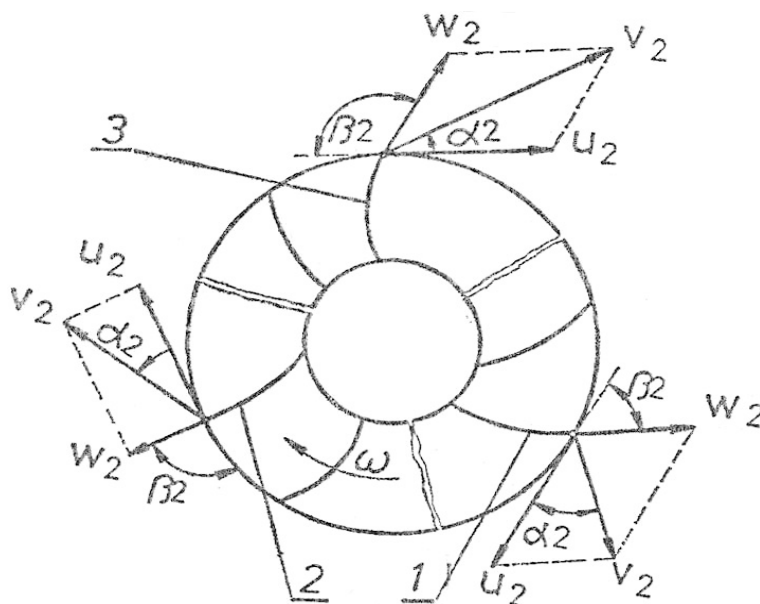


Fig. 88 Format e ndryshme të lopatave

Për lopata të lakuara në pjesën e prapme (1) këndi $\beta_2 < 90^\circ$, me zgjedhjen e barazimit kryesorë për pompa centrifugale, vlera teorike e mundit të pompës përcaktohet sipas barazimit:

$$H_t < u_2^2 / g$$

Për lopatat me mbarim radial (2) që kanë kënd normal dalës $\beta_2 = 90^\circ$ mundi teorik llogaritet sipas barazimit:

$$H_t = u_2^2 / g$$

Lopatat të lakuara nga pjesa e përparme (3) kanë këndin dalës $\beta_2 > 90^\circ$ dhe madhësia e mundit teorik llogaritet me barazimin:

$$H_t > u_2^2 / g$$

Nga analiza e mëparshme mund të konkludohet që lopatat e lakuara në pjesën e prapme krijojnë mund më të vogël kurse këndi dalës te këto lopata është $\beta_2 = (14 \text{ deri } 60)^\circ$.

Te pompat centrifugale bashkëkohore me madhësi të këndit hyrës $\beta_1 = (15 \text{ deri } 50)^\circ$ mundësohet hyrje pa goditje të lëngut mbi lopatat.

Mundi teorik i pompave centrifugale të shprehur me barazimin kryesorë është i paraparë për lëngjet ideale (pa humbje) dhe kjo vlen gjatë numrit të pakufishëm të lopatave të rrotës punuese. Mundi i vërtetë i pompave centrifugale është më i vogël nga ai teorik, për shkak se rrota punuese ka numër kufitarë të lopatave. Humbjet e mundit për tejkalimin e rezistencave hidraulike në trupin e pompës e përfshijnë shkalla hidraulike e shfrytëzimit të veprimit (η_h).

$$H = \eta_h \cdot k \cdot H_t = \eta_h \cdot k \cdot (u_2 \cdot v_{2u} - u_1 \cdot v_{1u}) / g$$

ku $k = (0.6 - 0.9)$ – koeficienti i riparimit.

Madhësia e shkallës hidraulike të shfrytëzimit veprues varet nga konstruksioni dhe dimensionimi i pompës.

Te pompat centrifugale lëngu më së shpeshti depërton në rrethin e brendshëm nën kënd të drejtë ($\alpha_1 = 90^\circ$) për shkak se në këtë rast fitohet mundi më i madh i pompës centrifugale.

Këndi dalës α_2 fiton vlerën nga kushti për shkallë më të përshtatshme të veprimit të pompës dhe si zakonisht ka vlerën prej $(5 - 25)^\circ$.

II. PAJISJET E HIDROFORIT DHE STACIONET E POMPAVE

STACIONET E POMPAVE, LLOJET DHE NDARJA

Stacionet e pompave për sigurimin e sasisë së nevojshme të ujit ndahen sipas disa arsyeve dhe atë:

1. *Sipas qëllimit* stacionet e pompave aplikohen për:

- Sigurimin e ujit për pije,
- Sigurimin e ujit teknik dhe
- Pajisjeve për ujitje.

2. *Sipas funksionit në furnizim me ujë* stacionet e pompave ndahen në:

- a) Stacionet e pompave themelore,
- b) Stacionet për parapompim,
- c) Stacionet për rritjen e presionit dhe
- d) Stacionet qarkulluese të pompave.

Stacionet e pompave themelore përdoren për thithjen e ujit nga pusi, lumi, liqeni... dhe e transportojnë deri te pajisja për pastrim, rezervuar ose sistem hidraulik. Do me thënë detyra e tyre është të sigurojnë sasi të mjaftueshme të ujit që mund të përdor harxhuesi.

Stacioni i pompave për para pompim ka për detyrë që të zhvendosë ujin nga niveli (lartësia) më i ulët në nivelin më të larë. Çdo herë përdoren për hedhjen e ujit nga rezervuari për pastrim në rezervuarin për përdorim ose instalimin hidraulik.

Stacioni i pompave për rritje të presionit ka për detyrë që të rritë presionin e ujit në disa pjesë të rrjetit ku është i nevojshëm presioni

më i lartë punues. Në këto stacione uji vjen me presion të caktuar nga rezervuari paraprak ose rrjeti hidraulik.

Stacionet qarkulluese të pompave përdoren në repartet industriale dhe termoelektrana. Me këto stacione transportohet uji që e ka mbaruar funksioni për ftohje në procesin teknologjik, me disa pompa dërgohet në pajisjet për ftohje (kulla), kurse me pompat tjera uji i ftohur nga kullat transportohet përsëri në procesin teknologjik.

3. Sipas shkallës së sigurisë gjatë punës stacionet e pompave ndahen në:

Klasa I – stacionet e pompave të cilët nuk është e lejuar ndërprerja e punës së agregatit për shkak se shkakton dëmtime të pajisjes ose e rrezikon procesin teknologjik. Në këto stacione të pompave ekzistojnë më së paku dy agregat të pompave edhe gjatë defektit të njërit automatikisht kyçet agregati rezervë. Po ashtu stacionet e pompave janë të siguruar me agregatet e vetë për rrymë elektrike që kyçen gjatë ndërprerjes së furnizimit të rregullt. Me këto agregat janë të siguruar të gjitha kapacitetet strategjike.

Klasa II – stacioni i pompës të cilët janë të lejuar ndërprerje të vogla të punës së agregatit të pompës, derisa kyçen agregatet rezervë. Me këto agregat janë të siguruar të gjitha stacionet e pompave për furnizim me ujë teknik ose për pije.

Klasa III – stacioni i pompës në të cilin është e lejuar ndërprerja me punë e agregatit të pompës gjatë kohës së riparimeve, por ndërprerja mos të zgjasë më shumë se 24 orë.

Me këto agregat janë të siguruar stacionet e pompave për ujitje dhe pompat industriale për ujë sanitarë.

4. Sipas vendqëndrimit stacionet e pompave paraqiten:

- mbi sipërfaqen e tokës (stacioni dhe objekti i sajë janë mbi tokë),
- stacione të pompave të grupuara (stacioni i pompës nën sipërfaqen kurse objekti nën tokë)
- stacione të pompave nëntokësore (stacioni dhe i tërë objekti janë nën tokë)

5. Sipas mënyrës së drejtimit stacionet e pompës ndahen në:

- drejtim me anë të dorës (kyçja dhe ç'kyçja e agregatit me anë të dorës)
- grupi i stacionit të pompave gjysmë-automatike të cilët (kyçja dhe ç'kyçja) e pompës së agregatit realizohet në mënyrë automatike por urdhri jepet nga vendi për drejtim,
- drejtimi në distancë (telekomandë) i stacionit të pompave të cilët kyçja dhe ç'kyçja e agregatit realizohet në mënyrë automatike, kurse urdhëresa jepet nga vendi komandues në distancë dhe
- stacioni i pompave automatike ku të gjitha funksionet për punë të pajisjes realizohen plotësisht në mënyrë automatike.

AGREGATET DHE ARMATURA TE STACIONET E POMPAVE

Shpërndarja e agregatit dhe armaturës te stacioni i pompave duhet t'i plotësoj këto nevoja themelore:

1. Siguri në objekt,
2. Shërbim i thjeshtë dhe siguri gjatë punës,
3. Gjatësi minimale e tubit me armaturë të domosdoshme dhe
4. Mundësi për zgjerim të stacionit të pompave.

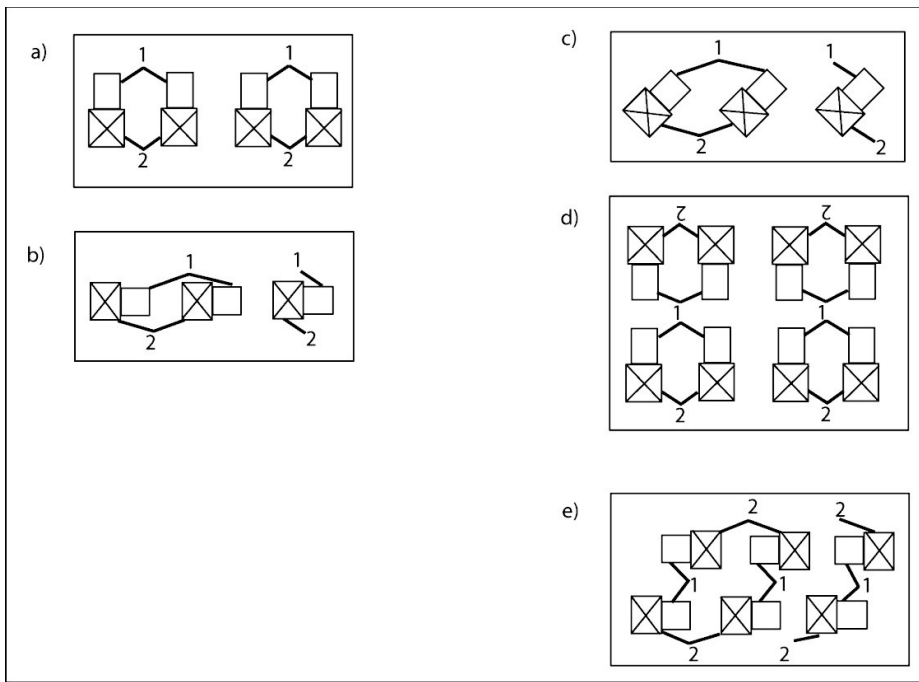


Fig. 89 Skema e shpërndarjes së agregatit në stacionet e pompave

Praktikohen pesë skema kryesore për renditjen e agregateve në stacionet e pompave dhe atë:

- a) Njëradhëshe me renditje paralele, fig. 89a
- b) Njëradhëshe me renditje serike, fig. 89b
- c) Njëradhëshe me renditje të pjerrtë, fig. 89c
- d) Dyradhëshe me renditje paralele, fig. 89d
- e) Dyradhëshe me renditje alternative (zik-zak), fig. 89 e.

Kyçja e sistemit hidraulik për furnizim të pompave me ujë mund të realizohet në dy mënyra, fig. 90:

1. Të realizohet instalim i posaçëm për çdo pompë, ose
2. Të sillet tub i përbashkët për të gjitha pompat. Zgjedhje më e mirë është tub thithës i posaçëm për çdo pompë, si që është paraqitur në fig. 90a. Por shpesh aplikohet edhe zgjedhja me tub për thithje të përbashkët, për të gjitha pompat, si në fig 90b. Te zgjedhja me tub për thithje të përbashkët duhet pasur parasysh që hyrja e ujit në pompë të jetë pa paraqitjen e kavitacionit dhe ngarkesa e pompave në sistem të jetë i njëjtë për çdo pompë. Renditja e agregatëve në stacionin e pompës realizohet sipas standardit të caktuar. Shpërndarja duhet të sigurojë shërbim të përshtatshëm dhe të sigurt të agregatit, mundësi për montim dhe demontim të pjesëve të ndryshme, riparimet e vogla dhe testimi i agregatit në vend pune. Për këtë shkak shpërndarja e agregateve duhet të sigurojë qasje të lirë nga të gjitha anët.

Standardet parashohin renditje njëradhëshe të agregateve të stacionit të pompave të vogla dhe të mesme, kurse renditja dyradhëshe te stacionet e pompave të mëdha, me shumë pompa dhe agregate të pompave të mëdha.

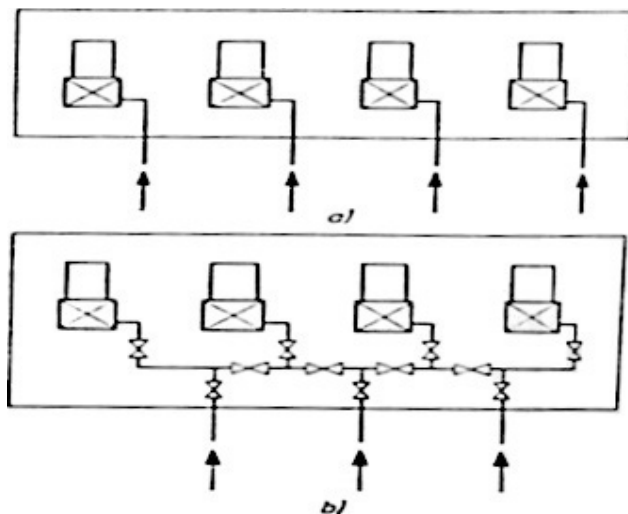


Fig. 90 Tubi thithës a) i posaçëm për çdo pompë; b) tubi i përbashkët

Armatura është e rëndësisë së madhe për çdo sistem hidraulik për shkak se siguron operim të sigurt dhe të qetë dhe komandim me sistemin dhe agregatin. Armatura që më së shumti përdoret është: shporta thithëse e ndërtuar me valvulë jokthyese, llojet e ndryshme të valvulave (rrjedhëse, jokthyese, të sigurisë, mbyllëse), llojet e ndryshme të shpërndarësve dhe instrumenteve matëse.

Shporta thithëse montohet në fillim të tubit thithës dhe ka për detyrë të pengon depërtimin e mbeturinave të mëdha ose papastërtive në atë. Uji depërton në shportë nga të gjitha anët nëpër vrima, kurse për punë të sigurt të pompës, shporta duhet të jetë çdo herë e zhytur në ujë. Para kyçjes së motorit ngasës te pompat centrifugale është e njohur që duhet të mbushet tubi thithës me ujë. Që të mbahet uji në tub, në shportën thithëse duhet të ketë të ndërtuar valvul jokthyese që lejon vetëm depërtim të ujit nga pusi në tubin thithës. Kjo valvul hapet vetëm kur presioni në tubin thithës është më i vogël nga presioni hidrostatik i ujit në rezervuar (pus), e kjo është e mundur vetëm kur pompa do të punojë.

Te pompat e mëdha centrifugale nuk përdoret shporta thithëse për shkak se ajo do të jetë shumë e rëndë (masive), e shtrenjtë dhe do të përfshijë shumë hapësirë në pus, kurse derdhja e atyre pompave realizohet me vakupompë ose ejektorë.

Sipas mënyrës së kyçjes së tubit valvulat ndahen në: valvula me flanshe (skaj), me filetë ose me saldim. Te stacionet e pompave përdoren vetëm valvulat me flanshe, për montim dhe demontim më të lehtë. Për shkak se stacionet e pompave janë sisteme të përbëra, te ato mund të përdoren të gjitha llojet e valvulave (e sigurisë, rrjedhëse, jokthyes) dhe shpërndarës.

OPERIMI (DREJTIMI) ME STACIONET E POMPAVE

Stacionet e pompave janë objekte energjetike të interesit të veçantë dhe për këtë shkak operimi me to është punë me përgjegjësi. Organizimi i punës në objektet energjetike realizohet sipas Rregullores për punë që e përgatit organi profesional i qeverisë në çdo shtet. Rregullorja e punës së objekteve energjetike është e përshtatshme edhe sipas standardeve ndërkombëtare për objekte energjetike. Sipas kompleksitetit të detyrave punuese dhe përgjegjësisë së punës, operimi (drejtimi) me stacionet e pompave u besohet vetëm personave profesional me përvojë të caktuar dhe të dhënin e provimit profesional.

Rregullorja parasheh dy vende të punë për operues direkt, me arsimim profesional të definuar dhe të dhënin e provimit profesional:

- a) operues me pompa fuqia e të cilës është deri 184 kW (250 KS) dhe
- b) makinist për stacionet e pompave që mund pavarësisht të operoj me stacionet e pompave dhe të gjitha llojet e pompave.

Operuesi (drejtuesi) me pompa duhet të ketë të mbaruar arsimimin trevjeçarë nga drejtimi i makinerisë (bravëpunues, metalpunues, metalgdhendës, instalues i ujit ose mekanik). Përveç arsimimit duhet të ketë edhe përvojë praktike prej një vit e gjysmë në procesin e prodhimit ose riparimit të pompave, e më pas nën mbikëqyrjen profesionale për një periudë prej gjashtë muajsh i nënshtrohet provimit praktik për operim me pompa.

Makinist par stacione të pompave mund të jetë person që ka arsimin trevjeçarë nga drejtimi i makinerisë (bravëpunues, metalpunues, metalgdhendës, instalues i ujit ose mekanik). Përveç arsimimit duhet të ketë edhe përvojë praktike prej tre vite në procesin ku prodhohen ose riparohen pompat, e më pas nën

mbikëqyrjen profesionale për një periodë prej gjashtë muajsh i nënshtrohet provimit praktik në stacionin e pompës me fuqi përkatëse.

Provimi profesional kalohet para komisionit për provim që e emëron organi përkatës i qeverisë (Sekretariati për energjetikë), dhe përmban numër të caktuar të provimeve dhe atë:

Operatori (drejtuesi) me pompa duhet të ketë njohuri nga këto lëmi:

1. Rregullat teknike dhe mbrojtja gjatë punës,
2. Teknologjia e përpunimit dhe fizikë,
3. Bazat e elektroteknikës,
4. Pompat dhe pajisjet e pompave.

Makinist për stacionet e pompave duhet të tregojë njohuri nga këto lëmi:

1. Organizimi i punës,
2. Rregullat teknike dhe mbrojtja gjatë punës,
3. Fizikë,
4. Bazat e elektroteknikës,
5. Teknologjia e ujit
6. Pompat dhe pajisjet e pompave.

Pas dhënies së provimit profesional kandidati mund të punësohet në stacionet e pompave në vendin përkatës të punës.

LËSHIMI NË PUNË DHE PËRCJELLJA E PUNËS SË STACIONEVE TË POMPËS

Për eksploitim normal të stacioneve të pompave kontrollohen disa parametra (temperatura, presioni, madhësia e prurjes, shpejtësia e rrymimit) dhe për këtë shkak përdoren instrumente të ndryshme për matje dhe përcjellje të punës. Kushtet bashkëkohore për punë imponojnë që kontrolli i të gjitha parametrave të mos lejohet vetëm në faktorin njeri, për shkak se nuk garanton siguri të madhe, efikasitet dhe punë të qetë. Për shkak të sigurisë më të madhe gjatë përcjelljes së punës së stacioneve të pompave, praktikohet aplikimi i gjerë i pajisjeve nga telemekanika dhe teknika e rregullimit në sistemet për përcjellje automatike të punës së stacioneve të pompave.

Te stacionet punuese mund të automatizohen:

1. Procedura të caktuara (kycja automatike e motorit ngasës të pompave varësisht nga niveli i ujit në pus – rezervuar). Ky automatizim aplikohet kur të gjitha procedurat ndodhin në një repart ose fabrikë komplekse dhe automatizimi mund të realizohet në mënyrë individuale ose në grupe – për disa procedura.

2. Automatizimi i tërë repartit (pajisjes për pastrim të ujit).

Automatizimi i repartit pas repartit (hap pas hapi) aplikohet te sistemet e mëdha për të cilët automatizimi i tërësishëm është projekt i madh, investim i lartë dhe i shtrenjtë.

3. Tërë sistemi hidraulik (sistemi për rrjetin e ujit të një qyteti).

Automatizimi i rrjetit të ujësjellësit për një vendbanim si zgjidhje efektive, për shkak të disa faktorëve:

- rritja e qëndrueshmërisë së pajisjes në sistem,
- kursimi në mirëmbajtjen e sistemit,
- zvogëlimi i defekteve në sistem,
- zvogëlimi i të punësuarve për mirëmbajtjen e sistemit,
- zvogëlimi i harxhimeve për mirëmbajtje etj.

4. Sistemi regjional (sistemi i rrjetit për ujitje të regjionit), ky automatizim quhet automatizim qendrorë.

a) Sipas shkallës së automatizimit praktikohen dy forma, dhe atë: automatizimi i tërësishëm me të cilin faktori njeri kufizohet vetëm në mirëmbajtjen e pajisjeve,

b) Gjysmëautomatizimi me të cilat vlerat e lejuara të repartit rregullohen me anë të dorës në një interval kohorë të caktuar, kurse vlerat tjera të nevojshme transmetohen nëpërmjet elementeve me drejtim prej distancës (telekomandë).

Çdo automatizim kërkon vërtetimin e gjendjes së repartit me matjen ose sinjalizimin e vlerave të kufizuara të arritura dhe më parë të dhëna. Këto madhësi ndikojnë në pajisjen rregulluese, që automatikisht i rregullon vlerat e repartit të parapara dhe i transmeton me pajisje për dirigjim prej distance (telekomandë).

Instrumentet matëse për përcjellje të vlerave kufizuese kanë konstruksion të thjeshtë, dhe në çdo ndryshim reagojnë sigurt me një tolerancë të madhe të lejuar.

Pyetje për përforcim:

1. Si ndahen stacionet e pompave?
2. Sipas funksionit cilat stacione të pompave ekzistojnë?
3. Çka duhet të sigurojë renditja e agregateve në stacionet e pompave?
4. Cilat njohuri duhet që ti ketë operatori-drejtuesi me stacionet e pompave?
5. Çka mund të automatizohet te stacionet e pompave?
6. Cilat agregate përdoren te stacionet e pompave?
7. Çfarë armature ndërtohet të agregatet?
8. Kush mund të jetë operatorë në stacionet e pompave?
9. Cilat njohuri duhet që ti ketë makinisti?
10. Kush e jep Rregulloren për punë të stacioneve punuese?

III. QARKU THEMELORË HIDRAULIK

1. QARKU HIDRAULIK, KONCEPTI DHE NDARJA

Qarku hidraulik paraqet skemën në të cilën me ndihmën e simboleve paraqiten elementet e repartit hidraulik dhe lidhjet funksionale të tyre në një tërësi. Paraqitja simbolike e elementeve rregullohet me standardet (ISO, DIN, GOST, JUS, MKD...) që sigurojnë tejkalimin e barrierave gjuhësore për kuptimin e ndërsjellët ndërmjet njerëzve nga e tërë bota. Simbolet përbëhen prej rrashëve, katrorëve, kënddrejtëve, vijave dhe shigjetave. Çdo simbol e paraqet elementin që e prezanton, si dhe funksionin e tij. Në skema qarqet hidraulike paraqiten në gjendje të qetësisë, kurse komponentët dhe pajisjet në pozitën zero ose në pozitën fillestare të drejtimit.

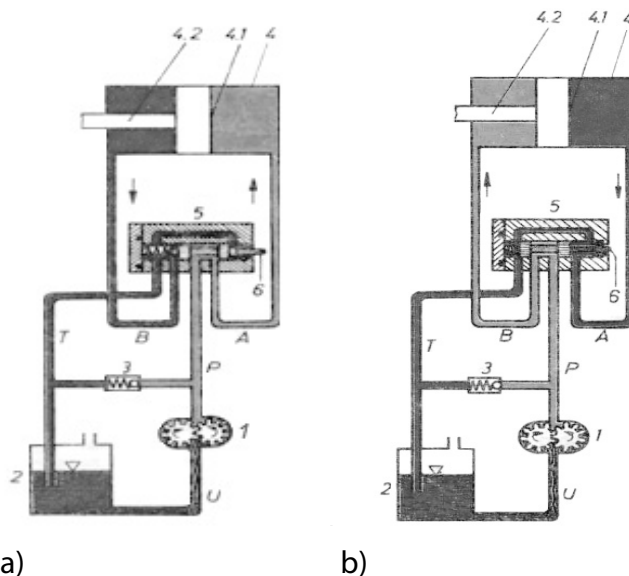


Fig. 91 Qarku hidraulik për cilindrin punues me veprim të dyanshëm

Simbolet mund të paraqiten në përpjesë të çfarëdoshme. Puna e sistemit hidraulik përbëhet në atë që pompa pranon energji mekanike nga motori ngasës dhe ja dorëzon lëngut punues si energji hidraulike (energji të presionit dhe energji të lëvizjes). Nëpërmjet tubit, elementet drejtuese dhe elementet tjera energjinë hidraulike të lëngut punues e transmetojnë deri te elementet ekzekutuese (hidromotori ose cilindri hidraulik), ku përsëri shndërrohet në energji mekanike, me të cilën realizohet puna e caktuar.

Skema funksionale e paraqet përbërjen dhe mënyrën e funksionimit të sistemit hidraulik. Elementet (pjesët) hidraulike prezantohen me simbole, që ndërmjet veti lidhen me vija që i paraqesin tubat. Tubi thithës, shtytës, kthyes dhe derdhës paraqiten me vijë të plotë, kurse tubat drejtues me vija të ndërprera. Në fig. 91a është paraqitur sistemi hidraulik i thjesht, kurse në fig. 91b skema e tij funksionale. Në skemë janë paraqitur këto pjesë: 1-pompa, 2-rezervuari, 3-valvula siguroese, 4-cilindri hidraulik me veprim të dyanshëm, 4.1-pistoni, 4.2-leva pistonike, 5-shpërndarësi pistonik 4/3, 6-pistoni i shpërndarësit hidraulik, U-tubi thithë, P-tubi shtytës, A dhe B-tubi i shpërndarësit deri te cilindri punues dhe T-tubi kthyes. Pompa 1 thithë lëng punues nga rezervuari 2 dhe me ndihmën e tubit shtytës nëpërmjet shpërndarësit hidraulik 5 e shtyjnë deri te cilindri punues 4. Valvula siguroese 3 e kufizon presionin punues dhe e mbrojnë sistemin hidraulik nga tejngarkimi. Kur presioni punues e tejkalon vlerën e lejuar, hapet valvula siguroese dhe tërë sasia e lëngut që e dërgon pompa kthehet në rezervuar nëpërmjet tubit derdhës. Kahjen e lëvizjes të pistonit 4.1 dhe levës pistonike 4.2 nëpër cilindrin punues 4 e cakton shpërndarësi pistonik 5 me ndihmën e pistonit 6. Nëse pistoni 6 zhvendoset në shpërndarësin djathtas, lidhet tubi P me A dhe lëngut punues e mbush cilindrin

punues nga ana e djathtë (para ballit të pistonit 4.1) dhe leva pistonike del nga cilindri punues.

Lëngu punues që gjendet nga ana e majtë e pistonit (nga ana e levë pistonike) nëpërmjet tubit B, shpërndarësit 5 dhe tubit kthyes T kthehet në rezervuarin 2. Nëse zhvendoset pistoni 6 në shpërndarësin 5 në anën e majtë, atëherë lidhen tubat P me B dhe lëngu punues nga pompa 1 orientohet nga ana e majtë e cilindrit punues (nga ana e levës pistonike), e shtyjnë pistonin 4.1 djathtas, kurse leva pistonike tërhiqet në cilindrin punues. Lëngu punues që gjendet para ballit të pistonit 4.1 nëpërmjet tubit A kthehet në shpërndarësin 5 dhe tubit kthyes T kthehet në rezervuarin 2.

Në praktikë më së shumti përdoren:

- qarku hidraulik për transmetim të fuqisë,
- qarku hidraulik për rregullim të shpejtësisë dhe
- qarku hidraulik për rregullim të presionit.

Funksionimi i qarqeve hidraulike më së miri mund të analizohet me shembuj konkret.

2. QARQET HIDRAULIKE PËR TRANSMETIM TË FUQISË

Vizatimi me simbole të qarqeve hidraulike për transmetim të fuqisë ka aplikim më të gjerë në praktikë. Në fig. 92 është paraqitur qarku i thjeshtë hidraulik për transmetim të fuqisë nga pompa hidraulike e dorës 1 deri te cilindri hidraulik 2 me veprim të njëanshëm. Pompa 1 thithë lëng punues nga rezervuari 3 nëpërmjet filtrit 4 dhe valvulës jokthyese 5, kurse nëpërmjet valvulës shtytëse jokthyese 6 e shtyjnë lëngun në cilindrin punues 2. Valvula mbyllëse 7, që është me drejtim të dorës, shërbejë për shkarkimin e cilindrit punues 2. Në momentet e tejpgarkimit të cilindrit punues, një pjesë e lëngut punues, nëpërmjet valvulës mbyllëse 7 mund të kthehet në tubin thithës të pompës.

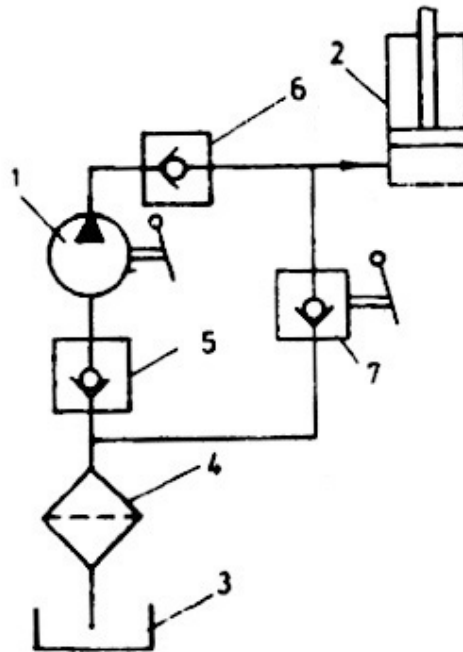


Fig. 92 Qarku hidraulik për transmetim të fuqisë me pompë të dorës

Në fig. 93 është paraqitur *qarku hidraulik për transmetim të fuqisë*, ku cilindri punues me veprim të dyanshëm 6 është i lidhur me pompën 2 nëpërmjet shpërndarësit 5. Pompa 2 nëpërmjet boshtit pranon ngasje nga motori 1, thithë lëng punues nëpërmjet tubit thithës 12 nga rezervuari 13 dhe e transmeton në tubin shtytës 4 kah cilindri punues 6. Në figurë është paraqitur se si lëngu punues nën presion, nëpërmjet shpërndarësit 5 (4/3 me drejtim të dorës), depërton në dhomën 7 dhe vepron në piston *duke e zhvendosur poshtë*. Gjatë kësaj lëvizje pistoni e shtyjnë lëngun nga dhoma e poshtme 8 që nëpërmjet kanalit kthyes 9 dhe filtrit 10 kthehet në rezervuarin 13. Kur do të arrijë pistoni në pozitën e tij kufitare të poshtme, që të realizohet lëvizje lartë, duhet që të ndryshohet pozita e shpërndarësit, si që është paraqitur në fig. 94a.

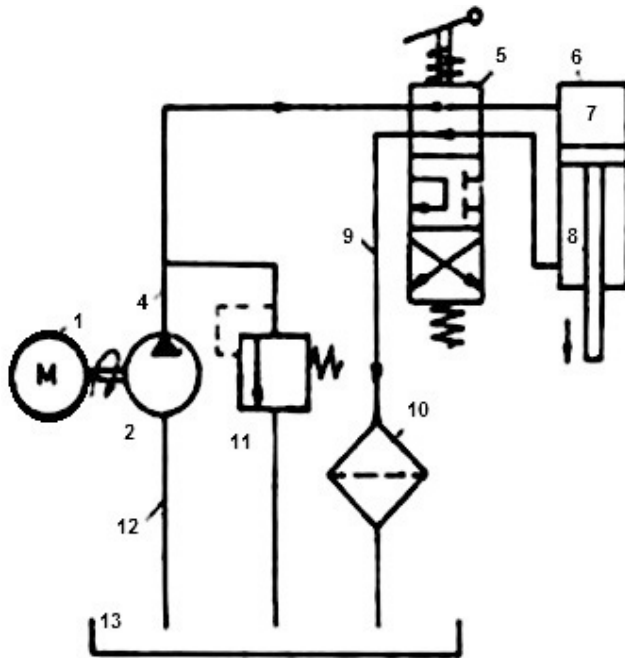
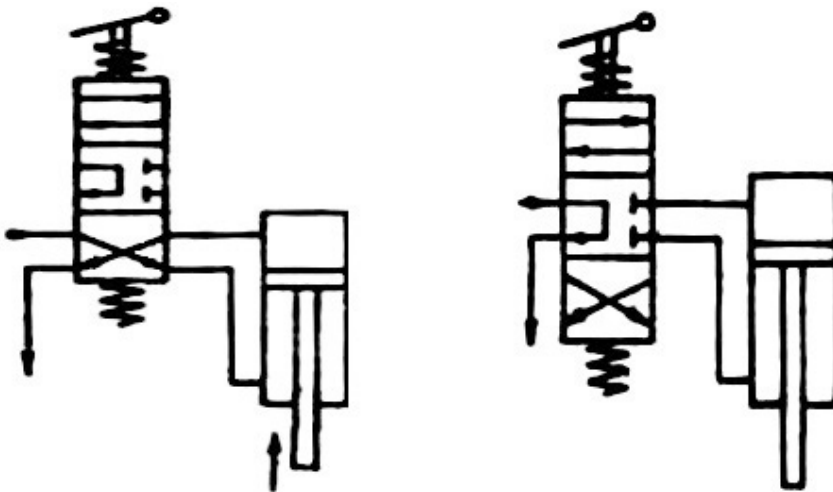


Fig. 93 Qarku hidraulik për transmetim të fuqisë me pompë me motor ngasës dhe shpërndarës (lëvizja poshtë)



a) lëvizje lartë

b) fiksimi në një pozitë

Fig.94 Qarku hidraulik për transmetim të fuqisë

Në fig. 94a është paraqitur se si me ndryshime të vogla të sistemit hidraulik të paraqitur në (fig. 93), me zhvendosje të kanaleve shpërndarëse nga shpërndarësi hidraulik 5 lidhet dhoma 8 nga cilindri punues me tubin shtytës 4, kurse dhoma 7 me tubin kthyes 9, arrihet *lëvizje lartë*.

Në fig. 94b është paraqitur se si me konstruksionin e njëjtë në qarkun hidraulik për transmetim të fuqisë të paraqitur në fig. 93, arrihet *fiksimi* i pistonit në pozitën e dëshiruar. Në këtë pozitë qarkullimi i lëngut punues në dhomat 7 dhe 8 do të jetë e penguar për shkak se shpërndarësi është në pozitë të mbyllur, kurse tubi shtytës është i lidhur me tubin kthyes dhe lëngu punues kthehet në rezervuarin 13. Në këtë pozitë të shpërndarësit, pompa është e shkarkuar, kurse pistoni në cilindrin punues pushon (nuk lëviz). Valvula siguruuese 11 e mbron sistemin nga presioni i lartë dhe rritjeve të ngarkesave.

3. QARKU HIDRAULIK PËR RREGULLIM TË SHPEJTËSISË

Qarku hidraulik për rregullim të shpejtësisë fitohet kur në qarkun hidraulik për transmetim të energjisë shtohet (plotësohet) elementi për rregullimin e prurjes. Gjatë ndryshimit të shpejtësisë së rrymimit me rregullatorë të prurjes paraqiten humbje të mëdha energjetike dhe për këtë shkak kjo mënyrë e rregullimit aplikohet vetëm te sistemet me fuqi më të vogël. Për sistemet me fuqi më të madhe aplikohen pompat me prurje (rrjedhje) të ndryshueshme.

3.1 Në fig. 95 është paraqitur *rregullimi i shpejtësisë në të dy kahjet* me ndihmën e mbyllësit për rregullimin e prurjes (rrjedhjes). Në qarkun hidraulik është i ndërtuar elementi 3 për mbylljen e rrjedhjes së lëngut nën presion në cilindrin hidraulik. Mbyllësi 3 lëshon në cilindrin hidraulik vetëm një pjesë të lëngut nënpresion, kurse lëngun e tepërt e kthen (orienton) në rezervuar. Në këtë mënyrë rregullohet shpejtësia e lëvizjes së pistonit në të

dy drejtimet (lartë dhe poshtë). Efektin i njëjtë do të arrihet nëse në atë vend të sistemit hidraulik ndërtohet rregullatorë i prurjes.

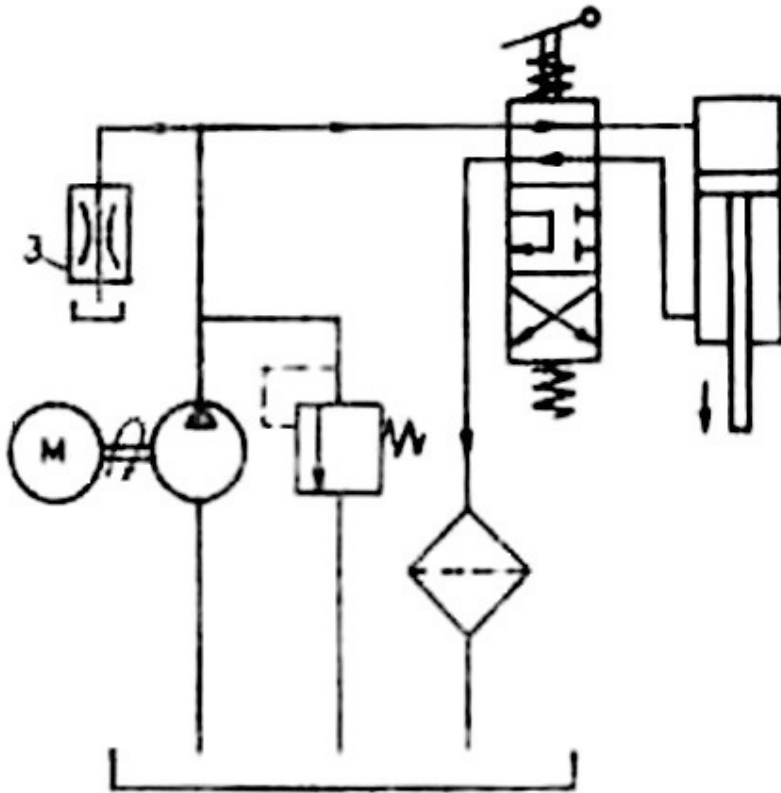


Fig. 95 Qarku hidraulik me rregullatorë të shpejtësisë në të dy kahjet

Në fig. 96 është paraqitur qarku hidraulik për rregullimin e shpejtësisë vetëm në një kahje (kur pistoni lëviz prej anës së majtë në të djathtë), me ndihmën e rregullatorit të prurjes 1. Për dallim nga skema e mëparshme të qarqeve hidraulike, këtu është vendosur manometri 2 pranë valvulës mbyllëse 3, kurse filtri 4 gjendet në fillim të tubit thithës të pompës.

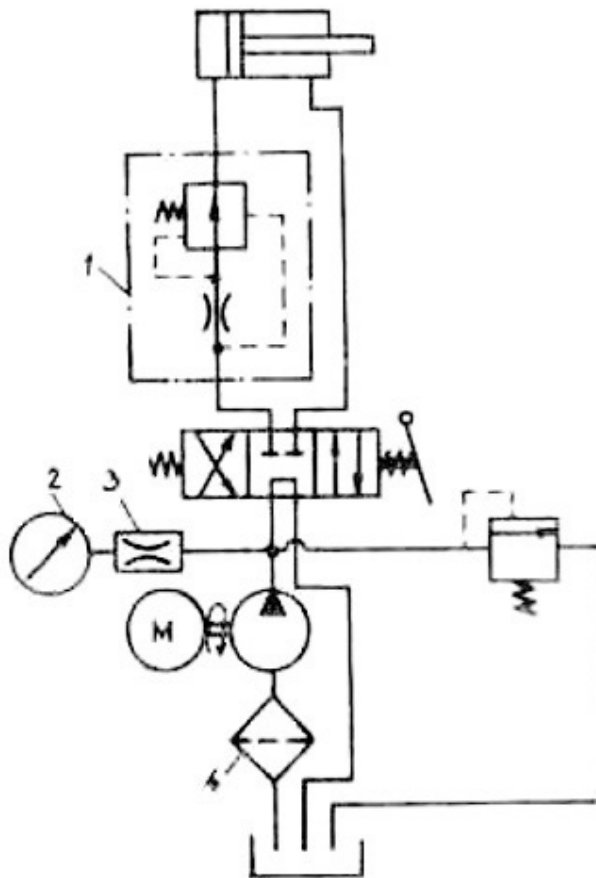


Fig. 96 Qarku hidraulik me rregullim të shpejtësisë në një kahje

3.2 Gjatë rregullimit të shpejtësisë në një kahje, rregullatori i prurjes mund të jetë i vendosur në të ashtuquajturën "by pass" tubin, si në fig. 97. Në këtë rast rregullohet madhësia e shpejtësisë nga e majta në të djathtë, kurse në kahjen e kundërt jo.

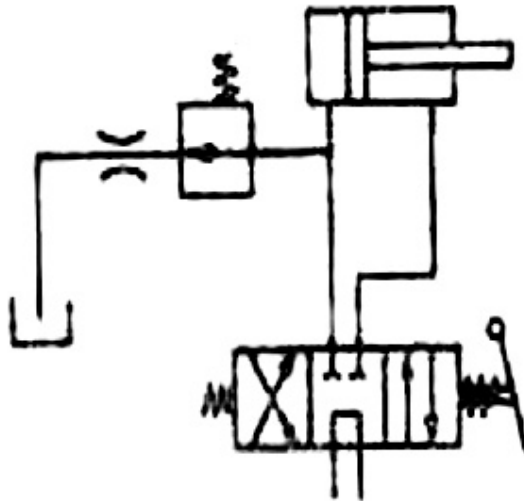


Fig. 97 Rregullimi i shpejtësisë në një kahje me vendosjen e rregullatorit në "by pass" tubin

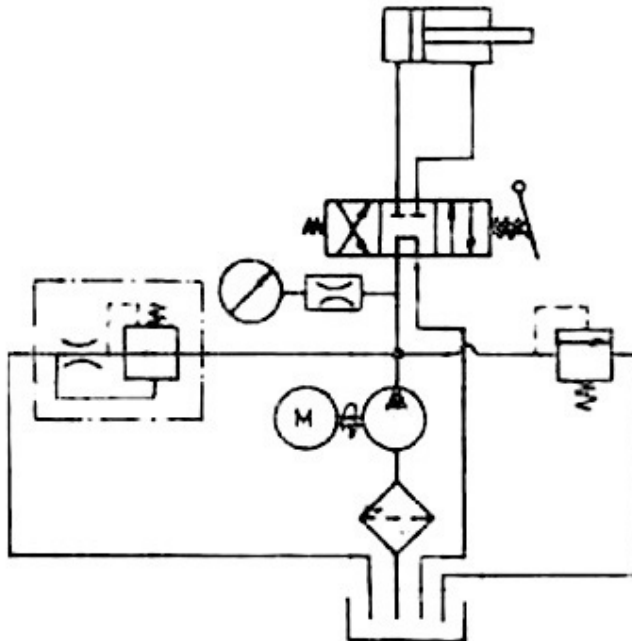


Fig. 98 Rregullimi i shpejtësisë në të dy kahjet me rregullatorë të prurjes në "by pass" tubin

3.3 Rregullimi i shpejtësisë në të dy kahjet mund të realizohet nëse rregullatori i prurjes vendoset para shpërndarësit në tubin shtytës, fig. 98. Me rregullimin e prurjes në tubin shtytës dhe kthyes, nëpërmjet shpërndarësit 4/3 me drejtim të dorës, rregullohet madhësia e shpejtësisë së lëvizjes së pistonit në të dy kahjet.

3.4 Në fig. 99 është paraqitur *qarku hidraulik me ndryshim të shpejtësisë së lëvizjes me ndihmën e pompës me prurje të ndryshueshme*.

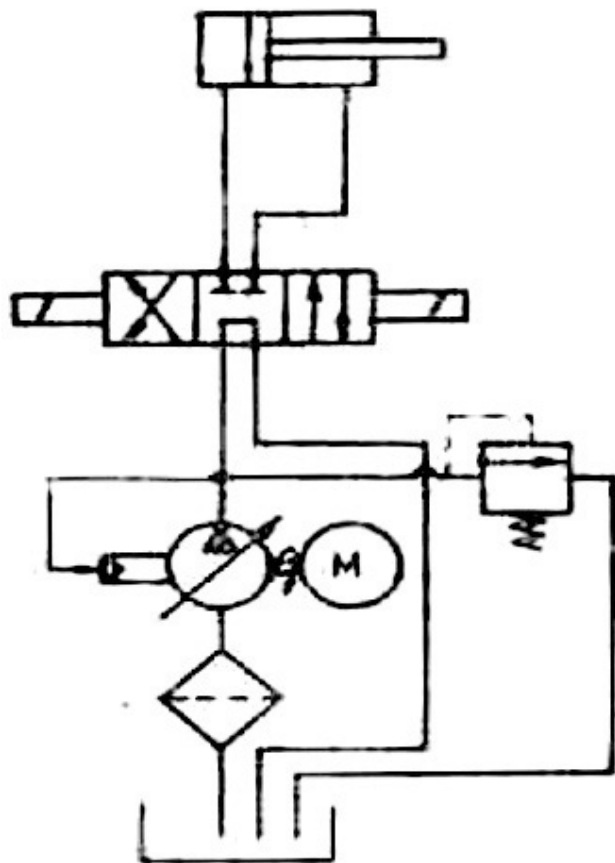


Fig. 99 Qarku hidraulik për ndryshim të shpejtësisë me ndihmën e pompës me prurje të ndryshueshme

Në praktikë aplikohen sisteme të posaçme në të cilin, përveç ndryshimit të fuqisë, mund të realizohet edhe ndryshimi i shpejtësisë së rrotullimit. Kjo realizohet me ndihmën e një sistemi tjetër të konstruktuar hidraulik që përbëhet nga pompa, motori, tubave, vakuolave dhe elementeve të tjera të ndërlidhur në sistemin hidraulik frenues (bllokues). Në praktikë aplikohen dy lloje të sistemit frenues, dhe atë:

- Sistemi frenues i hapur për lëvizjen rrethore
- Sistemi hidraulik frenues i mbyllur

3.5 Sistemi hidraulik frenues i hapur për lëvizjen rrotulluese, fig. 100 përbëhet nga pompa rregulluese 1, që thithë lëng punues nga rezervuari i hapur dhe e dërgon kah motori hidraulik 2. Ky lëng e lëviz motorin hidraulik 2, e pastaj kthehet në rezervuar, ku qetësohet dhe ftohet. Në tubin ndërmjet pompës 1 dhe motorit 2 montohet valvula siguruese 3, që hapet vetëm kur motori do të tejkarkohet e për këtë shkak presioni i lëngut punues do të rritet mbi kufirin e lejuar. Numri i rrotullimeve të motorit mund të rregullohet me ndihmën e pompës 1 që mund të ndryshojë sasinë e lëngut punues kah motori hidraulik.

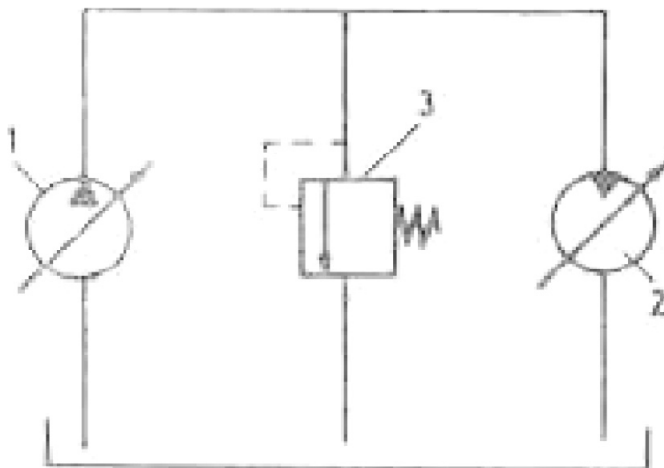


Fig. 100 Sistemi i hapur frenues rregullues

Hidromotori 2 mund të jetë edhe pa rregullues, nëse nuk është e nevojshme zonë e gjerë për rregullim të numrit të rrotullimit.

3.6 Te sistemi hidraulik frenues i mbyllur fig. 101 pompa 1 dërgon lëng punues te motori hidraulik 2, e prej tij lëngu kthehet në tubin thithës të pompës, ashtu që lëngu vazhdimisht rrotullohet në rreth të mbyllur. Si edhe te sistemi i mëparshëm, motori hidraulik mund të jetë me ose pa rregullues, varësisht nga numri i rrotullimeve.

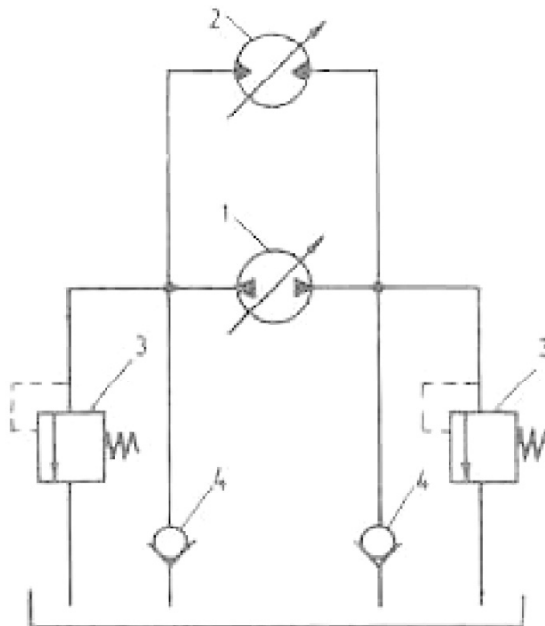


Fig. Sistemi hidraulik frenues i mbyllur

Nëse pompa mund të punojë në dy kahje, atëherë motorit hidraulik përveç rregullimit të numrit të rrotullimeve mund t'i ndryshohet edhe kahja e rrotullimit. Për shkak se në këtë rast tubat që e lidhin pompën me motorin në mënyrë alternative do të jenë edhe të dy të shtypur, nga të dy anët e motorit duhet të ndërtohen valvula siguroese 3, si që është paraqitur në figurë. Valvulat jokthyese 4 shërbejnë për plotësimin e sistemit me lëng nëse në tuba paraqitet nënpresion për shkak të humbjeve të ndryshme të

lëngut. Rezervuari direkt nuk merr pjesë në punën e sistemit por në atë mbledhet lëngu, kurse sipas nevojës shërbejnë edhe për plotësimin (rimbushjen) e sistemit.

4. QARKU HIDRAULIK PËR RREGULLIMIN E PRESIONIT

Rregullimi i presionit në qarkun hidraulik aplikohet kur në sistem është e nevojshme që presioni në lëngun punues duhet të ketë minimum dy ose më shumë vlera të caktuara. Në fig. 102 është paraqitur qarku hidraulik për rregullimin e presionit punues.

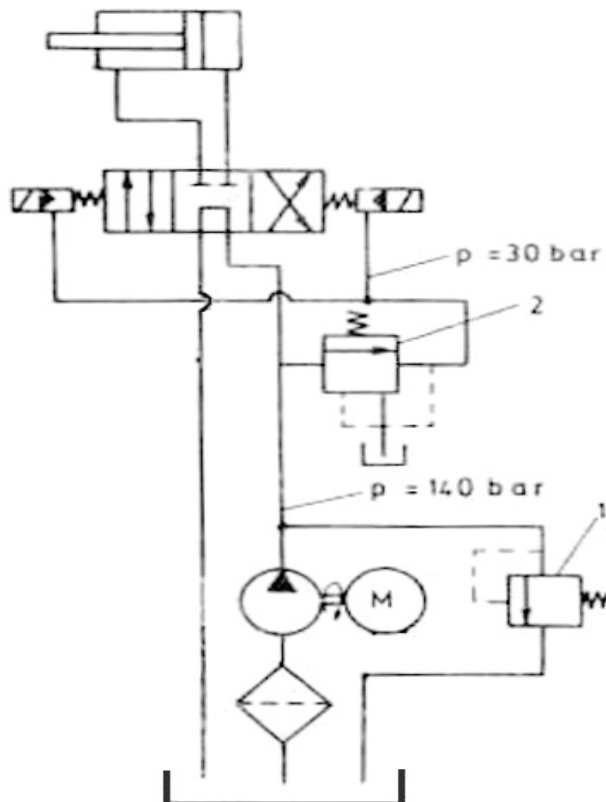


Fig. 102 Qarku hidraulik me dy presione të ndryshme (presioni punues dhe drejtues)

Në qarqet e mëparshme hidraulike presioni i lëngut punues ishte me vlerë konstante dhe valvulat sigurose e kufizojnë presionin. Nëse në qarkun hidraulik është i nevojshëm presion i lartë punues edhe presioni më i ulët për drejtim hidraulik (si te shpërndarësit me drejtim hidraulik), atëherë vendosen dy kufizues të presionit. Kufizuesi i presionit 1 siguron presion punues në pjesën ekzekutuese (cilindri hidraulik me veprim të dyanshëm), për shembull $p_1=140$ [bar], kurse kufizuesi 2 siguron presion më të ulët për drejtim $p_2=30$ [bar].

IV. TURBINA HIDRAULIKE

Për shkak se në kapitullin e IV janë përpunuar turbinat, në mësimin zgjedhorë janë dhënë disa detyra të zgjedhura mbi problem-matikën e turbinave.

Detyra 1. Vrushkulli i ujit me prurje $Q=200$ [l/s] del nga vrushkulla me shpejtësi $v_0=10$ [m/s] dhe godet në lopatat e turbinës së Peltonit (fig. 103). Nga lopata vrushkulli del nën këndin $\beta=170^\circ$ shkallë. Nëse neglizhohen humbjet hidraulike, është e nevojshme të përcaktohet se me cilën shpejtësi këndore të rrotullimit ω , fuqia e turbinës P do të arrijë vlerën më të madhe si edhe vlerën e fuqisë maksimale që do të zhvilloj kjo rrotë. Distanca nga aksi i rrotullimit deri te qendra e presionit të rrymimit është $R=250$ [cm].

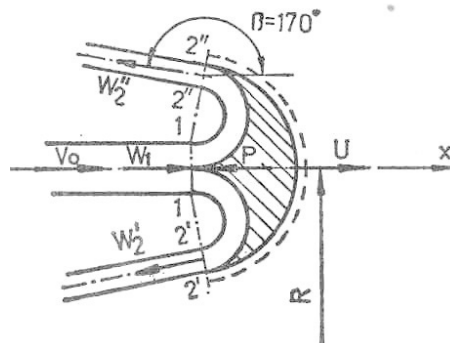


Fig. 103

Zgjidhje:

Shpejtësia e qarkullimit në qendrën e lopatës është:

$$U = R \cdot \omega$$

Shpejtësia relative e vrushkullit gjatë prekjës me lopatën është:

$$w_1 = v_0 - u$$

dhe përputhet me drejtimin e shpejtësisë v_0 dhe u .

- Për rastin kur fërkimi neglizhohet:

$$w_1 = w_2 = w$$

- Fuqia e reaktionit llogaritet sipas barazimit:

për shkak se: $P = \rho \cdot Q \cdot w (1 - \cos \beta) = \rho \cdot Q (v_0 - u) \cdot (1 - \cos 170^\circ)$
 rrjedh: $\cos (180 - \alpha) = \cos (180 - 10) = - \cos 10^\circ$
 $P = \rho \cdot Q (v_0 - u) (1 + \cos 10^\circ)$

- Fuqia e turbinës P_t llogaritet sipas barazimit:

$$P_t = P \cdot u = \rho \cdot Q (1 + \cos 10^\circ) (v_0 - u) u.$$

Sipas tabelës, fuqia maksimale fitohet gjatë raportit

$$\text{gjagjesisht } \frac{u}{v_0} = 0,5; \text{ gjegjesisht } u = 0,5 \cdot v_0$$

d.m.th. gjatë $\omega = \frac{u}{R} = \frac{0,5 \cdot v_0}{0,5} = \frac{0,5 \cdot 100}{0,5} = 100 \text{ [s}^{-1}\text{]}.$

Numri optimal i rrotullimit është:

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 100}{3,14} = 955,4 \text{ [min}^{-1}\text{]}$$

- Fuqia maksimale është:

$$P_t = \rho \cdot Q (1 + \cos 10^\circ) (v_0 - 0,5 \cdot v_0) \cdot 0,5 \cdot v_0 = 0,25 \cdot v_0^2 \cdot \rho \cdot Q (1 + \cos 10^\circ) =$$

$$= 0,25 \cdot 100^2 \cdot 1000 \cdot 0,2 (1 + 0,9848) = 992400 \text{ [w]} = 992,4 \text{ [kW]}.$$

Detyra 2: Shpejtësia e qarkullimit të një pjese të lopatës është $u=6 \text{ [m/s]}$, kurse shpejtësia absolute e ujit gjatë hyrjes $v_0=15 \text{ [m/s]}$. Këndet e lopatës në hyrje dhe dalje janë të dhënë në fig.77 (faq.146). Duhet të caktohet:

1. Këndi α nën të cilin duhet të orientohet vrshkulli i ujit që të mos vjen deri te goditja e lopatës.
2. Fuqia që e jep uji lopatës, nëse prurja është $Q=10 \text{ [l/s]}$.
3. Shkalla e dobishme e veprimtimit η të rrotës me lopata.

Zgjidhje:

Nga trekëndëshat e shpejtësive në hyrje dhe dalje caktohet shpejtësia relative në hyrje nëpërmjet lopatës $w = w_1 = w_2$ (fig.105), dhe shpejtësia absolute në dalje të lopatës v_3 (fig. 106).

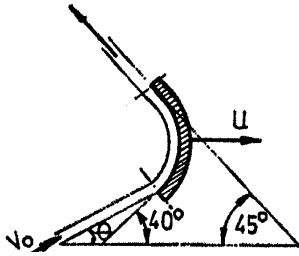


Fig. 104

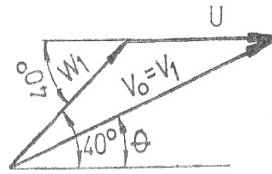


Fig. 105

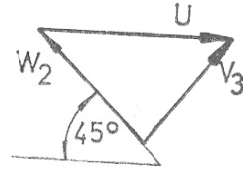


Fig. 106

1. Nga teorema e Kosinusit rrjedh zgjedhja për këndin α :

Fitohet: $\cos \alpha = 0,9067$, gjegjësisht $\alpha = 25^\circ$

2. Fuqinë që e jep uji lopatave është:

$$P = R \cdot u$$

R – forca me të cilën uji godet në lopata, gjegjësisht:

$$R = \rho \cdot Q (w_1 \cdot \cos 40^\circ + w_2 \cdot \cos 45^\circ)$$

$$P = R \cdot u = 874,68 \text{ [W]}$$

3. Shkalla e shfrytëzimit të qarkut të lopatave caktohet nga barazimi për fuqi, gjegjësisht:

$$\eta = 2P / \rho \cdot Q \cdot v_0^2 = 0,777$$

Fuqia maksimale do të jetë për vlerën:

$$P_{\max} = 1/2 \cdot \rho \cdot Q \cdot v_0^2$$

Tabela 5.3

Numri spec. i rrotullimeve n_{s1} për një vrushkull	Fuqia e turbinës %			
	100	75	50	25
6	84.5	85.5	85.5	81
10	86.5	87.5	87.5	83
14	87.5	88.5	88.5	84
18	86.5	87.5	87.5	83
22	85	86.0	86.0	82
26	83	84.0	84.0	80.5
28	81	82.5	83	79.5
32	77.5	79.5	80	77.5

Vlerat orientuese të shkallës së shfrytëzimit të veprimit η të turbinës së Peltonit varësisht nga numri specifik i rrotullimit të një vrushkulli janë dhënë në tabelën 5.3.

Detyra 3. Është e nevojshme të zgjidhet turbina reaktive (radiale-aksiale Francisit) sipas parametrave njësi të njohur. Janë të njohur: lartësia llogaritëse (mundi) $H_u=60$ [m], mudi maksimal $H=67$ [m], (sipas të cilës realizohet zgjedhja e turbinës me parametrat njësi). Fuqia e turbinës $P_t=10\,000$ [kW], kurse $\eta=87\%$.

Zgjidhje:

$$Q=19.5 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

gjegjësisht

$$D_1=1.45 \text{ [m]}=145 \text{ [cm]}$$

Përvetësohet diametri i parë më i madh. Nëse përvetësohet i pari më i vogël d.m.th 140 [cm] atëherë nuk do të fitohej fuqia e kërkuar. Nga tabela 5.4, sipas madhësisë së mundit $H=67$ [m], për PO 75 fitohet $n_1=75$ [rrot/min] dhe për atë numër njësi llogaritet numri real $n=358$ [rrot/min].

Tabela 5.4

Treguesit	Lloji i turbinës							
	PO45	PO75	PO115	PO170	PO230	PO310	PO400	PO500
Mundi maksimal-H	45	75	115	170	230	310	400	500
Numri njësi optimal i rrotullimeve - n_1	80	70	70	70	65	60	60	58
Prurja njësi - Q_t	1300	1200	1150	950-650	650-420	420-280	240-200	200-150

Sipas numrit real (të vërtetë) të rrotullimeve $n=358$ [rrot/min], llogariten vlerat:

Për prurjen (rrjedhjen) reale: $Q=23.8$ [m³/s].

Për fuqinë reale $P=1220$ [kW].

Detyra 4. Është e nevojshme që të zgjidhet turbina e Peltonit, nëse munda i llogaritur është $H=450$ [m], fuqia, fuqia $P=2000$ [kW].

Zgjidhje:

1. Vërehet lloji i turbinë me një vrushkull. Sipas T.5.3 përvetësohet vlera $n_s=18$ [rrot/min] ku shkalla e shfrytëzimit të veprimit është shumë e lartë. Në rastin e dhënë $n_{s1}=n_s$. (Në tabelën 5.3 janë të dhënë vlerat orientuese të shkallë së shfrytëzimit të veprimit për turbinën e Peltonit varësisht nga numri i vrushkujve).

2. Përcaktohen gabaritet e turbinës nga barazimi për fuqin:

$$P_T=9.81 \cdot Q \cdot H \cdot \eta, \text{ gjegjësisht madhësia e prurjes}$$

$$Q=P_T/g \cdot H \cdot \eta=5.25 \text{ [m}^3/\text{s]}$$

(nga tabela përvetësohet) për $\eta=0.875$

- Prurja për një vrushkull: $Q=5.25/4=1.31$ [m³/s]
- Shpejtësia e vrushkullit para goditjes në lopatën punuese përcaktohet sipas barazimit:

$$v_0=\sqrt{2gH} \text{ gjegjësisht } v=91 \text{ [m/s]}$$

- Sipërfaqja e prerjes tërthore të rrymimit është:

$$A=Q/v_0=0.0144 \text{ [m}^2\text{]}$$

- Diametri $d_s=0.154$ [m]
- Diametri i vrushkullit është: $d=1.1 \cdot d_s=0.17$ [m]
- Shpejtësia më e përshtatshme e qarkullimit të rrotës punuese v_0 , që të sigurohet shkallë më e lartë e shfrytëzimit të veprimit, duhet të jetë diçka më vogël se gjysma e v_0 , d.m.th:

$$n=(0.43 \text{ deri } 0.47) \cdot v_0=42.3 \text{ [m/s]}$$

- Diametri i rrotës punuese do të jetë:

$$D=60 \cdot n/\pi \cdot m=60 \cdot 42.3/3.14 \cdot 452=1.788 \text{ [m]}.$$

Pyetje për përforsim:

1. Çka është turbina?
2. Si ndahen turbinat hidraulike?
3. Cili është ndryshimi ndërmjet turbinave aktive dhe reaktive?
4. Si ndahen turbinat e Peltonit sipas pozitës së boshtit?
5. Cilët janë pjesët përbërëse kryesore të turbinës së Peltonit?
6. Cilat karakteristika i njihni të turbinës së Peltonit?
7. Cilët rregullatorë i njihni?
8. Si llogaritet shkalla e shfrytëzimit veprues të turbinat?
9. Cilat humbje të fuqisë i njihni?
10. Si llogaritet veprimi reaktiv i vrushkullit?
11. Në cilin grup bien turbinat e Francisit?
12. Numëroni karakteristikat e turbinës së Peltonit dhe të Francisit?
13. Si dhe pse llogaritet numri specifik i rrotullimit?
14. Cili është numri specifik minimal i rrotullimit?
15. Çfarë roli ka difuzori të turbinat?
16. Çka është karakteristike për turbinën e Kapllanit?

Përfundim:

Kapitulli për turbinat hidraulike na informon për ndarjen e tyre, mënyrën e funksionimit, pjesët përbërëse dhe përdorimin. Njihemi me karakteristikat e turbinave hidraulike dhe si përcaktohet numri specifik i turbinave, cili është roli i rrotorit, difuzorit gjatë transformimit të energjisë hidraulike. Po ashtu njihemi me rregullimin dhe rregullatorët e turbinave hidraulike dhe në fund si zgjidhet lloji i turbinës.

LITERATURA

1. T. Bundalevski: "Mekanika e fluideve", Shkup 1992
2. M. Popov, S. Kosovac: "Hidraulika dhe pneumatika", Beograd, 1983
3. P. Janev "Teknika hidropneumatike", Shkup, 1996
4. M. Mirçevski: "Hidraulika dhe makinat hidraulike" 1 dhe 2 Shkup, 1981
5. S. Panovski: "Hidraulika dhe makinat hidraulike" Manastir, 1988
6. Grup autorësh: "Hidraulika e vajrave", Beograd, 1988
7. Mitroviq, P. Mitov, Z. Radojeviq: "Hidraulika dhe pneumatika", Beograd, 1983
8. P. B. Koval: "Hidraulika", Moskë, 1979
9. Zh. Jambroshiq: "Pompat dhe stacionet e pompave", Zagreb, 1977

P Ë R M B A T J A

I. POMPAT

NDARJA E PËRGJITHSHME E POMPAVE	1
1. Pompat vëllimore	3
1.1 Paraqitja konstruktive e pompave vëllimore	3
1.2 Pompat pistonike	4
1.2.1 Pompat pistonike me veprim të njëanshëm	7
1.2.2 Pompat pistonike me veprim të dyanshëm	9
1.2.3 Pompa pistonike diferenciale	12
1.3 Pompa pistonike radiale	15
1.4 Pompa pistonike aksiale	16
1.5 Pompa membranore	18
1.6 Pompa me dhëmbëzorë	19
1.7 Pompa me fleta (krah)	22
1.8 Pompat filetore	24
1.9 Lidhja dhe principi i punës së pompave	26
2. Turbopompat	28
2.1 Ndarja e turbopompave	28
2.2 Pompat centrifugale	29
2.3 Principi dhe funksionimi i pompës centrifugale njëshkallëshe	30

2.4 Parametrat themelorë të pompës me lopata	32
2.5 Fuqia dhe shkalla e shfrytëzimit të veprimit te pompat me lopata	35
2.6 Numri specifik i rrotullimit	36
2.7 Llogaritja e lartësisë së lejuar të thithjes	39
2.8 Kavitacioni	42
2.9 Rroli e rrotës shoqëruese	44
2.10 Kushtet e punës së pompës në rrjetin e tubave	45
2.11 Zgjedhja e pompës për kushtet e dhëna të punës	47
2.12 Shfrytëzimi i drejtë i pompës centrifugale	48
2.13 Lidhja serike e pompave centrifugale	49
2.14 Lidhja paralele e pompave centrifugale	51
2.15 Rregullimi i pompave centrifugale	53
2.16 Turbinat speciale	55
2.17 Mamut pompa	56
2.18 Injektori	59
2.19 Pajisja e hidroforit	61
2.20 Aplikimi i pajisjeve hidraulike	63
2.21 Llojet e pompave që aplikohen te pajisjet e hidroforit	64

II. PJESËT E TËRËSIVE HIDRAULIKE	69
1. Shtupuesi (hermetizuesi) dhe mënyra e hermetizmit	69
2. Konstruksioni dhe qëllimi i shpërndarësve hidraulik	72
3. Valvula për presion	76
4. Valvulat rrymore	84
5. Ndërprerësit elektrik – ndërprerëspresioni	89
6. Valvulat për orientim – valvulat jokthyese	91
7. Roli i motorëve dhe cilindrave hidraulik	93
7.1 Motorët me lëvizje rrethore	93
7.2 Motorët me lëvizje translatore	95
8. Filtrat	100
9. Rezervuarët hidraulik	102
10. Akumulatorët hidraulik	107
11. Tubat dhe pjesët lidhëse	110
12. Simbolet e komponentëve hidraulike	114
13. Pompa me prurje të ndryshueshme e lidhur me hidromotorin	117
14. Ndërtimi, hulumtimi dhe mirëmbajtja e sistemeve hidraulike	119

III. SHEMBUJ TË PARAQITJES SË SISTEMEVE HIDRAULIKE	126
1. Sistemi hidraulik i traktorit (buldozherit) T-120C.	126
2. Sistemi hidraulik për ngritje të platformës së TAM 4500	128
3. Sistemi hidraulik për rrotullimin e kupolës së tankut	130
4. Sistemi hidraulik i makinave për petëzimin e llamarinës	131
5. Sistemi për drejtim (ndryshimin) e lartësisë së aeroplanit	132
IV. TURBINAT (AKCIONIT DHE REAKSIONIT)	136
1. Ndarja e turbinave	136
2. Veprimi aktiv i prurjes rrymore	137
3. Paraqitjet konstruktive të turbinave të Peltonit	139
4. Pjesët përbërëse të turbinës së Peltonit	140
5. Princiipi i punës të turbinës së Peltonit	142
6. Karakteristikat e turbinës së Peltonit	143
7. Rregullimi i turbinës së Peltonit	144
8. Shkalla e shfrytëzimit të veprimit të turbinës	146
9. Humbjet e fuqisë të turbinat	147
10. Llogaritja e veprimit reaktiv gjatë rrjedhjes	149
11. Paraqitjet konstruktive e turbinës Francisit	151
12. Numri specifik i rrotullimit	153

13. Krahasimi i karakteristikave të turbinave të Peltonit dhe Francisit	155
14. Parametrat individual te turbinat	156
15. Rregullimi i turbinës së Francisit	157
16. Principi i punës së turbinës së Kapllanit	159
17. Rregullimi i turbinës së Kapllanit	161
MËSIMI ZGJEDHOR	164
I. POMPAT	164

Detyra për llogaritjen e:

- Kapacitetin e pompave pistonike
- Humbjet e energjisë
- Lartësia e energjisë
- Lartësia e lejuar e thithjes
- Fuqia e pompave
- Shkalla e shfrytëzimit të veprimit
- Zgjedhja e pompave

Trekëndëshat e shpejtësive	170
Barazimi kryesorë i pompës centrifugale	171
Ndikimi i formës së lopatave punuese te pompat centrifugale	173

II. PAJISJET E HIDROFORIT DHE STACIONET E POMPAVE

- Pajisjet e hidroforit janë përpunuar në kapitullim I (mësimi i rregullt)

1. Stacionet e pompave, llojet dhe ndarja	176
2. Agregatet dhe armatura te stacionet e pompave	178
3. Operimi (drejtimi) me stacionet e pompave	182
4. Lëshimi në punë dhe përcjellja e punës së stacioneve të pompës	184

III. QARQET THEMELORE HIDRAULIKE 187

1. Qarku hidraulik, koncepti dhe ndarja	187
2. Qarqet hidraulike për transmetim të fuqisë	189
3. Qarku hidraulik për rregullim të shpejtësisë	192
3.1 Rregullimi i shpejtësisë në një ose dy kahje	192
3.2 Rregullimi i shpejtësisë në një kahje -me "by pass"	194
3.3 Rregullimi i shpejtësisë në dy kahje me rregullatorë	196
3.4 Rregullimi i shpejtësisë me ndihmën e pompës me prurje të ndryshueshme	196
3.5 Sistemi rregullues frenues i hapur	197
3.6 Sistemi rregullues frenues i mbyllur	198
4. Qarku hidraulik për rregullimin e presionit	199

IV. TURBINAT HIDRAULIKE 201

Detyra me probleme nga lëmia e turbinave	
Literatura	207

