

## SINTEZA I PODEŠAVANJE PROSTOG REGULACIONOG KRUGA

### 4.1. UVOD

Činjenice izložene u prethodnim poglavljima su definisale objekat upravljanja, tehničke uslove na konturu upravljanja kao i strukturu prostog regulacionog kruga. Slijedi kao zadatak ovoga poglavlja da se riješi problem izbora i proračuna svih elemenata strukture na osnovu poznatih karakteristika objekta i tehničkih uslova. Taj problem se rješava u dva koraka.

1. Definišu se informacioni organ, servomotor i izvršni organ u potpunosti, bez ostavljanja bilo kakvih stepeni slobode za naknadno podešavanje prilikom puštanja regulacione konture u rad, kao i algoritam upravljanja kroz izbor zakona obrade signala regulacionog odstupanja u regulatoru uz ostavljanje stepeni slobode za podešavanje regulatora u drugom koraku.

2. Vršiti se proračun podešavanja stepena slobode regulatora, koji se prije puštanja konture u rad može provjeriti i tačnije podesiti modeliranjem, ili se tačnije podešavanje vrši tokom procedure puštanja konture u rad.

### 4.2. IZBOR INFORMACIONOG ORGANA

Informacioni organ, kao konvertor stvarne vrijednosti regulisane veličine  $y_s$  u signal regulisane veličine  $y$ , u idealnom slučaju bi trebao da ima

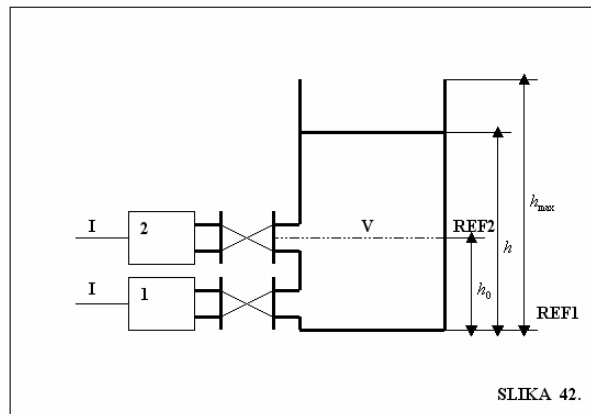
1. statičku karakteristiku, invarijantnu na životni vijek i promjenu ambijentnih uslova,
2. dinamičke parametre  $\tau$  i  $T$  jednake nuli, t.j. idealno brz odziv.

Naravno da je oba zahtjeva kod realnih informacionih organa nemoguće ostvariti, te se kao osnovni kriterijum postavljaju blaži zahtjevi koji se mogu opisati kao:

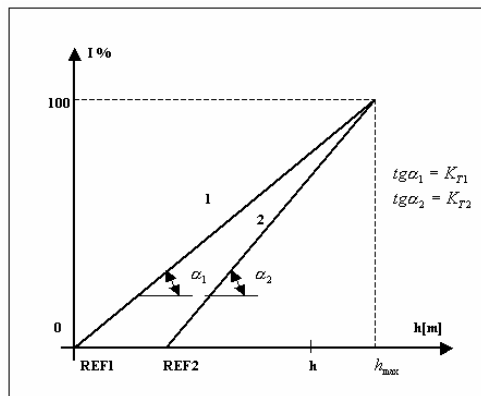
1. Statička karakteristika informacionog organa treba da bude što manje podložna uticaju ambijentnih uslova, da sačuva unutar unaprijed zadatih granica svoj oblik u toku životnog vijeka i da bude definisana unutar opsega mjerene veličine koju diktira režim rada objekta.
2. Dinamički parametri informacionog organa treba da budu što manji u odnosu na parametre objekta u čijoj se regulacionoj konturi nalaze.

Uslovi postojanosti statičke karakteristike na ambijentalne uslove i životni vijek se rješavaju konstrukcijom samog informacionog organa, a izbor opsega je stvar projektovanja te će ovdje biti detaljnije pokazana, na primjeru informacionog organa za mjerenje nivoa, sl. 42.

Informacioni organi 1 i 2 su jednaki po konstrukciji, sa razlikom što je 1 priključen na dno posude, a 2 na nekoj visini  $h_0$  od dna posude.



Mjereći hidrostatički pritisak fluida, na svom izlazu informacijski organi daju standardni strujni signal **I** koji je mjera nivoa, a isto tako i zapremine tečnosti u posudi. Za informacijski organ 1 referentni nivo je REF1, a za informacijski organ 2 je referentni nivo REF2. U slučaju linearnih statičkih karakteristika oba informacijska organa (a linearne su uvijek najpoželjnije, iako ne i u svakom slučaju direktno ostvarene) situacija je prikazana na sl.43. Informacijski organ 1 mjeri nivo u punom opsegu, a informacijski organ 2 u suženom opsegu.



SLIKA 43.

Kod mjerenja u suženom opsegu, dio posude između REF1 i REF2 kao da ne postoji, što međutim nije nikakva mana takvog mjerenja, ukoliko se unaprijed zna da tehnološki režim ne pretpostavlja rad objekta (posude) sa količinom tečnosti ispod REF2. Ali zato, redukcija opsega informacijskog organa omogućava da se puni opseg standardnog signala koristi sa boljom rezolucijom s obzirom na mjereni nivo. Drugim riječima, statičke karakteristike 1 i 2 pokazuju da suženi opseg predstavlja veće pojačanje informacijskog organa. U cilju da se olakša razmatranje sistema složenijih nego ovaj iz primjera, uvodi se pojam pojačanja informacijskog organa

$$[k_T = \frac{100\% \text{ opsega standardnog signala}}{\text{opseg mjerene velicine}}] \quad (157)$$

Broilac u jed. 157 je izlaz koji će imati informacijski organ pri punom opsegu ulazne veličine. Vidljivo je da  $k_T$  nije bezdimenzioni broj. Ako je standardni signal na pr. 4-20 [mA], a informacijski organ ima podešen opseg od 20 do 100 [cm] nivoa, tada će pojačanje

$$[k_T = \frac{16 \text{ mA}}{80 \text{ cm}} = 0.2 \text{ mA/cm}]$$

Činjenica da  $k_T$  nije bezdimenzioni faktor ukazuje da to nije kompletan faktor. Drugi, takođe nису bezdimenzioni faktori u konturi regulacije će množeći  $k_T$  dati bezdimenzioni faktor pojačanja konture.

Ako je informacioni organ sa nelinearnom statičkom karakteristikom tada  $k_T$  nije const.

S obzirom da se pojačanje nelinearnog informacionog organa mijenja u zavisnosti od radne tačke regulisane veličine, uslovi relativne stabilnosti mogu biti narušeni ukoliko je ta promjena značajnija od 1,5/1. Na pr. neka temperaturna mjerenja su nelinearna, ali rijetko tako mnogo. Najčešće susretani nelinearni informacioni organ je diferencijalni mjerač protoka.  $k_T$  se u tom slučaju određuje na osnovu opsega informacionog organa, a nelinearnost se obuhvata koeficijentom.

Ako se protok  $Q$  mjeri posredno, preko diferencijalnog pritiska  $\Delta P$  na mjernoj prigušnici tada stoji relacija među bezdimenzionim veličinama

$$\Delta p = q^2 \quad (158)$$

A bezdimenziono pojačanje mjerne prigušnice je

$$\frac{d\Delta p}{dq} = 2q \quad (159)$$

Pošto je  $\Delta p = \frac{\Delta P}{\Delta P_{\max}}$  i  $q = \frac{Q}{Q_{\max}}$

dimenzioni oblik pojačanja je

$$k_B = \frac{d\Delta P}{dQ} = 2q \frac{\Delta P_{\max}}{Q_{\max}} \quad (160)$$

Diferencijalni pritisak se u  $\frac{\Delta P}{I}$  mjernom pretvaraču pretvara u standardni strujni signal, te u bezdimenzionom obliku slijedi relacija

$$i = \Delta p \quad (161)$$

i bezdimenziono pojačanje mjernog pretvarača

$$\frac{di}{d\Delta p} = 1 \quad (162)$$

Pošto je  $i = \frac{I}{I_{\max}}$ ;  $\Delta p = \frac{\Delta P}{\Delta P_{\max}}$ , slijedi dimenziono pojačanje mjernog pretvarača

$$k_{MP} = \frac{dI}{d\Delta P} = \frac{I_{\max}}{\Delta P_{\max}} \quad (163)$$

Pojačanje informacionog organa

$$k_T = k_B \cdot k_{MP} \quad (164)$$

t.j.

$$k_T = 2q \frac{I_{\max}}{Q_{\max}} \quad (165)$$

Na pr., ako se želi mjeriti protok u opsegu 0 do 10 [t/h]; standardni signal je 4 do 20 [mA], tada u tri radne tačke protoka pojačanje nelinearnog informacionog organa je dato u tabeli 8.

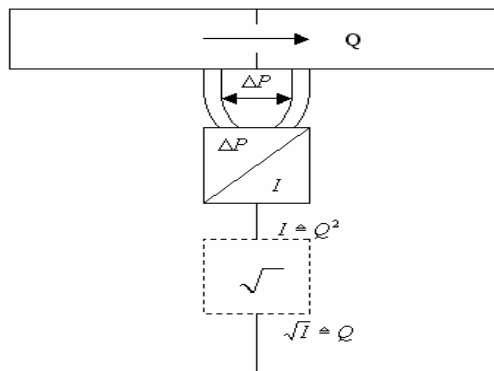
q	K <sub>T</sub>	Q <sub>max</sub> =10 t/h I=4-20mA
1	3.2 mA/(t/h)	
0.5	1.6 mA/(t/h)	
0	0	

Tabela 8

Konkretna šema informacionog organa u opisanom slučaju je data na sl. 44.

Rezultat ove nelinearnosti informacionog organa je da regulaciona kontura neće imati konzistentnu relativnu stabilnost u različitim radnim tačkama protoka.

Problem može biti riješen linearizacijom koju može ostvariti korjenator standardnog signala koji je isprekidano označen na sl. 44.



SLIKA 44.

Što se tiče izbora opsega informacionog organa potrebno je postovati kompromise između kontradiktornih zahtjeva jer uzak opseg daje dobru rezoluciju mjerene veličine, a širok opseg obuhvata veći obim promjene mjerene veličine te regulaciona kontura drži pod kontrolom objekat i pri odstupanjima regulisane veličine većim od predviđenih.

Za izbor dinamičkih karakteristika informacionog organa su relevantne dinamičke karakteristike objekta. ako se pretpostavi da je informacioni organ dat prenosnom funkcijom

$$G_T(s) = \frac{k_T e^{-\tau_T s}}{T_T s + 1} \quad (166)$$

a objekat s jed.  $W_{ob}(s) = \frac{k_{ob} e^{-\tau_{ob} s}}{T_{ob} s + 1}$  tada transmiter ima zadovoljavajući brz odziv ako su zadovoljene nejednakosti

$$\tau_T < 0.2 \tau_{ob} \quad (167)$$

$$T_T < 0.2 T_{ob}$$

Veoma često ista aparatura realizacija informacionog organa pri upotrebi na dva različita radna režima objekta će dati sasvim različite podatke, s obzirom na brzinu odziva. Tako, npr. termoelemenat upotrebljen kao primarni organ informacionog organa za mjerenje temperature će dati vremensku konstantu koja zavisi od brzine strujanja fluida u koji je termoelemenat stavljen. Naime, vremenska konstanta termoelementa u košuljici je

$$T = \frac{C \gamma V}{\alpha S} \quad (168)$$

gdje su

$C$  - specifična toplota materijala košuljice

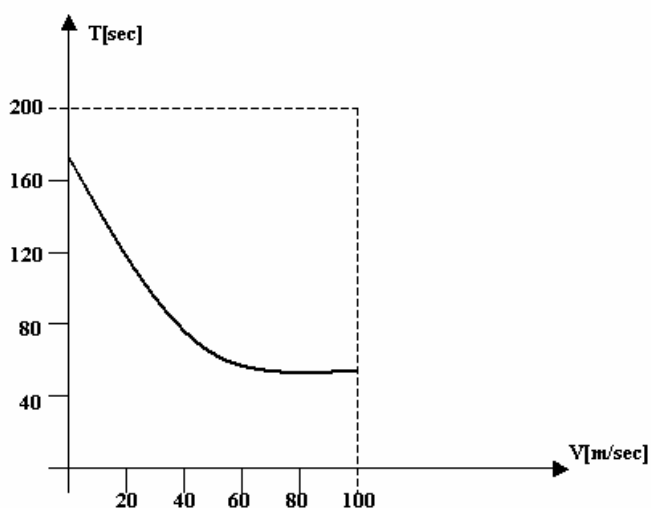
$\gamma$  - specifična gustina materijala košuljice

$V$  - zapremina košuljice

$\alpha$  - koeficijent prenosa toplote između fluida i košuljice

$S$  - površina košuljice koja je u kontaktu sa fluidom.

Pošto koeficijent  $\alpha$  zavisi od brzine fluida koji dođe u kontakt sa košuljicom (raste sa brzinom) to vremenska konstanta  $T$  opada što se fluid brže kreće. Za jedan termoelemenat stvarna situacija je data na sl. 45.



SLIKA 45.

### 4.3 IZBOR I DIMENZIONISANJE IZVRŠNOG ORGANA

Ovaj zadatak je moguće riješiti u sledećim etapama

- na osnovu poznavanja objekta pronade se željena statička karakteristika ventila
- odredi se propusna sposobnost ventila koju zahtijeva objekat - tehnološki proces sa uvođenjem potrebnih korekcija koje zahtijeva priroda medija
- odredi se konstruktivna karakteristika ventila,
- odrede se uslovi u koje treba dovesti ventil pa da statička karakteristika bude zadovoljavajuća s obzirom na objekat.

Nakon opštih objašnjenja diskutuju se polazni podaci tako da se izbor i dimenzionisanje može sprovesti. Cijeli postupak dimenzionisanja dat je na kraju ovog odeljka.

### 4.3.1. Sinteza željene statičke karakteristike ventila

Saglasno sl. 36, ventil kao element konture ima kao ulazni signal posrednu regulacionu veličinu  $x_{SM}$ , a na svom izlazu generiše izvršnu regulacionu veličinu  $x$  koja je ulaz u objekat i sa kojom se vrši neposredan uticaj na objekat da bi se regulisana veličina  $y_s$  održala na zadatoj vrijednosti. Radi pogodnosti dio sl. 36. prikazan je na sl. 46.

Ako se pojačanja ventila i objekta u nekoj radnoj tački označe respektivno

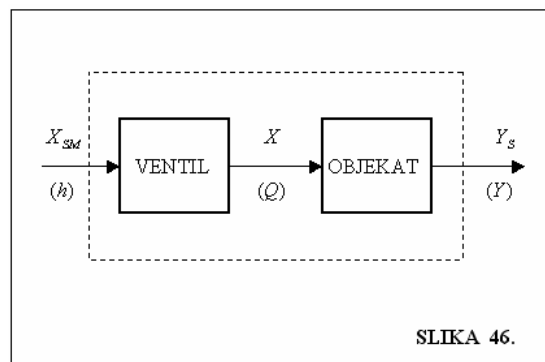
$$k_v = \frac{\Delta x}{\Delta x_{SM}} ; k_{ob} = \frac{\Delta y_s}{\Delta x} \quad (169)$$

a pojačanje kompleksa ventil-objekat sa  $k$  tada slijedi da je

$$[k = k_v \cdot k_{ob}] \quad (170)$$

što pokazuje da bilo kakvo nepoznavanje statičke karakteristike ventila koji se ugrađuje u regulacioni krug potpuno obezvređuje poznavanje statičke karakteristike objekta koja je rezultat često veoma skupe i dugotrajne identifikacije.

Zato se proračunu određene karakteristike ventila mora pridavati ista pažnja kao i određivanju statičke karakteristike objekta.



Pošto regulator pred sobom u konturi "vidi" statičku karakteristiku kompleksa ventil-objekat, a već je napomenuto da su informacioni organi linearni ili se linearizuju, očigledno je da se za postizanje jednakog kvaliteta prelaznog procesa u konturi mora obezbijediti da u svakoj radnoj tački objekta važi

$$k = \text{const} \quad (171)$$

Drugim riječima, ventil svojom karakteristikom ne smije izobličiti statičku karakteristiku objekta ukoliko je ova linearna, ili je mora izobličiti na tačno određen način u svrhu linearizacije ako je nelinearna. Inače neće važiti optimalno podešenje regulatora u cijelom opsegu rada objekta. Dakle, željena statička karakteristika ventila izražena pojačanjem je

$$k_v = \frac{\text{const}}{k_{ob}} \quad (172)$$

Praktična realizacija izraza (172) zavisi od toga da li objekat radi sa promjenom zadate vrijednosti u širokom opsegu i pri konstantnom opterećenju ili je zadata vrijednost konstantna pri promjeni opterećenja objekta u širokom dijapazonu (t.j. da li se rješava zadatak regulacije, sa promjenom zadate vrijednosti kao što je programska regulacija, regulacija odnosa itd. ili se rješava zadatak stabilizacije regulisane veličine).

U oba slučaja, cilj je da se sa statičke ili familije statičkih karakteristika dobije karakteristika  $k_{ob} = f(x)$ .

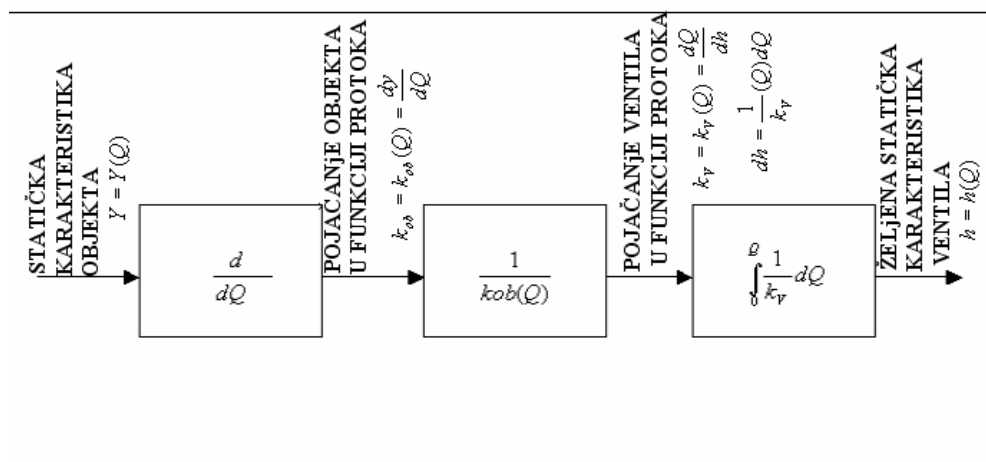
Pošto se u inženjerskoj praksi koordinate obično označavaju u normalizovanoj formi, u ovom dijelu teksta biće označeno

$$x_{SM} \hat{=} h; \quad x \hat{=} Q; \quad y_S \hat{=} y \quad (173)$$

gdje je  $h$  - hod servomotora [% punog hoda]  
 $Q$  - protok kroz ventil [% max protoka]  
 $y$  - regulisana veličina [% standardnog signala]

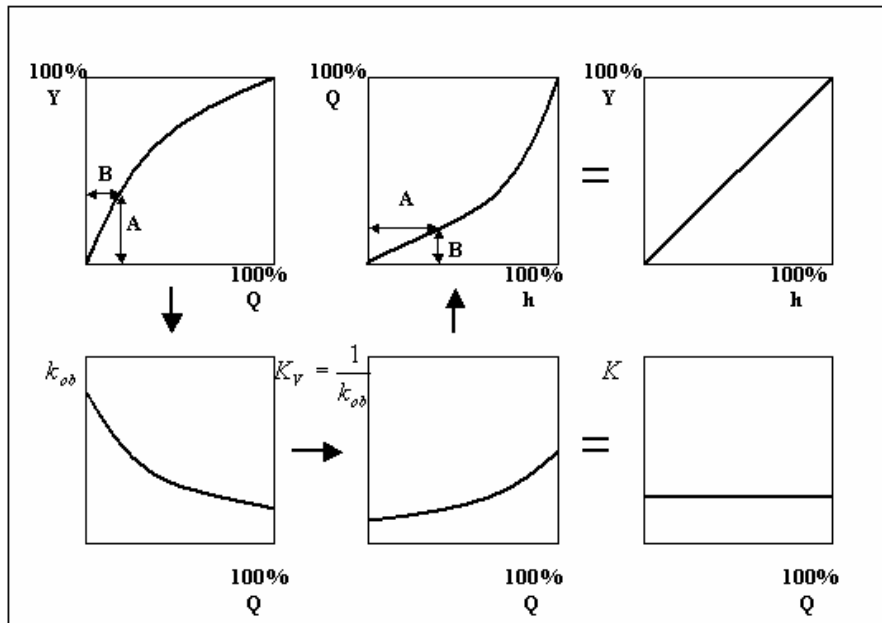
Pošto su  $y$ ,  $h$  i  $Q$  normalizovane veličine simbol const u izrazu (172) moguće je zamijeniti jedinicom.

Slika 47. pokazuje način sinteze željene statičke karakteristike



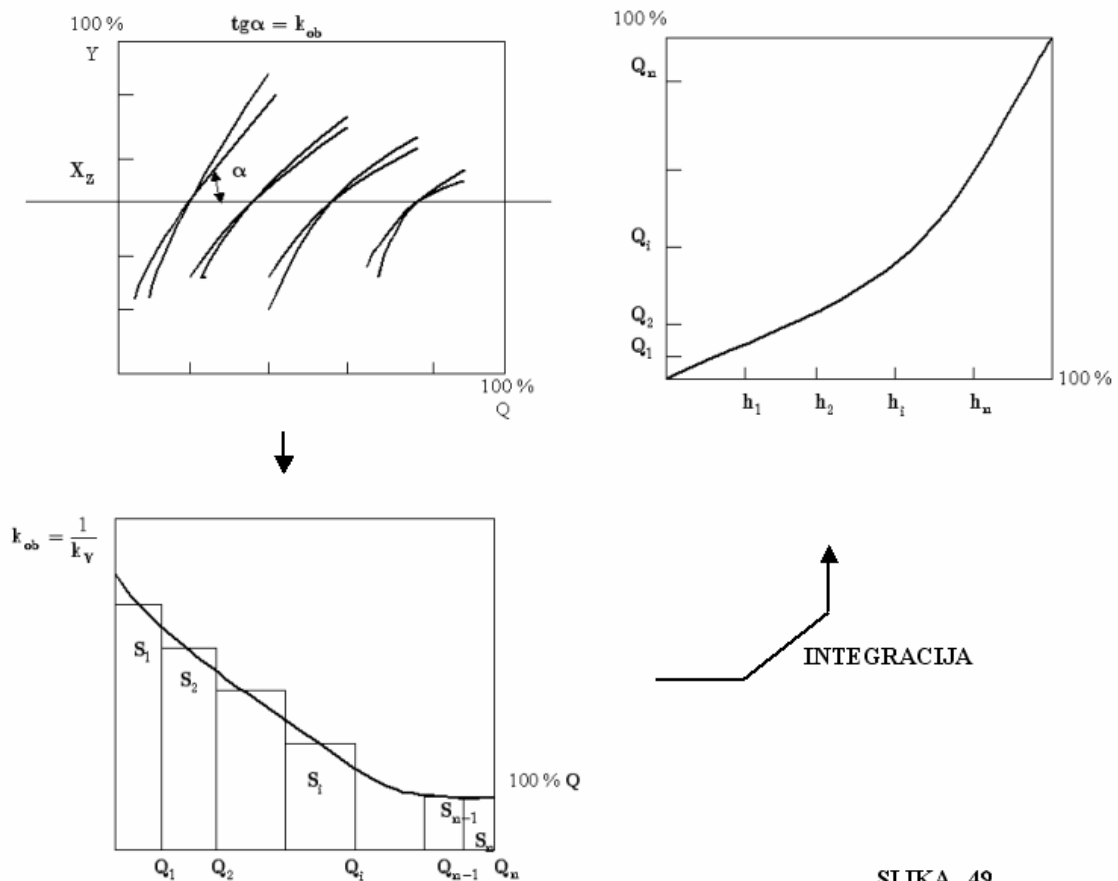
SLIKA 47.

ventila u formi organigrama, sl. 48. pokazuje primjer za slučaj promjenljive vrijednosti,



SLIKA 48.

a sl. 49. pokazuje primjer za slučaj promjenljivog opterećenja objekta



SLIKA 49.

U prvom slučaju uočljiva je simetrija slike u ogledalu statičke karakteristike objekta, pa proces integracije nije ni potrebno sprovoditi, dok je u drugom slučaju taj proces sproveden, grafičkim putem.

Zavisnost  $k_{ob} = k_{ob}(Q)$  se konstruiše iz familije karakteristika  $y = y(Q)$ . Integrali se kriva



$$\frac{dh}{dQ}(Q) = \frac{1}{k_v} \quad \text{t.j.}$$

$$h = \int_{Q=0}^{Q=100\%} \frac{1}{k_v} dQ \quad (174)$$

Interval promjene  $Q$  podijeli se na  $n$  jednakih djelova  $\Delta Q$ . Kriva  $\frac{dh}{dQ}(Q)$  aproksimira se pravougaonicima. Integral se računa kao suma pravougaonika  $S_k$ . Iznos integrala, tj. položaj izvršnog organa  $h_i$  za neki protok  $Q_i$  proporcionalan je zbiru svih površina do tog mjesta od  $Q = 0$  do  $Q = Q_i$

$$h_i = C \sum_{k=1}^i S_k \quad (175)$$

Pošto je očigledno da je pri  $Q = Q_n$  i  $h = h_n = 100\%$  koeficijent  $C$  se može odrediti iz (175) kao

$$C = \frac{100}{\sum_{k=1}^n S_k} \quad (176)$$

Izračunavši iznose suma površina  $S_k$  za svih  $n$  tačaka aproksimacije i odredivši koeficijent  $C$  može se po (175) očitati  $h$  za svaki  $Q_i$  čime je dobijena statička karakteristika ventila koja linearizuje statičku karakteristiku objekta.

Neka bude napomenuto da na postupak linearizacije objekta ventilom treba ići samo u slučaju ako se punom opsegu rada objekta  $k_{ob}$  mijenja od 20% pa na više. Inače, objekat se može smatrati linearnim i prema tome treba zahtijevati od ventila da bude takođe linearan.

### 4.3.2. Propusna sposobnost ventila

Zapreminski protok  $Q$  [ $\frac{m^3}{sek}$ ] nestišljivog, neviskoznog fluida sa specifičnom težinom  $\gamma$  [ $\frac{kp}{m^3}$ ] kroz ventil sa koeficijentom otpora  $\xi$  koji se nalazi pod razlikom pritisaka na ulazu i izlazu  $\Delta p_v$  [ $\frac{kp}{m^2}$ ] i ima propusni presjek  $F$  [ $m^2$ ] je dat sa

$$[Q = F_y \frac{1}{\sqrt{\xi}} \frac{1}{\sqrt{\gamma}} \sqrt{\Delta p_v \cdot 2g}] \quad (177)$$

gdje je  $g$  ubrzanje zemljine teže [ $\frac{m}{sek^2}$ ].

Pošto striktno pridržavanje sistema jedinica [kp – m – sek] nije pogodno pri proračunu hidrauličnih armatura jer vodi ka izrazima sa višecifrenim brojevima, u inženjerskoj praksi je uobičajeno da se radi sa dimenzijama

- protok	$Q \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right]$
- brzina	$v \left[ \frac{\text{m}}{\text{sek}} \right]$
- površina	$F \left[ \text{cm}^2 \right]$
- pritisak	$p \left[ \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} \right]$
-specifična težina	$\gamma \left[ \frac{\text{t}}{\text{m}^3} \right]$

Iz istog razloga umjesto sa zapreminskim protokom  $Q \left[ \text{m}^3/\text{s} \right]$  radi se sa težinskim protokom  $G \left[ \text{t/h} \right]$  uz jednostavnu korespodenciju

$$G = Q \cdot \gamma$$

te jednačina (177) dobija oblik

$$G = \frac{5.04 \cdot F_y}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\Delta p_v \cdot \gamma} \quad [\text{t/h}] \quad (178)$$

Za viskozne fluide uvodi se koeficijent  $\Psi_G$  koji zavisi od Rejnoldsovog broja  $R_e$  odnosno kinematičke viskoznosti  $\nu \left[ \frac{\text{m}^2}{\text{sek}} \right]$  jer je

$$R_{eD} = \frac{vD}{100\nu} \quad (179)$$

gdje je  $v$ -brzina fluida kroz armaturu (srednja po presjeku)[m/s]  
 $D$ -prečnik otvora armature [cm]  
 saglasno dijagramu sa sl. 50, izraz (178) postaje

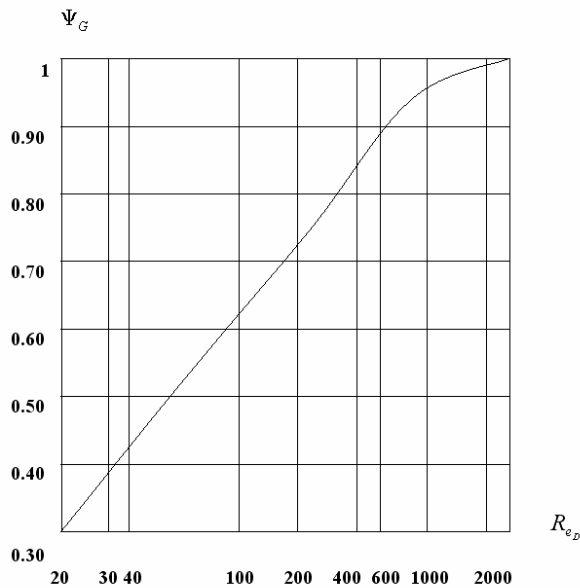
$$G = \Psi_G \frac{5.04 \cdot F_y}{\sqrt{\xi}} \sqrt{\Delta p_v \cdot \gamma} \quad (180)$$

Na taj način, da bi se odredio protok fluida kroz ventil pri datim uslovima njegovog rada, neophodno je poznavati

- koeficijent otpora	$\xi$
- površinu propusnog presjeka	$F_y$
- pad pritiska na ventilu	$\Delta p_v$
- specifičnu težinu fluida	$\gamma$

Pošto se pri savremenim postupcima sinteze regulacionog kruga obično ne konstruiše ventil za svaki posebni slučaj primjene, nego se koriste ventili čije elemente zavisne od konstrukcije poznaje samo proizvođač te inženjer-projektant regulacione konture veoma teško dolazi do podataka o  $\xi$  i  $F_y$ , iz razloga jednostavnijeg projektovanja uveden je pojam uslovne propusne sposobnosti ventila  $G_y$  (ili koeficijenta propusne sposobnosti  $k_v$ ) koji su jednaki protoku vode kroz ventil pri padu pritiska na ventilu od jedne atmosfere, tj. pri  $\Delta p = 1$  i  $\gamma = 1$ . Na taj način je

$$K_v = G_y = \frac{5.04}{\sqrt{\xi}} \quad \text{t/h} \quad (181)$$



SLIKA 50.

Jed. (181) nije potrebno računati, uz ventil kao proizvod daje se uvijek dijagram  $K_V = K_V(h)$  bilo u grafičkoj, bilo u tabličnoj formi. Posebno važan podatak je  $K_V$  pri potpuno otvorenom ventilu  $h = 100\%$  tj.  $K_{V_{max}}$ .

Kao primjer, na sl. 51. dat je taj dijagram za dvije vrste ventila firme Energoinvest, sa nazivnim otvorom kao parametrom.

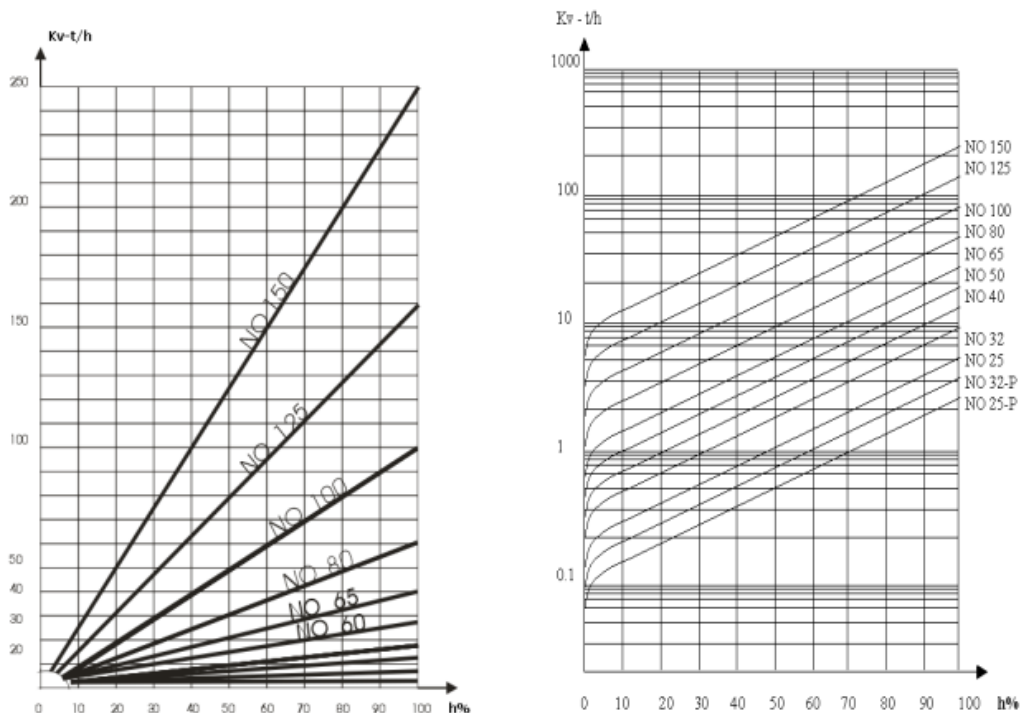
Na taj način, koristeći  $K_V$ , protok fluida kroz regulacioni ventil se može odrediti prema sledećim formulama:

Ako je fluid nestišljiva tečnost sa  $R_{eD} > 1000$

$$G = K_V \sqrt{\Delta p_V \cdot 2g} \quad t/h \quad (182)$$

Ako je fluid nestišljiva tečnost sa  $R_{eD} < 1000$

$$G = K_V \Psi_G \sqrt{\Delta p_V \gamma} \quad (183)$$



SLIKA 51

Ako je fluid vazduh, plin ili para, proračun mora uzeti u obzir stišljivost na osnovu odnosa  $\frac{\Delta p_v}{p_1}$  gdje je  $p_1$  pritisak pred ventilom

Ako je  $\Delta p_v < 0.1 p_1$

$$[ G = K_v \sqrt{\Delta p_v \cdot \gamma} ] \quad (184)$$

Ako je  $0.1 p_1 < \Delta p_v < 0.5 p_1$

$$[ G = K_v \xi \sqrt{\Delta p_v \cdot \gamma} ] \quad (185)$$

gdje je  $\xi \approx 1 - \beta \frac{\Delta p_v}{p_1}$

Ako je  $\Delta p_v > 0.5 p_1$ , tada je

$$[ G = K_v \xi \sqrt{p_v \cdot \gamma} ] \quad (186)$$

gdje je  $\xi \approx 0.95 - (\beta - 0.1) \frac{\Delta p_v}{p_1}$

Koeficijent  $\beta$  se uzima,

- za zasićenu vodenu paru	$\beta = 0.50$
- za pregrijanu vodenu paru i troatomne gasove	$\beta = 0.47$
- za vazduh i dvoatomne gasove	$\beta = 0.45$
- za jednoatomne gasove	$\beta = 0.42$

### 4.3.3. Statičke karakteristike ventila kada je na njemu konstantan pad pritiska (konstruktivne karakteristike)

Funkcijska veza između propusnog presjeka  $F_v$  ventila i hoda  $h$  ventila se naziva konstruktivna karakteristika ventila. Izraz statička karakteristika je uobičajen za protočnu karakteristiku, tj. funkcijsku vezu između protoka  $G$  ili  $Q$  i hoda  $h$  ventila. Konstruktivna karakteristika je identična statičkoj samo u slučaju konstantnog pada pritiska na ventilu. Umjesto veličina  $G$  ili  $Q$  može se, s obzirom na postojanje relacija (182) do (186), koristiti  $K_v$ , što će ovdje i biti učinjeno, kada to bude pogodno.

S obzirom da razmatranje konstruktivnih karakteristika pripada kursu tehničkih sredstava procesne automatike, te time izlazi izvan okvira ove knjige, ovdje će biti samo radi kontinuiteta razmatrane date funkcijske veze  $K_v = K_v(h)$  pri konstantnom padu pritiska na ventilu bez obzira na stepen otvorenosti i to u bezdimenzionoj formi

a) Konstruktivno linearni ventil

$$\bar{K}_v = (1 - \bar{K}_{v\min})\bar{h} - \bar{K}_{v\min} \quad (187)$$

i pri  $\bar{K}_{v\min} = 0$   
 $\bar{K}_v = \bar{h}$

gdje je  $\bar{K}_V = \frac{K_K}{K_{V_{\max}}}$ ;  $\bar{h} = \frac{h}{h_{\max}}$ ;  $\bar{K}_{V_{\min}} = \frac{K_{V_{\min}}}{K_{V_{\max}}}$

b) Konstruktivno kvadratni ventil (parabolički)

$$\bar{K}_V = (1 - \bar{K}_{V_{\min}})\bar{h}^2 - \bar{K}_{V_{\min}} \quad (188)$$

i pri  $\bar{K}_{V_{\min}} = 0$   
 $\bar{K}_V = \bar{h}^2$

c) Konstruktivno ravnoprocetni ventil

$$\bar{K}_V = (\bar{K}_{V_{\min}})^{1-\bar{h}} \quad (189)$$

Standardni ravnoprocetni ventili se proizvode sa vrijednošću  $\bar{K}_{V_{\min}} = 0.02$  ili  $\bar{K}_{V_{\min}} = 0.04$ . Nekada se konstruktivne karakteristike nazivaju i unutrašnjim karakteristikama ventila. Sl. 51. predstavlja konstruktivne karakteristike ventila.

#### 4.3.4. Statičke karakteristike ventila kada na njemu nije konstantan pad pritiska

Sada će biti opisana realna situacija koja se javlja u svim slučajevima upravljanja protokom fluida posredstvom regulacionog ventila. U realnim uslovima pad pritiska na ventilu obično je dio opšteg pada pritiska na cijelom sistemu i mijenja se u zavisnosti od stepena otvorenosti samog regulacionog ventila. Ta činjenica izaziva deformaciju spoljne (statičke) karakteristike i ona dobija oblik različit od unutrašnje (konstruktivne) karakteristike.

Prije nego se pređe na kvantitativna razmatranja korisno je razmotriti kvalitativno jedan realan hidraulički sistem sa regulacionim ventilom pri punoj otvorenosti ventila tj.  $\bar{h} = 1$  i pri nekom položaju bliskom punoj zatvorenosti ventila tj. kada je  $\bar{h}$  blisko nuli, a protok minimalan. Te dvije ekstremne situacije su pokazane na sl. 52.

Gornji dijagram prikazuje situaciju na hidrauličnom sistemu kada je ventil potpuno otvoren, maksimalni protok fluida, maksimalna brzina fluida. Djelovi hidrauličkog sistema kao što su ravni djelovi cjevovoda, ventili za zatvaranje, operativni aparat (ovdje izmjenjivač toplote) itd. uzrokuju lokalne padove pritiska, koji su veliki jer je maksimalna brzina fluida, saglasno formulama za padove pritiska u kojima brzina fluida  $v$  figurira sa kvadratom

$$[\Delta P_d = \frac{v^2}{2g} \frac{\gamma}{10}] \quad \left[ \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} \right] \quad (190)$$

$$[\Delta P_T = \lambda \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \frac{\gamma}{10}] \quad \left[ \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} \right] \quad (191)$$

$$[\Delta P_f = \sum \xi_f \frac{v^2}{2g} \frac{\gamma}{10}] \quad \left[ \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} \right] \quad (192)$$

$$[\Delta P_v = \xi_v \frac{v^2}{2g} \frac{\gamma}{10}] \quad \left[ \frac{\text{kp}}{\text{cm}^2} \right] \quad (193)$$

gdje su  $[\Delta P_d]$  - pad pritiska koji se troši na kretanje fluida  
 $[\Delta P_T]$  - pad pritiska koji se troši na trenje u cjevovodu

$[\Delta P_f]$  - pad pritiska koji se troši na savlađivanje otpora na koljenima, spojnim mjestima i sl.

$[\Delta P_v]$  - pad pritiska koji se troši na savlađivanje otpora ventila

$[\gamma]$  - specifična težina fluida  $\frac{\rho}{\text{cm}^3}$

$[g]$  - ubrzanje sile teže  $9.81 \frac{\text{m}}{\text{sek}^2}$

$[\lambda]$  - koeficijent trenja

$[L]$  - dužina cjevovoda  $\text{m}$

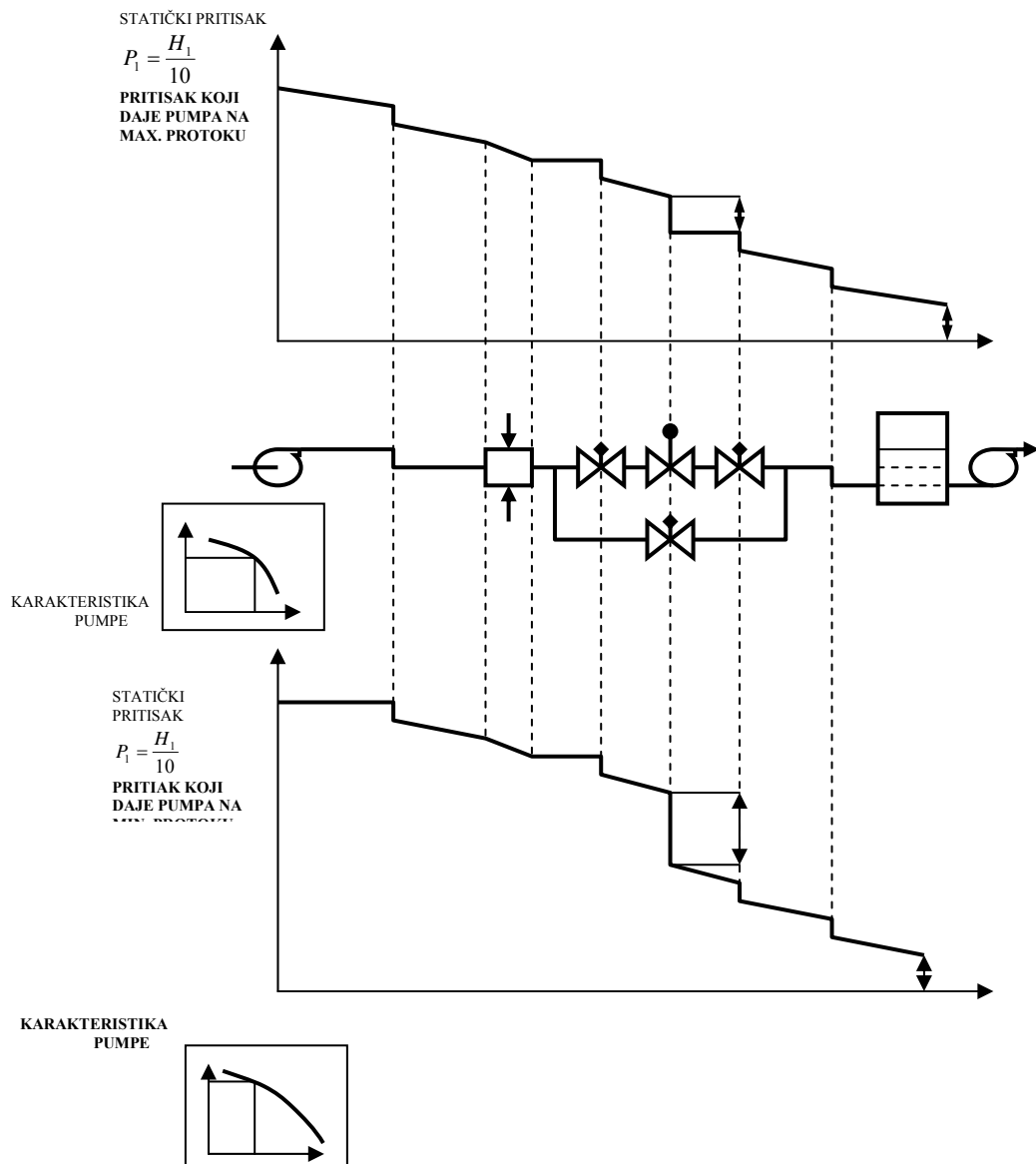
$[D]$  - dijаметar cjevovoda  $\text{m}$

$[\zeta_f]$  - koeficijent lokalnog otpora na spojnim elementima

$[\zeta_v]$  - koeficijent lokalnog otpora ventila

(broj 10 se pojavljuje iz  $P = \frac{H}{10}$ ,  $H$  statički pritisak u  $\text{m}$  vodenog stuba, saglasno  $v = \sqrt{2gH}$  definicija za idealnu tečnost).

Donji dijagram ilustruje situaciju kada je ventil zatvoren, protok minimalan, brzine minimalne. Tada je početni pritisak  $P_2$  veći nego u prvom slučaju, što je rezultat karakteristike pumpe, padovi pritiska duž cjevovoda su manji pa je pritisak pred ventilom značajno veći nego u prvom slučaju,  $A_2 > A_1$ . Posmatrajući liniju odpozadi, ako je izlazni



pritisak sistema jednak u oba slučaja, pošto su manji padovi pritiska na liniji, pritisak iza ventila je niži nego u prvom slučaju,  $B_2 < B_1$ . Odatle zaključak da pri većoj zatvorenosti ventila, ventil preuzima na sebe veći pritisak.

Primjer ukazuje na važnu konstataciju:

Ventil koji radi u hidrauličnoj liniji promjenom stepena otvorenosti mijenja uslove rada kako samom sebi tako i liniji u kojoj radi.

Ta činjenica veoma utiče na statičku karakteristiku ventila koji radi u liniji. To se može objasniti činjenicom da je protok kroz ventil dat sa

$$[Q \cong F_y \cdot \sqrt{\Delta p_v}] \quad (194)$$

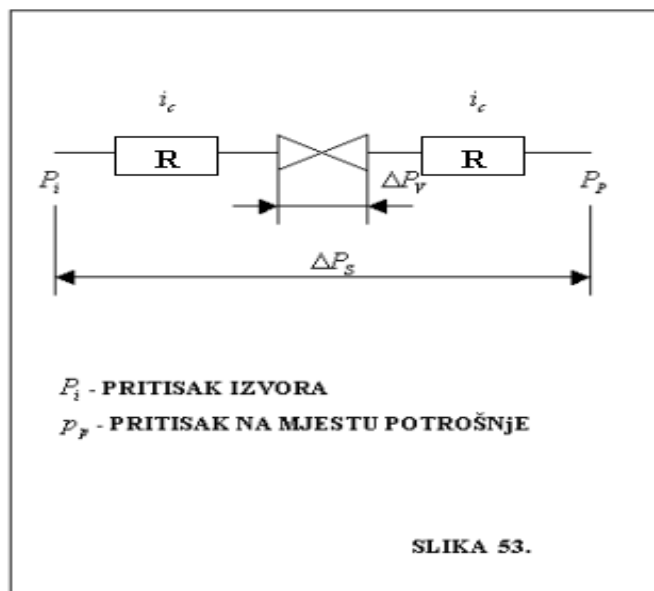
Od pomaka  $\bar{h}$  zavisi primarno propusni presjek ventila  $F_y$ , saglasno konstruktivnoj karakteristici, a sekundarno i  $\Delta p_v$ , usled toga što su padovi pritiska na liniji i pumpi promijenjeni promjenom protoka.

Ovakva dvostruka prednost, u oba faktora jed. (124) daje izobličenje na osnovu kojeg se statička karakteristika ventila i razlikuje od konstruktivne. Izraz (194) takođe objašnjava i činjenicu da pri  $\Delta p_v = \text{konst}$ , statička karakteristika je jednaka konstruktivnoj.

Stepen izobličenja će u daljem tekstu biti kvantitativno pokazan razmatranjem sistema ventil - cjevovod koji radi sa nestišljivim fluidom. Pretpostavlja se da cjevovod ima konstantan koeficijent otpora  $\xi_c = \text{konst}$ , a pad pritiska na ventilu  $\Delta p_v$  se mijenja u zavisnosti od protoka fluida.

Pri tom važi

$$[\Delta p_v = \Delta p_s - \Delta p_c] \quad (195)$$



gdje su  $\Delta p_s$  - pad pritiska na cijelom sistemu uključujući ventil

$\Delta p_c$  - pad pritiska na cijelom sistemu bez ventila saglasno sl. 53.

Veličina  $\Delta p_c$  je proporcionalna kvadratu brzine fluida u cjevovodu, dakle i kvadratu protoka te se može postaviti relacija

$$\frac{\Delta p_c}{\Delta p_{c \max}} = \frac{G^2}{G_{\max}^2}$$

od kuda sledi

$$\Delta p_c = \Delta p_{c \max} \cdot \bar{G}^2 \quad (196)$$

gdje je  $\Delta p_{c \max}$  - pad pritiska na sistemu bez ventila pri najvećem protoku fluida  $G_{\max}$ .

Uvrštavanjem (196) u (195) dobija se

$$\Delta p_v = \Delta p_s - \Delta p_{c \max} \cdot \bar{G}^2 \quad (197)$$

Ako se označi

$$s = \frac{\Delta p_{V \max}}{\Delta p_{S \max}} \quad (198)$$

gdje su

$\Delta p_{V \max}$  - pad pritiska na ventilu pri najvećem protoku koji je moguć u opsegu regulisanja (tj. kada je ventil maksimalno otvoren). Treba napomenuti da je to ujedno minimalni pad pritiska na ventilu koji se javlja u radnom režimu ventila, tj. indeks max. se ne odnosi na veličinu pada pritiska nego na veličinu protoka.

$\Delta p_{S \max}$  - pad pritiska na cijelom sistemu, uključujući ventil pri najvećem protoku koji je moguć u opsegu regulisanja.

U skladu sa (182)

$$G = K_V \sqrt{\Delta p_V \cdot \gamma} \quad (199)$$

i

$$G_{\max} = K_{V \max} \sqrt{\Delta p_{V \max} \cdot \gamma} \quad (200)$$

dijeljenjem (199) sa (200) slijedi

$$\bar{G} = \bar{K}_V \sqrt{\frac{\Delta p_V}{\Delta p_{V \max}}} \quad (201)$$

koristeći (197) i (201)

$$\bar{G} = \bar{K}_V \sqrt{\frac{\Delta p_S - \Delta p_{C \max} \bar{G}^2}{\Delta p_{V \max}}} \quad (202)$$

Kvadriranjem (202) slijedi

$$\bar{G}^2 \Delta p_{V \max} = \bar{K}_V^2 (\Delta p_S - \Delta p_{C \max} \bar{G}^2) \quad (203)$$

odkuda se  $\bar{G}$  može izraziti eksplicitno

$$\bar{G} = \sqrt{\frac{\bar{K}_V^2 \Delta p_S}{\Delta p_{V \max} + \bar{K}_V^2 \Delta p_{C \max}}} \quad (204)$$

Pošto je

$$\Delta p_{C \max} = \Delta p_{S \max} - \Delta p_{V \max} \quad (205)$$

Koristeći (205) i (198), te uvodeći oznaku

$$\frac{\Delta p_S}{\Delta p_{S \max}} = n$$

jednačina (204) se može preurediti u konačni izraz

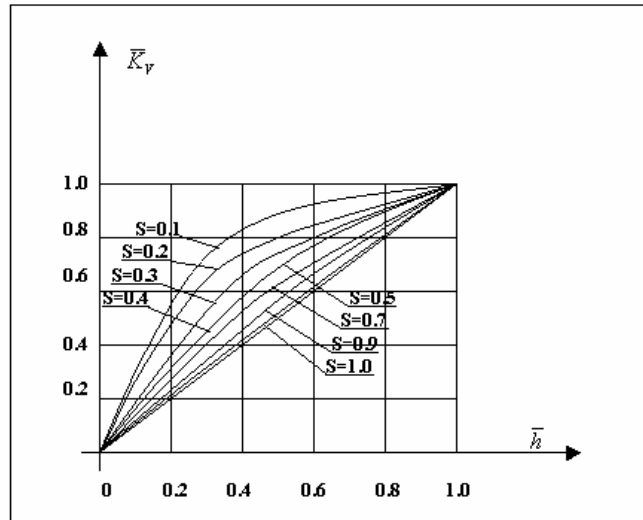
$$\bar{G} = \sqrt{\frac{n}{1 + \left(\frac{1}{\bar{K}_V^2} - 1\right)s}} \quad (206)$$

U specijalnom slučaju, kada izvor pritiska nije pumpa sa karakteristikom koja daje padanje pritiska na svom izlazu pri porastu protoka, tj. kada je pritisak na izvoru nezavistan o protoku u sistemu, tada je  $n = 1$ , te (206) postaje

$$\bar{G} = \sqrt{\frac{1}{1 + \left(\frac{1}{\bar{K}_V^2} - 1\right)s}} \quad (207)$$

Posljednje dvije jednačine predstavljaju protočne ili radne ili statičke karakteristike ventila koje su grafički prikazane za slučaj  $n = 1$  na sl. 54. za konstruktivno linearni ventil ( $\bar{K}_V = \bar{h}, \bar{K}_{V \min} = 0$ ), a za konstruktivno ravnoprocetni ventil ( $\bar{K}_V = (\bar{K}_{V \min})^{1-\bar{h}}, \bar{K}_{V \min} = 0.04$ ) na sl. 55.



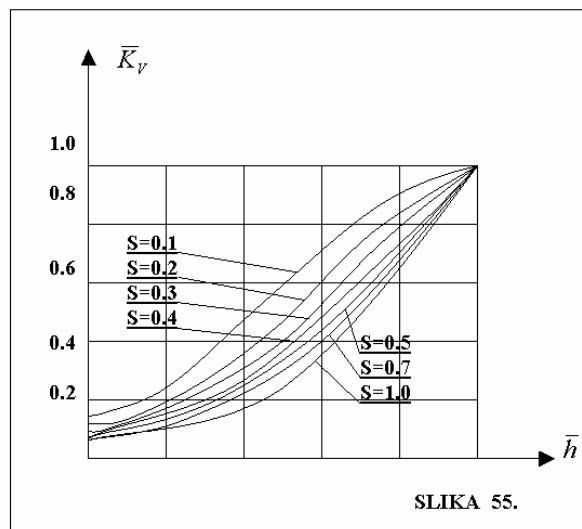


SLIKA 54.

Ako sistem radi sa pumpom kod koje je  $n > 1$  situacija se usložnjava jer je potrebno uvesti i zavisnost  $n = f(G)$  da bi se uzela u obzir i karakteristika pumpe.

Dijagrami sa slike 54. i 55. pokazuju da ako ventil preuzima mali dio od ukupnog pada pritiska na sistemu, tada je statička karakteristika ventila veoma različita od konstruktivne.

Ako ventil pri punoj otvorenosti uzima na sebe više od 0.7 cijelog pritiska na sistemu tj.  $s > 0.7$ , tada se može smatrati da će konstruktivno linearni ventil dati približno linearnu statičku karakteristiku, tj. deformacija nije od bitnog uticaja.



SLIKA 55.

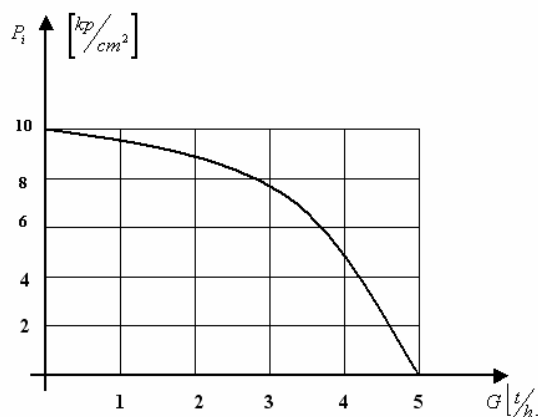
Isto tako, ako pri punoj otvorenosti ravnoprocetni ventil preuzima na sebe samo mali dio pada pritiska cijelog sistema ( $s < 0.3$ ), tada će bez obzira na ravnoprocetnost konstruktivne karakteristike ventil dati približno linearnu statičku karakteristiku.

Očigledno je da za linearne objekte se ide na linearnu statičku karakteristiku, a za objekte konkavno nelinearne se bira ventil sa konveksnom nelinearnom statičkom karakteristikom i obratno. Pri tome treba napomenuti da se pri izboru  $s$  ne može rukovoditi samo željenim oblikom karakteristike, nego se mora uzeti u obzir i veoma bitno ograničenje koje proizilazi iz činjenice da životni vijek ventila veoma zavisi o padu pritiska koji se dopušta na ventilu pri njegovoj punoj otvorenosti tj. o  $\Delta p_{V \max}$ . Pojedini proizvođači taj pad pritiska ograničavaju na

$\Delta p_{V_{\max}} < (4 - 6 \frac{kp}{cm^2})$ . Zato se na hidrauličkim instalacijama gdje je  $\Delta p_s$  mnogo veće od tog iznosa ne ide na s blisko jedinici, čime i izbor željene statičke karakteristike putem dovođenja ventila u uslove rada koje definiše određeno s ima ograničenu primjenu. Korekcija uvođenjem karakteristike pumpe u proračun je dosta složena i srećom nije potrebna u slučajevima

- kada se kao izvor pritiska ne koriste pumpe nego je izvor akumulaciona posuda, rezervoar i sl.
- kada je pumpa predimenzionisana (što je veoma čest slučaj kada se postrojenja grade etapno sa pretpostavkom naknadnog proširenja).

Inače, kvalitativno se efekat karakteristike pumpe oblika kao na sl. 56. ogleda u dopunskoj deformaciji statičkih karakteristika u stranu u koju ih inače deformiše smanjenje s.



SLIKA 56.

Prikazani metod proračuna regulacionog ventila je veoma pogodan za projektovanje sistema automatskog upravljanja jer se ne manipuliše sa otporima cjevovoda  $\xi_C$ , koji obično na već sagradjenom postrojenju nisu dostupni bez teškoća, nego su polazni podaci za proračun samo

- $\Delta p_s$ , koji daje bez teškoća projektant tehnološkog postrojenja, (a može se i mjeriti);
- $\Delta p_{V_{\max}}$ , koji daje proizvođač ventila
- dijagram  $\bar{K}_V = \bar{K}_V(\bar{h})$ , koji daje proizvođač ventila
- željeni oblik statičke karakteristike, koji se računa saglasano odjeljku 4.3.1. na osnovu identifikacije objekta.

#### 4.3.5. Procedura izbora ventila

Pošto su statičke karakteristike ventila, zavisno od uslova rada ventila u sistemu, često veoma nelinearne kako to pokazuju slike 54. i 55. veoma je važno korektno izabrati ventil, pogotovo ako objekat radi u širokom dijapazonu promjene režima, jer će od toga veoma zavisiti rad čitave konture upravljanja. Pojačanje ventila  $k_v$  (tangens ugla tangente na statičkoj karakteristici) će se mijenjati zavisno od stepena otvorenosti  $h$  tim više što je opseg primjene  $h$  veći i što je stepen nelinearnosti statičke karakteristike veći.

Kod korektno proračunate konture, regulatoru se nastoji obezbijediti objekat u širem smislu što je moguće više linearan, kako bi kružno pojačanje konture u svakom režimu rada objekta

bilo konstantno, pa kao posljedica toga, kako bi optimalno podešavanje regulatora ostalo isto za svaki režim rada.

S obzirom da proračun ventila treba vršiti toliko korektno koliko to konkretna situacija zahtijeva, procedure proračuna koje se susreću u literaturi ili preporukama firmi - proizvođača regulacionih ventila variraju od veoma složenih i tačnih do veoma prostih i aproksimativnih. Ovdje pokazani proračuni će obuhvatiti, na osnovu materijala datih u odjeljcima 4.3.1. do 4.3.3.

- sintezu željene statičke karakteristike ventila
- izbor veličine ventila, (prečnik ili NO - nazivni otvor)
- izbor konstruktivne karakteristike

Procedura će biti prikazana u formi organigrama.

Polazni podaci za proračun su:

- podaci o statičkoj karakteristici objekta
- tehnološko-tehnički podaci o liniji u koju će biti ugrađen ventil

Prvu grupu podataka, na žalost, veoma je tesko dobiti čak i od projektanta tehnološkog procesa, te ne preostaje ništa drugo osim doći do toga podatka identifikacijom bilo koje vrste, putem literature, poređenjem sa nečim sličnim ili konačno iskustvom. To je ujedno i glavna prepreka za širu primjenu korektnih postupaka proračuna ventila.

Druga grupa podataka se dobija u formi upitnika koji projektant sistema automatskog upravljanja šalje projektantu tehnološkog procesa (ili vlasniku), te nakon ispunjavanja upitnika koristi ga kao izvor verifikovanih informacija. Primjer takvog upitnika dat je na sl. 57.

#### **4.3.6. Opšte napomene kod izbora ventila**

Pokazana procedura niukoliko ne iscrpljuje krug pitanja na koja projektant sistema automatskog upravljanja mora odgovoriti pri projektovanju konture. Ta procedura obuhvata manje-više kompletno pitanja koja se tiču sinteze statičke karakteristike i prečnika ventila, ali ne obuhvata izbor tehnoloških parametara kao što su

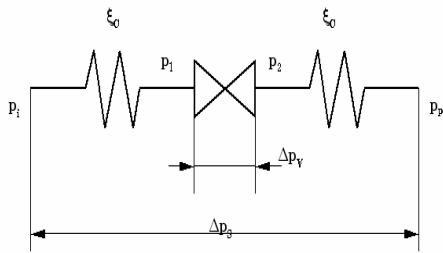
- agresivnost medija
- temperatura medija
- prilagođenost NO ventila na NO cjevovoda
- energetska nivo servomotora

o čemu takođe treba voditi računa, kao što to pokazuje detaljno izučavanje upitnika na sl. 57.

				PRIMJEDBA			
CJEVOVOD	Nazivni otvor NO			*			
	Radni pritisak			*			
	Prijlučne veličine JUS..			*			
U S L O V I R A D A	Vrsta fluida			*			
	Protok:		max. sred. min.				
	m <sup>3</sup> /h, Kp/h, Nm <sup>3</sup> /h			*			
	Pritisak						
	Ispred ventila p1			*			
	Iza ventila p2			*			
	Pritisak izvora pi				Δ		
	Pritisak potrošača pp				Δ		
	Pad pritiska na ventilu:						
	dp=p1-p2 Kp/cm <sup>2</sup>			*			
	Temperatura:						
	u uslovima rada			*			
Specifična težina:							
Kp/m <sup>3</sup> , Kp/Nm <sup>3</sup>			*				
Viskozitet:							
u uslovima rada u cSt			*				

#### IZBOR JEDNOSJEDNIH REGULACIONIH VENTILA

				PRIMJEDBA			
KONSTRUKTIVNE KARAKTERISTIKE	Nazivni otvor NO			x			
	Nazivni pritisak NP			x			
	Specifični pritis kv			x			
	Hod ventila h			x			
	Tip sjedišta	Standardni S		x			
		Podstandardni P			x		
	Karakteristika protoka	Linearna L		x			
		Ravnoprocenatna R			x		
		Brzootvarajuća O				x	
	Materijal	Standardna izrada So		x			
Specijalna izrada Sp				x			
Zaptivanje	Teflon-grafit T		x				
	Teflon-azbest Ta			x			
	Azbest-grafit A				x		
UGRADNJA	Položaj	Normalan N		*			
		Inverzan I			*		
	Pogon	Servomotor tip		*			



$\Delta p_s = (p_i - p_p)$  - pad pritiska na liniji uključujući ventil

$p_i$  - pritisak izvora

$p_p$  - pritisak potrošača

$\Delta p_v = (p_1 - p_2)$  - pad pritiska na samom ventilu

$p_1$  - pritisak ispred ventila

$p_2$  - pritisak iza ventila

$\xi_c$  - gubici na liniji bez ventila

**N A P O M E N A :**

1. \* Ispunjava naručilac ventila
2.  $\Delta$  Ispunjava naručilac ventila po mogućnosti
3. x Ispunjava projektant koji vrši izbor ventila
4. Odabrane dimenzije zaokružiti kao  $\text{m}^3/\text{h}$ ;  $\text{kp}/\text{h}$ ;  $\text{Nm}^3/\text{h}$

- Projektovanje i izbor ventila vrši se prema uputstvu proizvođača ili prema standardima ISA-S 39.1, S 39.2, S 39.3 i S 39.4

**Z a n a r u č i o c a**

.....

Isto tako, ne treba uvijek ići na regulacioni ventil, ukoliko druga, jeftinija sredstva se mogu iskoristiti za manipulaciju protoka fluida. Sve što je rečeno u odjeljku 4.3. može se sa manjim modifikacijama iskoristiti, vodeći računa da je konstruktivna karakteristika drugačija i za

- leptirice
- žaluzine
- šibere

Tako, za regulaciju protoka vazduha ili plina pri niskim statičkim pritiscima (do 1000 [mmVS]) mogu se koristiti šiberi. (Za pomicanje šibera potrebna je velika sila, što im ograničava upotrebu). Leptirice se posebno široko upotrebljavaju na prečnicima cjevovoda do NO 3000 za regulaciju protoka vazduha, plina ili tečnosti sa statičkim pritiskom do 10 [kp/cm<sup>2</sup>]. Međutim za veće pritiske obavezno treba koristiti ventile, koji s obzirom na postojanje savremenih snažnih servomotora sa linearnim hodom mogu da se koriste kao jednosjedni sve do NO 200. U svakom slučaju, projektant sistema automatskog upravljanja treba pri proračunu i izboru ventila osim o tehničkim karakteristikama ventila, koje mu neposredno utiču na konturu, da vodi računa i o tehnološkim karakteristikama koje garantuju dug i pouzdan rad ventila.

Energetski nivo kojim mora raspolagati servomotor računa se, najprostije preko proračuna sile kojom mora servomotor nadvladati reakciju ventila

$$SILA = \Delta p_{V_{min}} \cdot F \quad (208)$$

gdje je  $\Delta p_{V_{min}}$  - pad pritiska pri minimalnom protoku

(tada je pad pritiska na ventilu maksimalan), a F je površina zapornog organa ventila (podatak koji daje proizvođač ventila). Savremeni servomotori obično imaju statičku i dinamičku karakteristiku invarijantnu s obzirom na silu opterećenja izlaznog vretena do neke maksimalne sile za koju se servomotor deklarira.

Što se tiče dinamičkih karakteristika ventila, one su zanemarive s obzirom na karakteristike ostalih elemenata konture, u tom smislu i servomotora sa kojim su kruto spregnute. Ali zato se servomotor bira prema kriterijumu datom slično jed. (167) za transmiter, tj.

$$T_{SM} < (0.2 - 0.3)T_{ob} \quad (209)$$

$$T_{SM} = (0.1 - 0.2)\tau_{ob}$$

na taj način, sprega servomotor - ventil predstavlja kompleksni izvršni organ kome dinamiku određuje dinamika servomotora, a statičku karakteristiku statička karakteristika ventila.

