

DK 621.646.001.5

## Laboratorijske raziskave na zapornih organih

FRANC SCHWEIGER

### 1. Uvod

Raznolikost pri uporabi zapornih organov je privедla do raznih tipov in izvedb teh organov. Kakor na vseh področjih, tako je tudi tu tekel tehnični razvoj od najmanjših ročnih zapornih organov do obsežnih agregatov, ki so posebno v rabi v hidromehanski opremi. V nadaljnjem obravnavanju se bomo omejili samo na te izvedbe. Glede na ekonomičnost in po konstrukcijskem vidiku so bili razviti razni tipi zapornih organov kakor so lopute, kroglasti zasunki, Johnsonovi zasunki itd. Ti elementi so dobivali vedno večje dimenzijsne — tudi do 5 m v premeru. Konstrukterji so zahtevali vedno natančnejše hidrodinamične podatke za konstruiranje in dimenzioniranje. Tako se je bilo treba neogibno zateči k laboratorijskim raziskavam, ki bi zadostile potrebam industrije in natanko opredelile nekatere vplive na zaporne organe.

### 2. Uporaba zapornih organov

Zaporni organi so splošno v rabi kot: zaporni organi v tlačnih vodih ali kot izpustni oziroma dušilni elementi v raznih oblikah. Povrh osnovnega namena, da zaporni organi zapirajo, opravljajo tudi to funkcijo, da ob morebitnem prelomu cevovoda varujejo celotni ustroj, da se ne preplavi ali ne zruši. Glede na to so se razvili tudi varnostni zaporni organi.

V splošnem sestojijo zaporni organi iz okrovja, zapornega telesa, ležajev in mehanizma, ki posreduje odpiranje ali zapiranje. Mehanizem je gnan lahko ročno preko predležja ali hidravlično. Pogon je po navadi avtomatičen, možno pa mora biti tudi ročno posredovanje.

Zaradi velikih sprememb tlakov, ki nastajajo za organi, lahko prihaja do kavitacije in s tem v zvezi do močnih nihanj, ki kvarno vplivajo na celotno postrojenje. Da to preprečujemo, se zadas za zaporne organe dovaja zrak, ki blaži nihanje in kavitacijo.

### 3. Metode in pogoji za laboratorijske meritve

Laboratorijski preizkusi se običajno izvajajo na modelih, ki so primerno zmanjšani nasproti dejanski izvedbi. Ob zmanjšanju izvedbe na velikost modela ali obratno moramo posvečati pozornost temelj pogojem:

- možnosti laboratorija,
- velikosti modela,
- pogoju sličnosti in
- kompresibilnosti.

Laboratorijske možnosti so po navadi omejene z že delujočimi preizkusnimi postajami, ki so opremljene s potrebnimi napravami in instrumenti.

Primerna velikost modela je potrebna zaradi natančnejše izvedene meritve kakor tudi zaradi natančnega geometrijskega pomanjšanja. Seveda moramo težiti za tem, da se dajo vse veličine z modela prenesti na izvedbo. S tem je ustrezeno zahtevo popolni geometrijski sličnosti med modelom in izvedbo. Osnovni pogoj za uporabo zakonov sličnosti pa je vezan na fizikalno sličen potek pojavov na modelu kakor tudi na izvedbi.

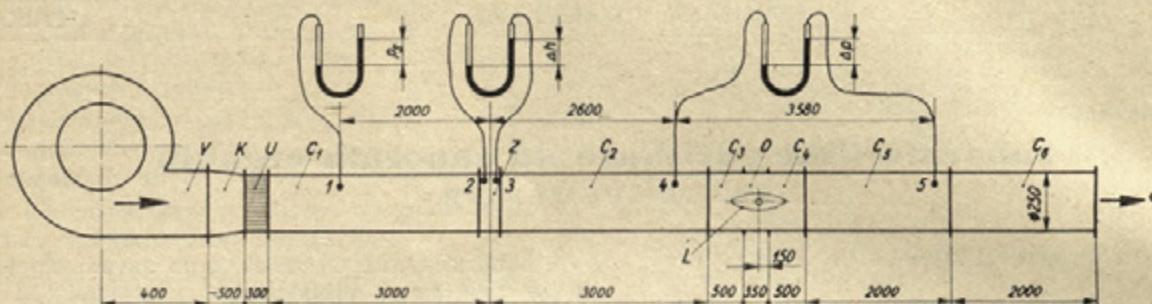
Pri izvedbi laboratorijskega preizkusa z zrakom pri velikih hitrostih moramo upoštevati tudi kompresibilnost fluida. Pri hitrostih v mejah 70...100 m/s moramo že upoštevati korekturo za dinamični tlak 1...2 %. Ta odstotek je še zmeraj zelo majhen in je napaka v mejah tolerance za meritve.

Preizkuse na modelih delamo običajno z vodo ali zrakom, ki pa se med preizkusom obnašata specifično.

Preizkus z zrakom je mnogo enostavnnejši, ker pri njem ni bazenov in prelivov za vodo. Izvedba modela je preprosta, cenena in lahka, ker je vse narejeno iz lesa. Vendar je preizkušanje z drugim fluidom, kakršen je uporabljen pri izvedbi, vezano na pogoj, da skušamo doseči vedno enako Reynoldsovo število. Ta pogoj je pri preizkušanju z zrakom težko doseči, kar pa pri zapornih organih nima posebno kritičnega vpliva, ker se pri preizkušanju ni treba ozirati toliko na izgube, ki nastajajo zaradi trenja, marveč vse bolj na izgube, ki nastajajo zaradi odlepljenja in vrtincev, te pa so precej neodvisne od Reynoldsovega števila.

Preizkus z vodo je mnogo bolj neekonomičen, ker so zanj potrebni železni ulitki za modelni preizkus, pa tudi oprema preizkusne postaje je združena s težjimi pogoji. Vsekakor se s samim preizkusom z zrakom ni mogoče zadovoljiti, ker ne dobimo vseh zaželenih podatkov, predvsem onih glede kavitacije.

Pri preizkusu z vodo ali zrakom nastaja na zgornji strani telesa nadtlak, na spodnji pa podtlak. Pomembne spremembe pa se pojavljajo pri preizkusu z vodo na spodnji strani, kjer je podtlak. Le-ta je tolikšen, da se iz vode, ki struji okrog telesa, izloča para. S tem se podtlak zmanjšuje tako dolgo, da se vzpostavi tlak nasičene pare, ki pa je večji od podtlaka, ki nastaja pri preizkušanju z zrakom. Te spremembe na spodnji strani telesa vplivajo na velikost sil in hidravličnih momentov.



Sl. 1. Shema preizkusne postaje. Merjenje hidravličnih elementov.

#### 4. Opis preizkusnih modelov

Izbrane so tri karakteristične skupine loput, ki se največ uporabljajo kot zaporni organi in en tip kroglastega zasunka.

Karakteristične dimenzijske modelove za lopute so naslednje:

premer lopute  $d = 250$  mm,  
debelina v osi lopute  $s = 30; 57,5; 75$  mm.

Specifična razmerja so tale:

$s/d = 0,12; 0,23; 0,30$ .

Tako dobljena razmerja veljajo za vse tri type loput, in sicer za:

- izvedbo Génissiat,
- lečasto izvedbo in
- varjeno izvedbo.

Seveda ima vsaka izmed navedenih izvedb še svoje specifičnosti glede na obliko in profiliranost loput. Obodna debelina je za izvedbo Génissiat  $b = 2; 3; 3,7$  mm, za lečasto in varjeno izvedbo pa je  $b = 7,5; 3$  mm.

Kroglasti zasunek je bil preizkušen pri štirih različnih aksialnih dolžinah, in sicer  $l = 387; 365; 342; 320$  mm, vendar vsakokrat pri istem okrovju s premerom telesa  $d = 241$  mm.

#### 5. Opis preizkusne postaje

Preizkusna postaja sestoji iz več skupin elementov, ki tvorijo potrebno celoto, da se lahko izvajajo posamezni preizkusi. Glavne skupine, ki sestavljajo postajo, so ventilator z elektromotorjem, potreben cevovod, okrovje z zapornim organom in merilni instrumenti (sl. 1). Ventilator »V« sesa in potiska zrak skozi konfuzor »K« in usmerjevalec »U«, ki odstranjuje morebitne tangencialne komponente toka, tako da dobimo čisto aksialno strujanje. Po prehodu skozi cev »C<sub>1</sub>« gre tok zraka dalje skozi zaslonko »Z«, cev »C<sub>2</sub>« in »C<sub>3</sub>«, skozi okrovje lopute »O«, teče mimo lopute in gre dalje skozi cevi »C<sub>4</sub>«, »C<sub>5</sub>« in »C<sub>6</sub>« v atmosfero.

V točki 1 je odvzem za statični tlak  $p_s$  za izračunavanje specifične teže zraka  $\gamma$ . Odvzema na zaslone za merjenje količine sta v točkah 2 in 3. Padec tlaka  $\Delta p$  je merjen med točkama 4 in 5, kjer je tudi telo zapornega organa. Vsi ti odvzemi so izpeljani na U-cevne manometre, ki so polnjeni z vodo. Sile v ležajih pri različnih položajih loput  $a$  so merjene s tehtanjem po načelu ravnotežja sil, in

sicer v smeri toka  $F_h$  in pravokotno na smer toka  $F_n$ . Da se lahko opravi merjenje sil na ležaj, mora biti en tečaj osi popolnoma prost in nevležajen, da prosto plava v zraku, medtem ko je drugi tečaj vležajen gibljivo. Načelo merjenja sil je izvedeno tako, da si v smeri toka in pravokotno nanj mislimo postavljen pravokotni koordinatni sistem. Središče sistema se ujema z osjo zapornega organa, kjer so pritrjene nitke, ki so izpeljane preko kolutov do skodelic, na katere nalagamo uteži in tako merimo velikost posameznih komponent. Sila hidravličnega momenta je merjena s tehtanjem tako, da ustvarimo moment nasproten hidravličnemu. Na kolatu, preko katerega so izpeljane niti za tehtanje, je vgravirana tudi skala, na kateri se odčitava nagib zapornega organa. Odpri položaj zapornega organa ustreza  $a = 0^\circ$ , zaprti pa  $a = 90^\circ$ .

#### 6. Teoretične osnove

Namen laboratorijskih preizkusov je bil, določiti posamezne koeficiente pretoka, koeficiente hidravličnega momenta in koeficiente posameznih komponent sil. Dobljene koeficiente, ki smo jih dobili z merjenjem na modelu, lahko po zakonu sličnosti uporabljamo za poljubne dimenzijske zapornih organov. Po tej poti si lahko izračunamo velikost hidravličnih momentov in reakcijskih sil za vsakokratno situacijo.

##### 6.1 Določitev koeficienta pretoka in koeficiente upora

Uporabljene veličine označujejo naslednje:

$k_d$	— koeficient pretoka zapornega organa,
$c_1$ , $c$ [m/s]	— koeficient upora zapornega organa, hitrost, ki nastaja na mestu zapornega organa pri dejanski pretočni količini $Q$ , če je prerez nezmanjš za telo zapornega organa,
$c_k$ [m/s]	— teoretična hitrost, ki bi nastala na tem mestu pri padcu $h_k$ , če ne bi bilo zapornega organa,
$Q$ [m <sup>3</sup> /s]	— dejanska pretočna količina,
$Q_k$ [m <sup>3</sup> /s]	— teoretična pretočna količina,
$d$ [m]	— premer cevovoda na mestu organa,
$z_1 = z_2$ [m]	— geodetska višina,
$\gamma$ [kp/m <sup>3</sup> ]	— specifična teža fluida,

$p_1, p_2 [\text{kp/m}^2]$  — statični tlaki, merjeni pred in za zapornim organom,  
 $c_1 = c_2 = c [\text{m/s}]$  — hitrost pri enakem prerezu cevovoda.

Različni položaji lopute spremnjava pretok fluida, kar se kaže na iznosu koeficiente pretoka  $k_d$ . Koeficient pretoka je definiran s podanim razmerjem:

$$k_d = \frac{Q}{Q_k} = \frac{c}{c_k} \quad (6.1)$$

$$c = \frac{Q}{\pi d^2} \quad (6.2)$$

Za izračun hitrosti  $c_k$  je potrebno poznati višino  $h_k$ , imenovano »padec lopute«.

$$c_k = \sqrt{2g h_k} \quad (6.3)$$

Zaradi dušenja na mestu zapornega organa — zmanjšanja prostega prereza — nastajajo izgube, ki zmanjšujejo hitrosti. Če označujemo velikost izgub zaradi zapornega organa s  $h_g$ , preostane razpoložljivi padec ( $h_k - h_g$ ), ki povzroča hitrost  $c$ .

$$c = \sqrt{2g (h_k - h_g)} \quad (6.4)$$

Izguba  $h_g$  se dobi z merjenjem energije fluida pred in za zapornim organom. Postavimo splošno Bernoullijevo enačbo za položaj pred zapornim organom:

$$h_1 = \frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 \quad (6.5)$$

Za položaj za zapornim organom:

$$h_2 = \frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \quad (6.6)$$

Izgube so enake razlike:

$$h_g = h_1 - h_2 \quad (6.7)$$

Iskani padec na zapornem organu dobimo iz enačbe (6.4):

$$h_k = h_g + \frac{c^2}{2g} \quad (6.8)$$

Uvedimo še splošni izraz za izgube:

$$h_g = \zeta_l \frac{c^2}{2g} \quad (6.9)$$

Iz prejšnjih enačb dobimo:

$$h_k = (1 + \zeta_l) \frac{c^2}{2g} \quad (6.10)$$

Poiščimo še relacijo med koeficientom upora in koeficientom pretoka, pri čemer dobimo:

$$\zeta_l = \frac{1}{k_d^2} - 1 \quad (6.11)$$

$$k_d = 0,288 \cdot \frac{Q}{d^2} \cdot \frac{1}{\sqrt{h_k}} \quad (6.12)$$

## 6.2 Določitev koeficiente hidravličnega momenta

Uporabljene označbe pomenijo naslednje:

$\varphi$	— koeficient hidravličnega momenta,
$M [\text{kpm}]$	— hidravlični moment,
$M_{stat} [\text{kpm}]$	— statični moment na polovico telesa pri zaprtem položaju,
$h [\text{m}]$	— geodetska višina med zgornjo in spodnjo vodno gladino,
$\zeta_{sist}; \zeta_c; \zeta_l; \zeta_t$	— koeficienti upora celotnega postrojenja; cevovoda; zapornega organa; turbine, vsi reducirani na premer zapornega organa,
$\zeta_i; \zeta_k; \zeta_r$	— koeficienti upora cevovoda, kolen in račev, pri poljubnih premerih,
$d; d_i; d_k; d_r [\text{m}]$	— premeri zapornih organov, cevovodov, kolen in račev,
$A = \pi d^2/4 [\text{m}^2]$	— površina prereza na mestu zapornega organa,
$Q_{max} [\text{m}^3/\text{s}]$	— maksimalni pretok skozi turbinu,
$Q' [\text{m}^3/\text{s}]$	— specifični pretok z ozirom na 1 m padca,
$h_t [\text{m}]$	— totalna višina pred turbino,
$h_s [\text{m}]$	— statična višina pred turbino.

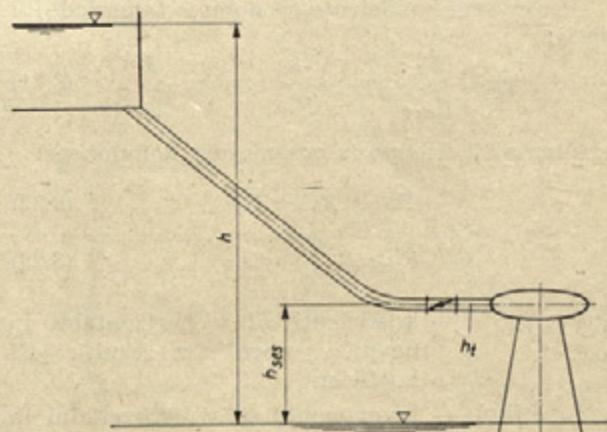
Kakor je v navadi v aerodinamiki, so tudi tu vpeljane brezdimenzijske vrednosti, ki karakterizirajo koeficiente hidravličnega momenta  $\varphi$ .

$$\varphi = \frac{M}{M_{stat}} \quad (6.13)$$

$$M_{stat} = \frac{d^3}{12} \cdot \gamma \cdot h_k \quad (6.14)$$

Velikost hidravličnega momenta dobimo tako, da za poljubno situacijo izračunamo velikost dinamične višine na mestu lopute, izražene v odvisnosti od razpoložljivega padca.

Kot primer obravnavamo primer varnostnega predturbinskega organa (sl. 1a).



Sl. 1a. Shema postrojenja

Dinamično višino izrazimo takole:

$$\frac{c^2}{2g} = \frac{h}{s_{ist}} \quad (6.15)$$

Gornja enačba velja samo v primeru, če zanemarimo višino izstopne hitrosti iz turbine, ki je navadno zelo majhna ( $\sim 1 \text{ m/s}$ ).

$$\zeta_{sist} = \zeta_c + \zeta_l + \zeta_t \quad (6.16)$$

Upor cevovoda, reducirana na premer zapornega organa:

$$\zeta_c = \zeta_i \left( \frac{d}{d_i} \right)^4 + \zeta_k \left( \frac{d}{d_k} \right)^4 + \zeta_r \left( \frac{d}{d_r} \right)^4 \quad (6.17)$$

$$\zeta_l = \frac{1}{k_d^2} - 1$$

$$\zeta_t = \frac{2gA^2}{Q'^2} \quad (6.18)$$

$$Q' = \frac{Q_{max}}{\sqrt{h_t + h_{ses}}} \quad h_t = h_s + \frac{c^2}{2g}$$

Iz enačb (6.1) in (6.3) izračunamo  $h_k$

$$h_k = \frac{c^2}{2g} \cdot \frac{1}{k_d^2} \quad (6.19)$$

Tako dobljene vrednosti vstavimo v enačbo (6.13) in (6.14) ter dobimo iskanu enačbo za moment

$$M = \frac{\gamma \cdot d^3}{12} \cdot \frac{q}{k_d^2} \cdot \frac{h}{\zeta_c + \zeta_l + \zeta_t} \quad (6.20)$$

Kakor je vidno iz enačbe (6.15), je velikost dinamične višine odvisna od razpoložljivega padca in celotnega upora. Te veličine lahko zavzemajo različne vrednosti, kar je odvisno od situacije, kakršna je v obravnavi (predturbinski varnostni organ, prelom cevovoda takoj ali dalje za zapornim organom itd.). Pri zadnjih dveh naštetih primerih seveda ni koeficiente turbine.

### 6.3 Določitev koeficientov sil

Posamezne koeficiente sil dobimo iz naslednjih relacij:

$$\psi_h = \frac{F_h}{F_{stat}}; \psi_n = \frac{F_n}{F_{stat}}; \psi = \frac{F}{F_{stat}} \quad (6.21)$$

Rezultanto sil dobimo iz posameznih komponent:

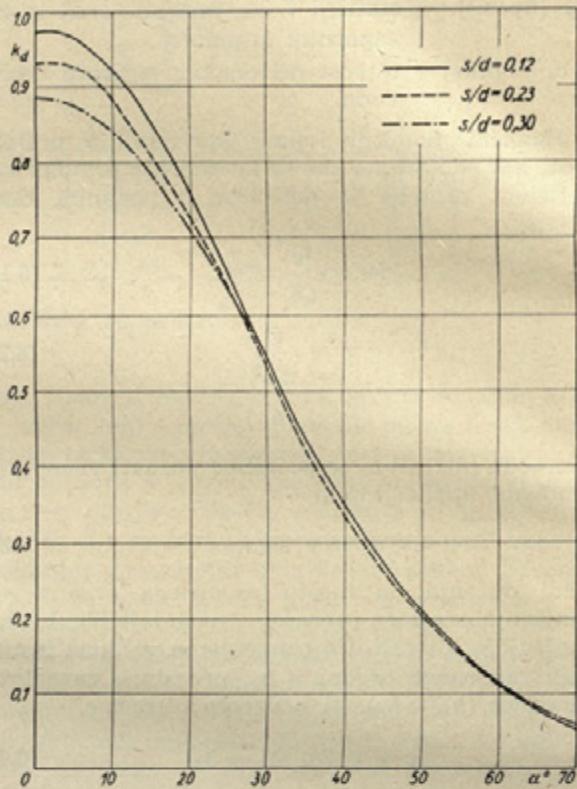
$$F = \sqrt{F_h^2 + F_n^2} \quad (6.22)$$

$$F_{stat} = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \gamma \cdot h_k \quad (6.23)$$

$\psi_h; \psi_n; \psi$  — koeficienti sil v horizontalni in navpični smeri ter rezultirajoči koeficient,

$F_h; F_n; F [\text{kP}]$  — komponente sil v horizontalni in navpični smeri ter rezultanta sil,

$F_{stat} [\text{kP}]$  — statična sila pri zaprtem položaju.



Sl. 2. Diagram koeficiente pretoka  $k_d$ . Loputa: Génissiat — 250  $\phi$

Podobno kakor v prejšnjem poglavju izračunamo za posamezne situacije dinamično višino; glej enačbo (6.15). Dobljeno vrednost vstavimo v enačbo (6.19) in dobimo tako iskanu  $h_k$  za dano stanje.

### 7. Potek meritev

Začetni korak je bilo merjenje padca  $h_p$ , kakršnega povzroča prazen cevovod na razdalji med obema mernima priključkoma. Naslednja faza je bilo merjenje celotnega padca  $h_c$ , in sicer tistega, kakršnega povzroča cevovod skupaj z vgrajenim zapornim organom, seveda pri različnih kotih odprtja.

Tako dobimo vrednosti za enačbo (6.9)

$$h_g = h_c - h_p,$$

iz katere lahko izračunamo izraz za  $\zeta_l$  pri znani hitrosti oziroma količini.

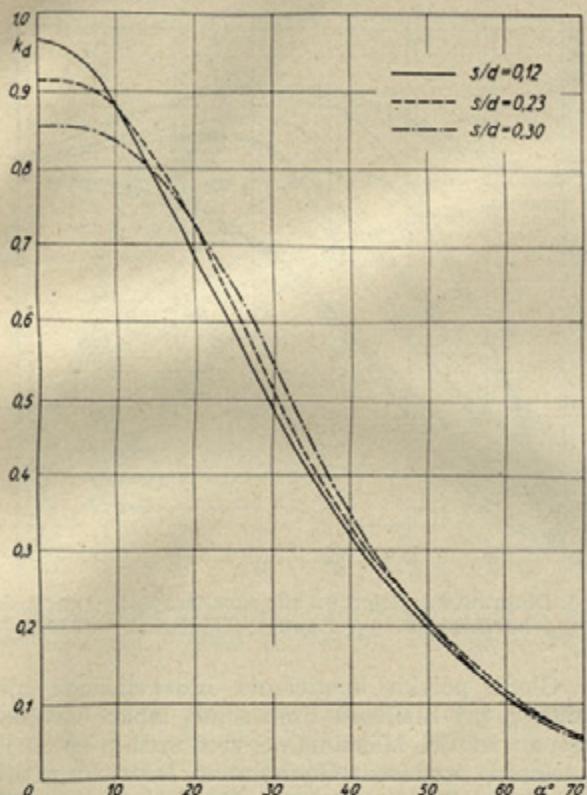
Količino fluida dobimo iz izraza:

$$Q = k \cdot \sqrt{A h} \quad (7.1)$$

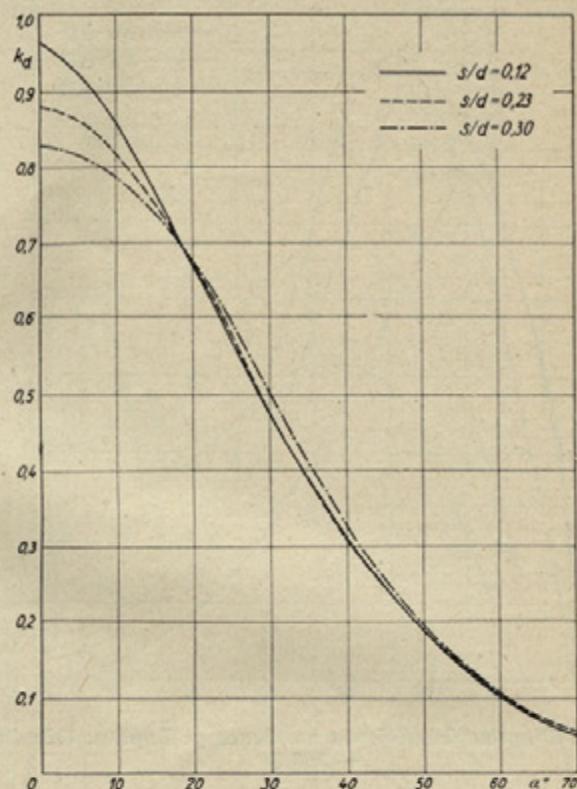
$k$  — konstanta zaslonke,

$A h [\text{kP/m}^2]$  — razlika višine vodnega stolpca na zaslonki.

Iz zgornjih izvajanj lahko izračunamo izraz za  $h_k$  po enačbi (6.10). To vrednost uvrstimo v enačbo (6.12) in dobimo iskanu vrednost za  $k_d$  oziroma  $\zeta_l$ .



Sl. 3. Diagram koeficienta pretoka  $k_d$ . Loputa: lečasta — 250  $\phi$



Sl. 4. Diagram koeficienta pretoka  $k_d$ . Loputa: varjena — 250  $\phi$

### 8. Rezultati meritev

Diagrami sl. 2, 3, 4 dajejo potek koeficienta pretoka  $k_d = f(\alpha)$  za izvedbo Génissiat, ter lečasto in varjeno izvedbo pri različnih kotih odprtja  $\alpha$ . Vnesene so krivulje  $k_d$  za specifična razmerja  $s/d = 0.12; 0.23; 0.30$ .

Diagrami sl. 5, 6 in 7 dajejo potek koeficienta momenta  $\varphi = f(\alpha)$  za izvedbo Génissiat, ter lečasto in varjeno izvedbo pri različnih kotih odprtja  $\alpha$ . Vnesene so krivulje  $\varphi$  za enaka specifična razmerja.

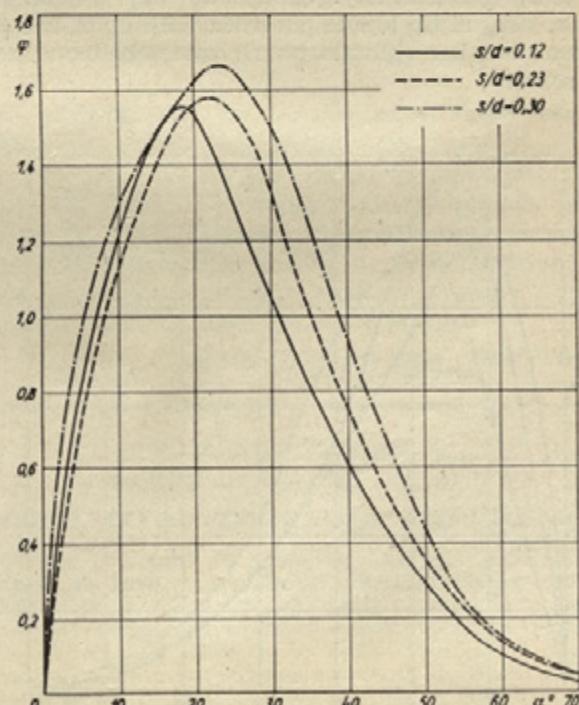
Diagrami sl. 8, 9 in 10 dajejo potek koeficientov sil  $\psi_h = f(\alpha)$ ,  $\psi_n = f(\alpha)$ ,  $\psi = f(\alpha)$  za izvedbo Génissiat ter lečasto in varjeno izvedbo pri različnih kotih odprtja  $\alpha$ . Vnesene so krivulje  $\psi_h$ ,  $\psi_n$  in  $\psi$  za enaka specifična razmerja.

Diagram sl. 11 daje potek koeficiente upora  $\zeta_l = f(s/d)$  za vse tri tipe loput. Diagram sl. 12 daje potek koeficiente momenta  $\varphi = f(\alpha)$  za različne aksialne dolžine kroglastega zasunka  $l = 387; 365; 342; 320$  mm. Za aksialno dolžino  $l = 387$  mm znaša koeficient upora  $\zeta_l = 0.02$  pri  $\alpha = 0^{\circ}$  (odprtji položaj).

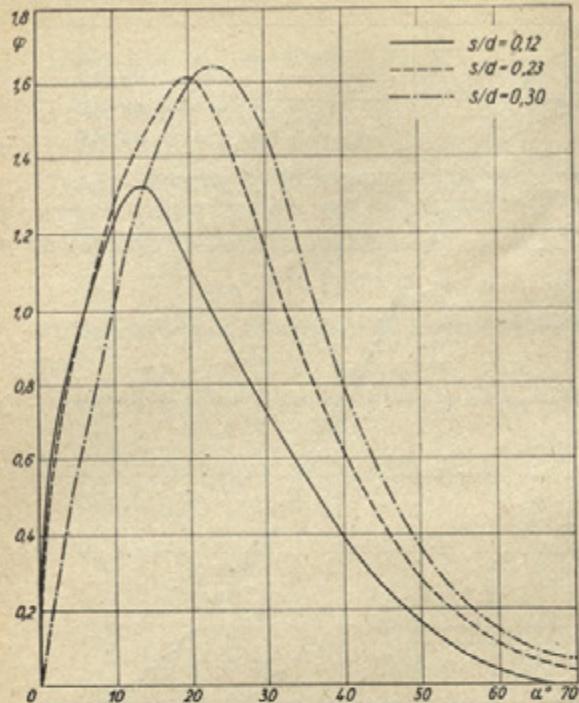
### 9. Diskusija

Kakor vidimo iz diagramov, potekajo krivulje koeficiente pretoka  $k_d$  normalno. S pripiranjem se zmanjšuje velikost pretoka in z njim tudi pretočni koeficient. Posebno zanimiv je znos koeficiente  $k_d$

pri majhnih kotih  $\alpha$ , zlasti pri  $\alpha = 0$ . Tu se jasno kaže vpliv specifičnega razmerja  $s/d$  kakor tudi debeline na obodu za posamezne vrste loput. Ta



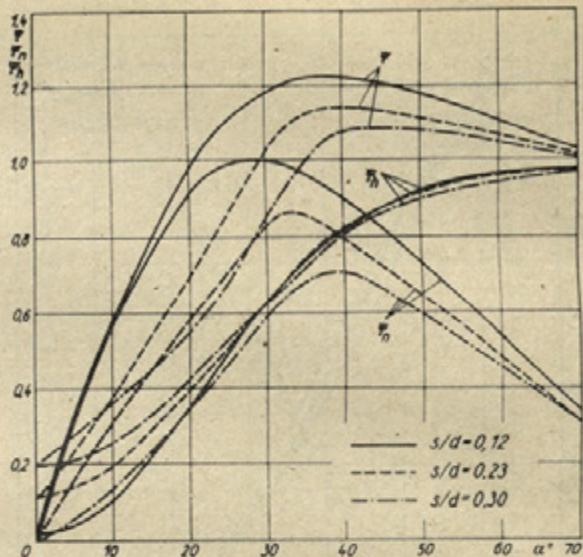
Sl. 5. Diagram koeficienta momenta  $\varphi$ . Loputa: Génissiat — 250  $\phi$



Sl. 6. Diagram koefficienta momenta  $\varphi$ . Loputa: lečasta — 250  $\phi$

vpliv je tudi razumljiv. Z večanjem osne debeline se zmanjšuje prosti prerez ter z njim tudi pretočni koeficient. Spreminjanje pretočnega koeficiente  $k_d$  je odvisno še od geometrične oblike zapornega organa kakor tudi od natočnega profila fluida.

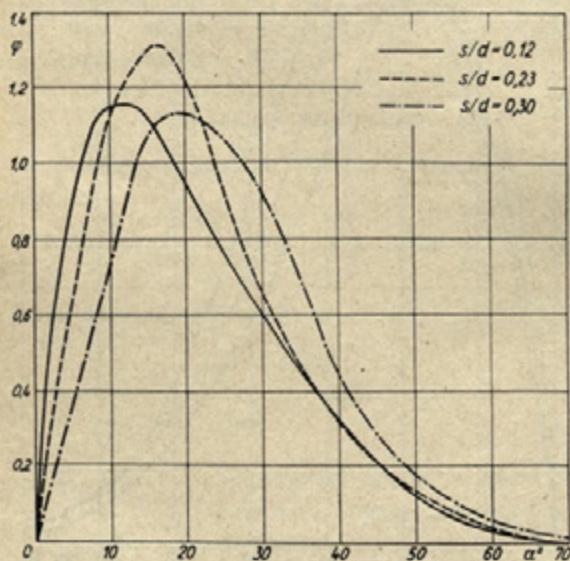
S slik za pretočni koeficient je tudi razvidno, da je tip Génissiat najugodnejši, ker daje najmanjši upor. Varjeni tip lopute povzroča večji upor, kar je razumljivo, ker vplivajo, povrh osne debeline same, še rebra.



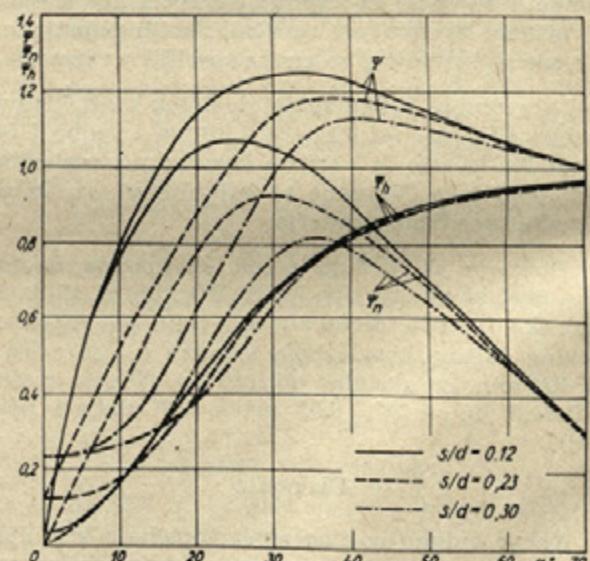
Sl. 8. Diagram koefficientov sil: rezultirajoči  $\psi$ , normalni  $\psi_n$ , horizontalni  $\psi_h$ . Loputa: Génissiat — 250  $\phi$

Glede poteka koeficiente hidravličnega momenta  $\varphi$  pri različnih tipih loput lahko osvojimo osnovno težjo. Maksimalne vrednosti  $\varphi$  za razne tipe loput, predvsem Génissiat in lečaste z različnimi specifičnimi razmerji  $s/d$ , ležijo v območju približno enakih vrednosti. Vsekakor težijo lopute z večjim specifičnim razmerjem  $s/d$  bolj v širino, t. j. maksimum se pomika v smeri povečanja kota odprtja  $\alpha$ . Varjeni tip lopute ima znatno manjše vrednosti za koeficient momenta. Te vrednosti so vezane na velikost in razporeditev tlakov po zgornji in spodnji površini lopute. Razporeditev tlakov pa je odvisna od profiliranja in odlepiljenja tokovnic.

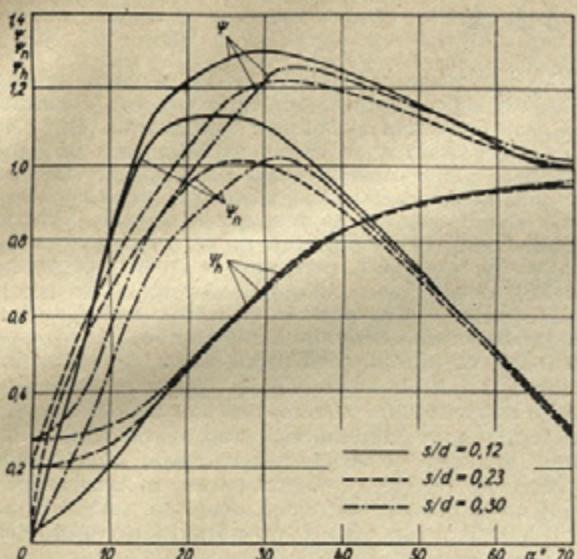
Koeficient momenta  $\varphi$  za kroglasti zasunek (sl. 12) je izmerjen za različne aksialne dolžine  $l$ ,



Sl. 7. Diagram koefficienta momenta  $\varphi$ . Loputa: varjena — 250  $\phi$



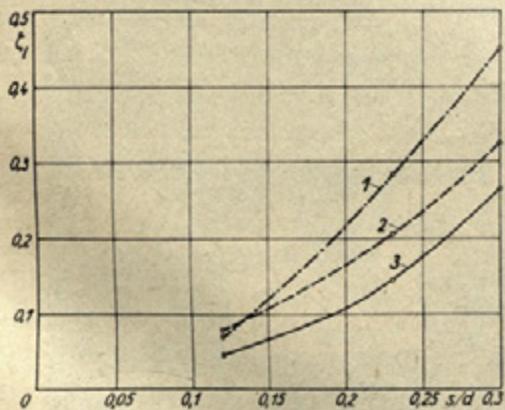
Sl. 9. Diagram koefficientov sil: rezultirajoči  $\psi$ , normalni  $\psi_n$ , horizontalni  $\psi_h$ . Loputa: lečasta — 250  $\phi$



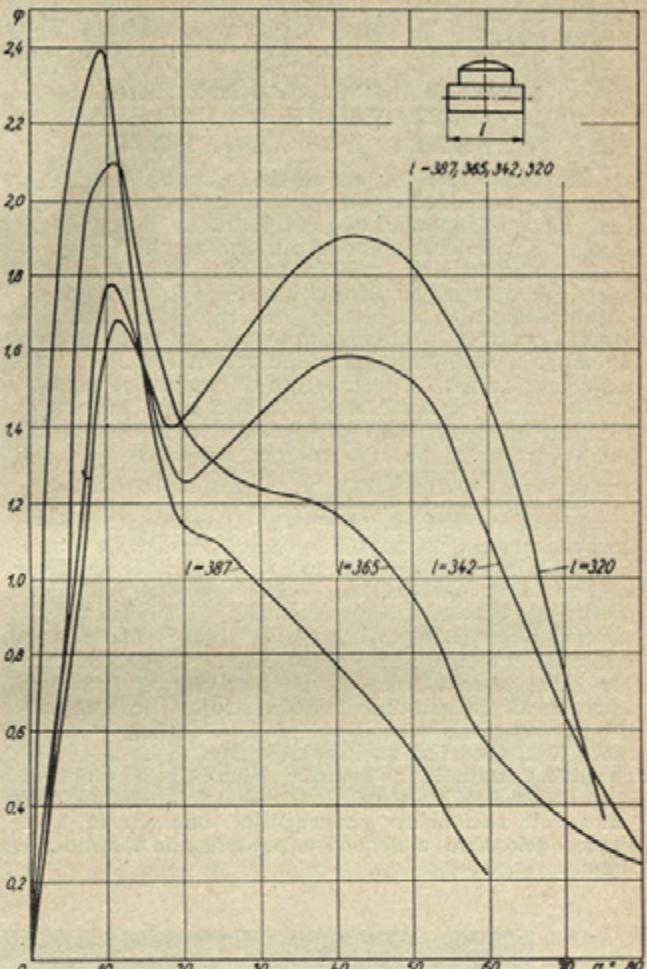
Sl. 10. Diagram koeficientov sil: rezultirajoči  $\phi$ , normalni  $\psi_n$ , horizontalni  $\psi_h$ . Loputa: varjena — 250  $\phi$

kakor je bilo povedano uvodoma. Potelek koeficienta momenta  $\varphi$  za aksialno dolžino  $l = 387$  je pravilen, vendar je maksimalni znos občutno prevelik. Zaradi tega so bile izvedene raziskave še pri ostalih dolžinah, da bi dognali vpliv aksialne dolžine  $l$  na velikost in potelek koeficienta momenta. Kakor je razvidno iz diagrama, znos koeficienta takoj pada, brž ko se zmanjša  $l$ , pojavi pa se povečanje koeficienta momenta za kote, ki so večji od  $\alpha = 20^\circ$ . Za razmotrivanje o vplivu aksialne dolžine  $l$  ne smemo jemati na znanje pojavov, ki se kažejo po tem kotu. To nenadno povečanje koeficienta  $\varphi$  po kotu  $\alpha > 20^\circ$  je pripisati povečanim špranjem zaradi enakega okrovja, skrajšanja zapornega telesa in s tem v zvezi spremenjeni porazdelitvi tlakov.

Potelek koeficientov sil  $\psi_h$  je za vse tipe skoraj enak, kar je razumljivo, ker ima pri tem glavno vlogo prerez, ki ovira prost pretok fluida. Koeficient  $\psi_h$  pada z naraščanjem specifičnega razmerja



Sl. 11. Diagram koeficiente upora  $\zeta_l$  pri  $\alpha = 0^\circ$ . Loputa — 250  $\phi$ : 1 — Génissiat, 2 — lečasta, 3 — varjena



Sl. 12. Diagram koeficiente momenta  $\varphi$ . Kroglasti zasun — 241  $\phi$

$s/d$ , medtem ko se pri rezultirajočem koeficientu  $\psi$  prepletata vpliva obeh koeficientov.

Ponovno je potrebno poudariti, da so bili izvedeni vsi preizkusi z zrakom. Vpliv spremembe podtlaka na mestu lopute pri preizkusu z vodo na velikost hidravličnih veličin tu ni bil obdelan, za kar so potrebne podobne meritve, izvajane z vodo pri različnih kavitacijskih koeficientih.

Avtor: ing. Franc Schweiger, Turbininstitut, Ljubljana-Vižmarje.

#### POJASNILO K ČLANKU: (objavljenem v SV 1958—5)

#### MEJNO ŠTEVILO ZOB PRI STOŽČASTIH ZOBNIKIH

Na pripombo iz kroga bralcev naj dodamo, da stroje za izdelavo stožčastih zobnikov po šabloni — čeprav je ta način več ali manj zastarel in ne daje posebno natančnih ozobij — izdeluje razen tovarne Heidenreich — Harbeck še vedno tudi nekaj drugih podjetij, med njimi švicarska tovarna Oerlikon, vendar pa ta le posamezno, v glavnem samo za lastne potrebe ali po posebnem naročilu. To pojasnilo naj dopolnil le uvod članka, ne spreminja pa njegovega smisla.

H. Muren