YU — ISSN 0039-2480

STROJNIŠKI VESTNIK

LETNIK 33 LJUBLJANA, JULIJ—SEPTEMBER 1987 ŠTEVILKA 7—9

UDK 621.224.24

# Sodoben prijem in smernice pri izbiri francisove turbine

FRANC SCHWEIGER — JANEZ GREGORI

*Želene podatke o francisovih turbinah so z razumevanjem posredovali izdelovalci: KMW — Švedska, NEYRPIC — Francija, DOMINION ENGINEERING WORKS — Kanada, VOITH — Zvezna republika Nemčija, ALLIS — CHALMERS ZD Amerike in TURBOINŠTITUT — Jugoslavija. Avtorja se za ljubeznivost zahvaljujeta in priporočata še za sodelovanje za naprej.*

*Prav tako pa se avtorja zahvaljujeta Raziskovalni skupnosti Slovenije za financiranje te raziskovalne naloge in Turboinštitutu za podporo pri izdelavi naloge.*

## 1. UVOD

Potreba po energetskih virih stalno narašča zaradi povečanja industrijske proizvodnje in porasta življenjskega standarda v svetu. Premog kot osnovni vir energije, ki ga je v preteklih desetletjih začela nadomeščati nafta, pa pokriva le še okrog 25 odstotkov svetovne energetske porabe. Nafta in njeni derivati pa zaradi svojih fizikalnih in kemijskih lastnosti zavzemajo vse večji odstotek v energetski bilanci. Ta tendenca je povzročila v preteklih letih izreden skok cen te dragocene surovine. Po drugi strani pa zaloge surove nafte vse hitreje kopnijo, dostopi do nahajališč so težji in zelo občutljivi glede na politični položaj v svetu. Podobne analize izkoriščanja energetskih surovinskih virov kakor tudi ekonomska bilanca povedo, da vseh teh zalog ne bomo mogli do konca izkoristiti, ker po nekem višku med proizvodnjo in porabo postane izkoriščanje negospodarno.

Te osnovne misli nas silijo, da razmišljamo o uporabi drugih, predvsem novih virov energije kakor tudi izkoriščanju vodnih potencialov, ki pomenijo v naši državi še precejšen delež neizkoriščene energije. Kot novi viri energije se pojavljajo jedrska energija, sončna energija, energija vetra, geotermalna energija in bioenergija z raznimi sistemi za shranjevanje in prenos energije. Vsi navedeni viri energije se v različnih sistemih dopolnjujejo tako, da pomenijo optimalno možnost izkoriščanja celotne energije. Optimalnost izkoriščanja sistema pa narekuje porabo energije v določeni dobi in času. Tu se prepletata tudi industrijska poraba energije s svojimi značilnostmi in možnost za hitro vključevanje posameznih proizvajalcev električne energije v omrežje, kar pomeni veliko prednost za posamezne enote. V to skupino lahko prištevamo skoraj vse vrste hidroenergetskih agregatov. Agregati, ki lahko v trenutku dosežejo največjo obremenitev, so dragocen proizvajalec energije.

Vse kaže, da se moramo nasloniti na domače vire energije, in sicer predvsem na energetske zmogljivosti naših rek. Tu pa se pojavi vprašanje gospodarnosti gradnje posameznih vrst elektrarn glede na investicijske in pogonske stroške. Znano je, da so investicijski stroški pri hidroelektrarnah veliki, medtem ko so pogonski stroški minimalni. Vrednost investicijskih stroškov pri gradnji hidroelektrarn je odvisna predvsem od gradbenih del. Vendar pa analiza stroškov pokaže, da postane hidroenergija po nekaj letih obratovanja zelo poceni, ker pa je doba trajanja elektrarne dolga, pomeni energija te vrste idealno rešitev v sodobnih energetskih potrebah. K tem dokaznim razlogom pa lahko dodamo še dejstvo, da imamo doma sodobno opremljeno tovarno za izdelavo vodnih turbin: T. Z. Litostroj, ki skupaj z Inštitutom za turbinske stroje lahko izdela in razvije tako kakovostne stroje, da se lahko z uspehom pojavlja na domačem in tujem tržišču. Nenehno spremljanje in izpopolnjevanje lastnih konstrukcij in oblik turbine pa terja poznavanje dosežkov tudi drugih izdelovalcev vodnih turbin v svetu, da se lahko obdrži na konkurenčni ravni. V ta namen je izdelana tudi ta študija, ki naj omogoči projektantom vpogled v optimalne informacije o hidravličnih in geometrijskih veličinah francisovih turbin. Sistematično zbiranje podatkov o izvedenih agregatih bo omogočilo določiti svetovno usmeritev razvoja posameznih parametrov, kakor tudi način in možnosti, ki jih imajo izdelovalci turbinskih strojev.

Poglavitna informacija ki jo iščemo, je specifična vrtilna hitrost za podani padec in pretok, ki je značilna za tip turbine. Izbira specifične vrtilne hitrosti pa naj bo za dano stanje hkrati tudi optimalna rešitev. Danega problema se je treba lotiti z zbiranjem podatkov o sedanjih agregatih ter optimizacijo zbranih veličin, kar pomeni ugodno in zanesljivo rešitev. Statistična obdelava teh podatkov pa pomeni tudi optimalno rešitev danega problema. Prednost takega prijema je vključitev večine izdelovalcev vodnih turbin radialnega tipa v statistično analizo. Tako dobimo potrebne informacije, ki jih projektant potrebuje ob izbiri hidroenergetskih enot. Dimenzije stroja, ki izvirajo iz statističnih podatkov in analize, že posredno določajo težo

agregata, ki je s trdnostnim izračunom tudi ekonomsko popolnoma podan. Sama namestitev agregata glede na spodnjo vodo pa pomembno vpliva na velikost gradbenih del in njenih stroškov. Glavne misli lahko torej strnemo v sklep, da je izbira specifične vrtilne hitrosti stroja glede na razpoložljivi padec in določitev optimalnih geometrijskih in hidravličnih parametrov ter namestitev agregata glede na spodnjo vodo zaradi pojava kavitacije bistvenega pomena.

## 2. PARAMETRI FRANCISOVE TURBINE

Tehnični napredek v svetu se kaže tudi pri oblikovanju in izdelavi francisovih turbin. Izvedba z izredno velikimi turbinami se uporablja za popolnejše izkoriščanje rečnih padcev in pretokov pri povečanju samega izkoristka turbine. Naše študije bomo osredotočili predvsem na določanje osnovnih dimenzij rotorja, in sicer za enostopenjske in enotočne izvedbe. Želimo ugotoviti zakonitosti, ki vladajo med posameznimi parametri francisove turbine, in jih bomo statistično obdelali. Francisova turbina je po osnovni obliki določena in tudi oblikovno podana s specifično vrtilno hitrostjo. Vsi drugi parametri turbine pa so podani kot funkcijska odvisnost specifične vrtilne hitrosti in določajo gabaritne mere turbine.

Zbiranje statističnih podatkov po sedanjih agregatih je dolgotrajno in zamudno delo. Zbrane podatke smo dobili od posameznih izdelovalcev vodnih turbin in v dostopni literaturi. Vse podatke smo uredili in podali v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti, ki je podana z enačbo:

$$n_q = \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}} \tag{1}$$

kjer pomenijo $H$ — padec, $Q$ — pretok in $n$ — vrtilno hitrost. V zgornji enačbi so združeni vsi parametri, ki so značilni za nek turbinski stroj in ga tudi enopomensko določajo. Parametre, ki jih bomo obravnavali, lahko razdelimo v dve osnovni skupini, in sicer:

— hidravlične parametre in

— geometrijske parametre.

Obe skupini parametrov določata turbino, predvsem pa rotor, in sicer po dimenzijah kakor tudi po energetskih parametrih. Vse vrednosti, podane v grafih, veljajo za optimalne razmere obratovanja. Množico zbranih podatkov, ki vsak zase določajo izveden turbinski agregat, bomo statistično ovrednotili z metodami matematične statistike. Povezava med dvema parametroma, ki predstavljata polje točk, določata regresijsko krivuljo, katere tesnost prilagajanja je tem večja čim manjši je raztros točk. Uporabo statističnih grafov lahko strnemo v nekaj splošnih sklepov:

— statistično zbrani podatki in grafi bodo koristni in zanimivi za vse izdelovalce in projektante francisovih turbin, saj bodo lahko opredelili svoje mesto glede na druga podjetja.

— Vsakdo bo lahko ocenil usmeritev razvoja posameznih izdelovalcev francisovih turbin.

— Podatki so namenjeni tudi za hitro ocenjevanje in izbiro turbinskega stroja, in to za optimalne razmere.

Padec $H$, ki je na voljo in se koristno uporabi pri pretoku fluida skozi hidravlični stroj, pa že pomeni osnovno informacijo, ki povezuje specifično vrtilno hitrost, namreč:

$$H = f(n_q) \tag{2}$$

Iz želene povezave pa že izvira podatek, ki se z razvojem spreminja, namreč, katera specifična vrtilna hitrost pripada padcu $H$.

V želji po čim večji univerzalnosti in široki uporabi dobljenih informacij bodo vsi parametri podani v brezdimenzijski obliki. Po znanih definicijah o brezdimenzijskih vrednostih imamo:

$$\psi = \frac{g\,H}{K_\psi\, n^2\, D_R^2} \text{ — energijsko število} \tag{3}$$

$$\varphi = \frac{Q}{K_\varphi \,.\, n \,.\, D_R^3} \text{ — pretočno število} \tag{4}$$

kjer pomenijo:

$D_R$ — vstopni premer rotorja in

$K_\psi$; $K_\varphi$ — konstanti.

Posebnega pomena je koeficient kavitacije $\sigma_s$, ki ga zapišemo v poenostavljeni obliki

$$\sigma_s = \frac{H_B - H_s}{H} \tag{5}$$

kjer sta:

$H_B$ — atmosferska višina in

$H_s$ — sesalna višina.

Razmerja, ki jih želimo poiskati in podati v brezdimenzijski obliki, naj imajo naslednjo funkcijsko odvisnost:

$$\begin{aligned} \psi &= f(n_q) \\ \varphi &= f(n_q) \\ n_q &= f(\sigma_s) \end{aligned} \tag{6}$$

Neodvisnost brezdimenzijskih števil od $n_q$ in dimenzij stroja jim daje veliko univerzalnost in prednost predvsem pri primerjavi performanc posameznih agregatov.

Geometrijski parametri, ki podajajo osnovne izmere in podatke o rotorju, bodo podani v obliki geometrijskih razmerij v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti $n_q$, torej:

$$\begin{aligned} D_s/D_R &= f(n_q) \\ B_R/D_R &= f(n_q) \\ B_v/D_R &= f(n_q) \\ D_v/D_R &= f(n_s) \end{aligned} \tag{7}$$

kjer pomenijo:

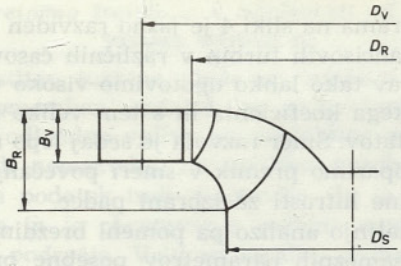
$D_s$ — sesalni premer rotorja,
$B_R$ — višino rotorja (lopate),
$D_v$ — premer čepov vodilnih lopat in
$B_v$ — višino vodilnika.

S slike 1 razberemo pomen geometrijskih veličin.

Da dobimo popolnejšo sliko o stroju, so vpeljani še dodatni parametri, in sicer koeficient obodne hitrosti

$$K_u = \frac{\pi D_R n}{2 g H . 60} \tag{8}$$

ki ga lahko reduciramo na vstopni ali izstopni premer.




Sl. 1. *Geometrijske veličine francisove turbine*

Dodatno so predstavljene še vstopna hitrost $v_{SP}$ v okrov spirale kakor tudi izstopna hitrost $v_{DT}$ iz sesalne cevi kot funkcija specifične vrtilne hitrosti $n_q$.

Zbiranje hidravličnih in geometrijskih parametrov je zelo kočljivo, včasih nezanesljivo, zato skušamo dobiti čim več podatkov neposredno od izdelovalcev, kar pa je seveda odvisno od razumevanja in zaupanja. Vendar pa množica podatkov s statistično obdelavo ponuja zelo zanesljivo informacijo o posameznih parametrih. Energijski podatki, ki so bili dobljeni za posamezne agregate, pomenijo načrtovane vrednosti za dani agregat.

## 3. OPTIMIZACIJA PARAMETROV FRANCISOVE TURBINE

### 3.1 Energijski parametri

Podatki, ki nas zanimajo pri prvi oceni projekta, naj bodo zanesljivi in naj zajemajo informacije, ki se nanašajo na hidravlične veličine in na samo velikost posameznih elementov agregata. Hidravlične in energijske parametre bomo obravnavali iz izhodišč, ki naj projektantom pokažejo optimalne vrednosti in prizadevanja drugih izdelovalcev vodnih turbin. V ta namen bomo zbrali podatke o že znanih agregatih, ki nam bodo rabili kot podlaga za popis osnovnih statističnih diagramov. Parametri bodo podani iz splošnih razmerij v preprosti odvisnosti med padcem in specifično vrtilno hitrostjo. Obravnavali bomo dva prijema, in sicer:

— po oceni polja točk in
— po metodi statistične analize.

Študija osnovnih hidravličnih parametrov francisovih turbin pokaže, da obstaja načelna povezava med specifično vrtilno hitrostjo $n_q$ in padcem $H$. Torej lahko zapišemo:

$$H n_q^2 = K \text{ (konstanta)} \tag{9}$$

Vrednost konstante se lahko spreminja, kar je pač odvisno od izkušenj in zmožnosti posameznih izdelovalcev. Izkušnje in podrobne analize podatkov o francisovih turbinah kažejo, da je vrednost konstante $K$ v mejah:

$$250\,000 < K < 500\,000$$

Sedaj lahko zgornjo enačbo zapišemo v končni obliki, ki naj velja kot usmerjenost za francisovo turbino

$$250\,000 < H n_q^2 < 500\,000 \tag{10}$$

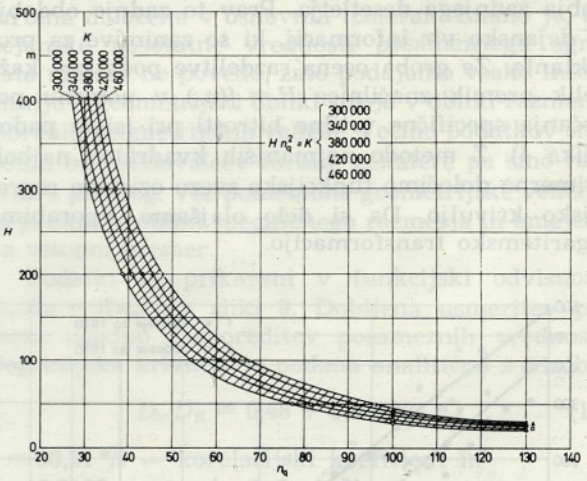
Srednja vrednost konstante $K$ pa znaša:

$$K = 375\,000$$

oziroma

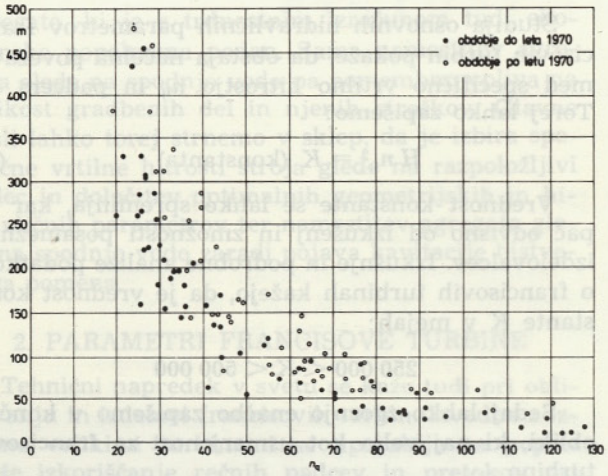
$$H n_q^2 = 375\,000$$

Razmerja, ki določajo konstanto $K$, so podana na sliki 2.




Sl. 2. *Padec H v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti $n_q$*

Po drugi strani pa dobimo osnovno razmerje $H = f(n_q)$ tako, da zberemo ustrezne podatke o francisovih agregatih. Ti podatki so podlaga za izdelavo osnovnih statističnih diagramov. Podatki za posamezne agregate se nanašajo na njihove optimalne vrednosti. Povezava zbranih podatkov v obliki funkcijske odvisnosti pomeni za zelo široko področje specifičnih vrtilnih hitrosti optimalno značilnost. Posamezni agregati pomenijo polje točk, ki so povezane v funkcijski odvisnosti $H = f(n_q)$ in prikazane na sliki 3. Zbrano množico točk je treba statistično obdelati in poiskati krivuljo, ki pomeni iskano funkcijsko odvisnost. Da bi pokazali usmerjenost razvoja francisovih agregatov s časom, smo



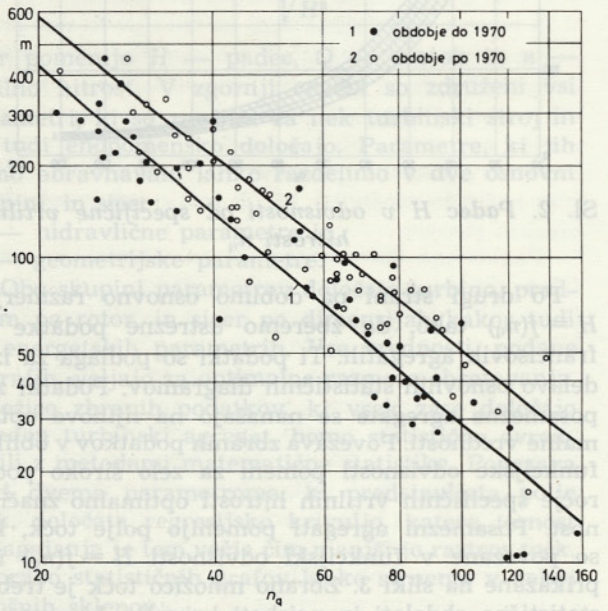

Sl. 3. *Padec H v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti* $n_q$

razdelili celotno dobo v dve časovni obdobji, in sicer:

— obdobje od leta 1960 do 1970 in

— obdobje po letu 1970 do 1982.

S to razdelitvijo smo želeli zajeti usmeritev razvoja francisovih turbin s posebnim poudarkom obdobja zadnjega desetletja. Prav to zadnje obdobje je dejansko vir informacij, ki so zanimive za projektanta. Že groba ocena razdelitve podatkov kaže velik premik značilnice $H = f(n_q)$ v pomenu povečanja specifične vrtilne hitrosti pri istem padcu (slika 4). Z metodo najmanjših kvadratov najbolj primerno določimo funkcijsko zvezo oziroma regresijsko krivuljo. Da si delo olajšamo, uporabimo logaritemsko transformacijo.




Sl. 4. *Padec H v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti* $n_q$

Rezultati statistične analize zbranih podatkov za obdobje do leta 1970 so naslednji:

$$H = \frac{75098{,}3}{n_q^{1{,}703}} \tag{11}$$

$r = -93{,}75\ \%$ — korelacijski koeficient in
$\sigma = 96{,}10$ — standardni odmik.

Obdobje od leta 1970 do 1982:

$$H = \frac{58369{,}7}{n_q^{1{,}53}} \tag{12}$$

$r = -93{,}23\ \%$ — korelacijski koeficient in
$\sigma = 108{,}24$ — standardni odmik.

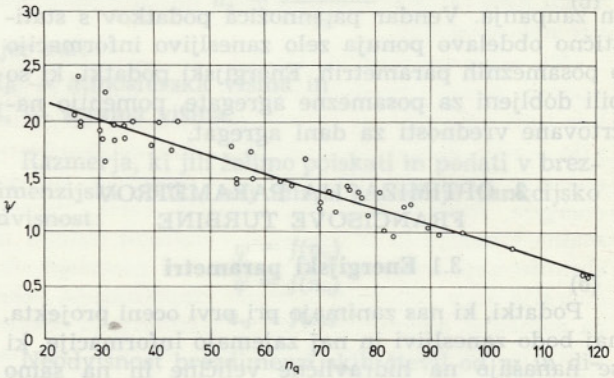
Iz diagrama na sliki 4 je jasno razviden razvojni premik francisovih turbin v različnih časovnih obdobjih. Prav tako lahko ugotovimo visoko vrednost korelacijskega koeficienta in s tem veliko zanesljivost rezultatov. Smer razvoja je sedaj lepo razvidna in dobro opazimo premik v smeri povečanja specifične vrtilne hitrosti za izbrani padec.

Za nadaljnjo analizo pa pomeni brezdimenzijski prikaz posameznih parametrov posebne prednosti, zato jih bomo tudi tako prikazovali.

V analizi smo ovrednotili srednjo vrednost za funkcijsko odvisnost $\psi = f(n_q)$ ter tako dobili regresijsko krivuljo (sl. 5). Analitična vrednost regresijske krivulje pa dobi obliko:

$$\psi = 2{,}4724 - 0{,}01537\, n_q \tag{13}$$

$r = -94{,}53\ \%$ — korelacijski koeficient in
$\sigma = 0{,}4225$ — standardni odmik.

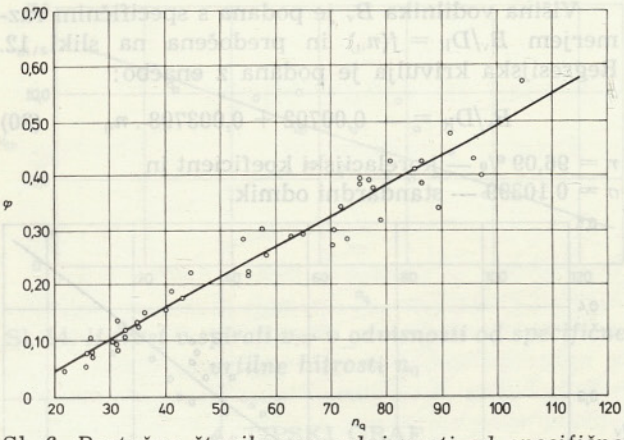



Sl. 5. *Energijsko število* $\psi$ *v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti* $n_q$

Pretok smo izrazili s pretočnim koeficientom kot funkcijo $\varphi = f(n_q)$. Grafični prikaz funkcije je podan na sliki 6, medtem ko je analitična vrednost podana z enačbo:

$$\varphi = -0{,}0622 + 0{,}00555\, n_q \tag{14}$$

$r = 96{,}88\ \%$ — korelacijski koeficient in
$\sigma = 0{,}1366$ — standardni odmik.



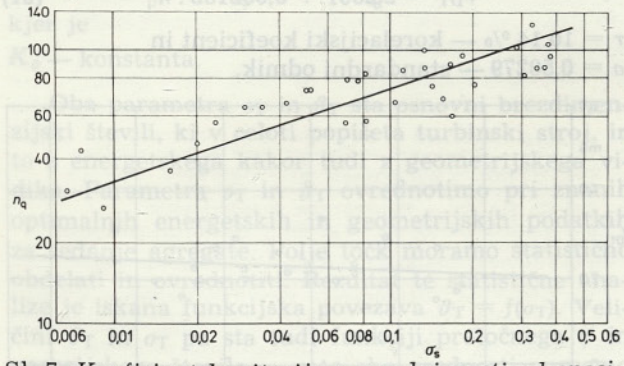

Sl. 6. *Pretočno število $\varphi$ v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti $n_q$*

Namestitev turbine glede na spodnjo vodo pomeni pomemben podatek za projektanta, saj ta veličina odločilno vpliva na poglobitev agregata in tako tudi neposredno na velikost gradbenih stroškov. Ta podatek tudi zagotavlja, da se vodni tok ne utrga in je obratovanje turbine zunaj kavitacijskega področja. Velikost sesalne višine $H_s$, ki je funkcija kavitacijskega števila $\sigma_s$, pa je hkrati merilo za razvoj kavitacije.

Vrednost Thomovega koeficienta podamo v obliki $n_q = f(\sigma_s)$ (sl. 7), njen analitični izraz pa dobi obliko:

$$\sigma_s = 2{,}464 \,.\, 10^{-7} \,.\, n_q^{3{,}01} \qquad (15)$$

$r = 82{,}41\ \%$ — korelacijski koeficient in
$\sigma = 0{,}11690$ — standardni odmik.



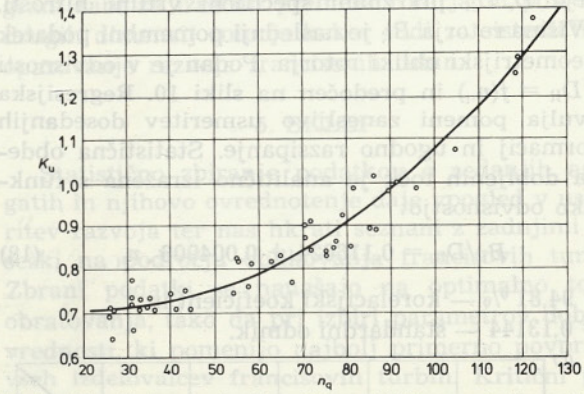

Sl. 7. *Koeficient kavitacije $\sigma_s$ v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti $n_q$*

Obravnavane veličine določajo predvsem energijske parametre turbine, do neke mere pa že posegajo v njene dimenzije. Tako nam veličini $\psi$ in $\varphi$ že omogočata približni izračun premera rotorja. Želimo pa, da izračun premera rotorja sloni na statističnih osnovah zbranih podatkov, zato uporabimo koeficient obodne hitrosti $K_u$, enačba (8).

Zbrani podatki so podani v funkcijski odvisnosti $K_u = f(n_q)$ na sliki 8. Dobljeni raztros pomeni ugodno usmeritev glede na $n_q$. Podatki so bili statistično ovrednoteni, funkcija pa je podana z enačbo:

$$K_u = 0{,}75019 - 3{,}154 \,.\, 10^{-3} \,.\, n_q + 6{,}361 \,.\, 10^{-5} \,.\, n_q^2 \qquad (16)$$

$r = 97{,}26\ \%$ — korelacijski koeficient in
$\sigma = 0{,}03803$ — standardni odmik.




Sl. 8. *Koeficient obodne hitrosti $K_u$ v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti $n_q$*

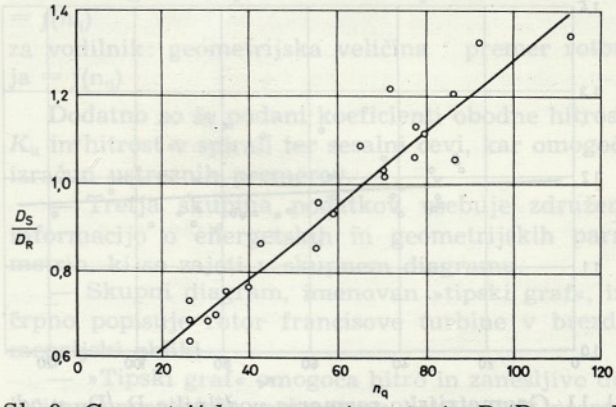
### 3.2 Geometrijski parametri

Oblikovanje turbine sloni na razpoložljivih geometrijskih podatkih, ki jih dobimo z analizo geometrijskih parametrov že sedanjih agregatov. Za konstrukterja so ti podatki najpomembnejši, saj z njimi določamo dimenzije stroja, ki naj bi dosegel zahtevane obratovalne razmere. S temi podatki je turbina določena v osnovnih izmerah. Znano je, da dejanske absolutne vrednosti posameznega agregata ničesar ne povedo, zato podajamo vsako informacijo o geometrijski obliki stroja v obliki razmerja izbranih geometrijskih veličin. Večino podatkov smo dobili od izdelovalcev turbin, nekatere pa smo razbrali s predlog. Vse pomembne geometrijske veličine so podane v obliki specifičnega razmerja in omejene na vstopni premer.

Podatki so prikazani v funkcijski odvisnosti $D_s/D_R = f(n_q)$ na sliki 9. Dobljena usmeritev pomeni ugodno razporeditev posameznih vrednosti. Regresijska krivulja je podana analitično z enačbo:

$$D_s/D_R = 0{,}46 + 0{,}00829 \,.\, n_q \qquad (17)$$

$r = 96{,}21\ \%$ — korelacijski koeficient in
$\sigma = 0{,}2163$ — standardni odmik.



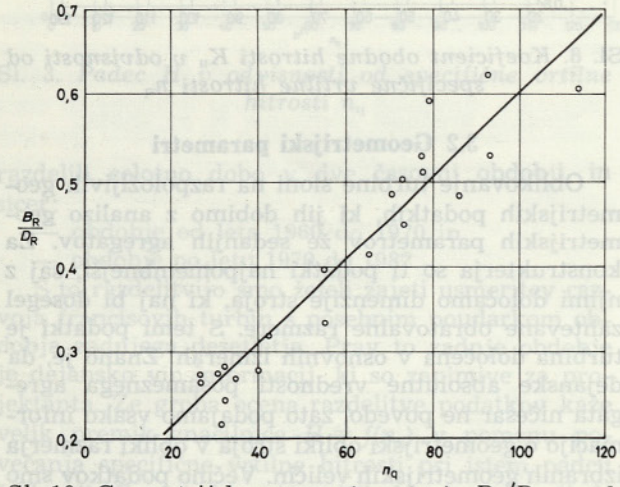

Sl. 9. *Geometrijsko razmerje rotorja $D_s/D_R$ v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti $n_q$*

Diagram na sliki 9 kakor tudi podana enačba omogočata neposredno določanje specifičnega razmerja $D_s/D_R$ pri znani specifični vrtilni hitrosti.

Višina rotorja $B_R$ je naslednji pomembni podatek o geometrijski obliki rotorja. Podan je v odvisnosti $B_R/D_R = f(n_q)$ in predočen na sliki 10. Regresijska krivulja pomeni zanesljivo usmeritev dosedanjih informacij in ugodno razsipanje. Statistična obdelava dobljenih točk je analitično izražena s funkcijsko odvisnostjo:

$$B_R/D_R = 0{,}116024 + 0{,}004906 \,.\, n_q \qquad (18)$$

$r = 94{,}81\ \%$ — korelacijski koeficient in
$\sigma = 0{,}13144$ — standardni odmik.

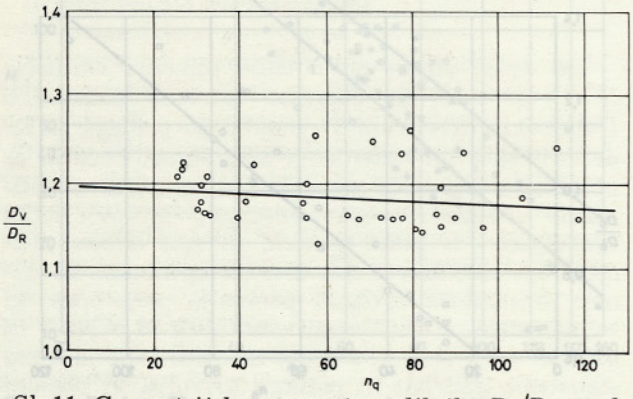



Sl. 10. *Geometrijsko razmerje rotorja $B_R/D_R$ v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti $n_q$*

Nadaljnji element, ki oblikuje turbino, je vodilnik in je popisan z dvema osnovnima geometrijskima veličinama. Premer vodilnika $D_v$ pomeni lego čepa vodilnikovih lopat, specifično razmerje $D_v/D_R = f(n_q)$ pa je podano na sliki 11. Analitični izraz pa je:

$$D_v/D_R = 1{,}19985 - 0{,}0002495 \,.\, n_q \qquad (19)$$

$r = -17{,}64\ \%$ — korelacijski koeficient in
$\sigma = 0{,}0381$ — standardni odmik.

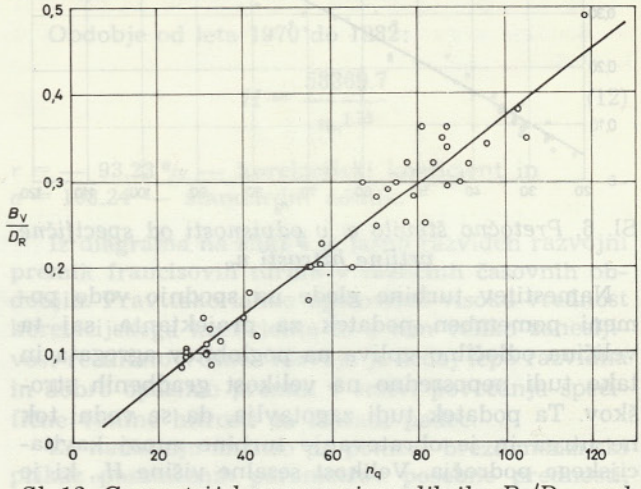



Sl. 11. *Geometrijsko razmerje vodilnika $D_v/D_R$ v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti $n_q$*

Višina vodilnika $B_v$ je podana s specifičnim razmerjem $B_v/D_R = f(n_q)$ in predočena na sliki 12. Regresijska krivulja je podana z enačbo:

$$B_v/D_R = -0{,}00702 + 0{,}003798 \,.\, n_q \qquad (20)$$

$r = 96{,}09\ \%$ — korelacijski koeficient in
$\sigma = 0{,}10399$ — standardni odmik.



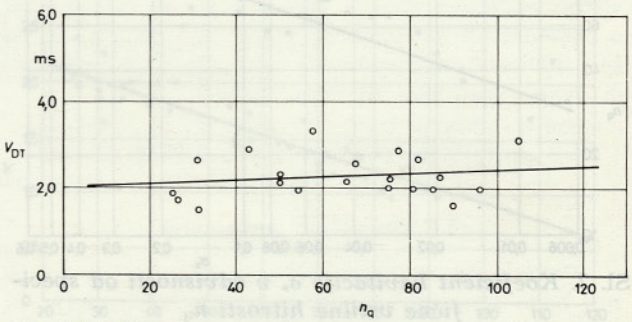

Sl. 12. *Geometrijsko razmerje vodilnika $B_v/D_R$ v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti $n_q$*

Osnovne informacije o spiralnem okrovu in sesalni cevi dobimo iz vstopne hitrosti, ki jo statistično ovrednotimo.

Izstopna hitrost $v_{DT}$ iz sesalne cevi je podana na sliki 13 s funkcijsko odvisnostjo:

$$v_{DT} = 2{,}2861 + 0{,}002162 \,.\, n_q \qquad (21)$$

$r = 10{,}14\ \%$ — korelacijski koeficient in
$\sigma = 0{,}50279$ — standardni odmik.



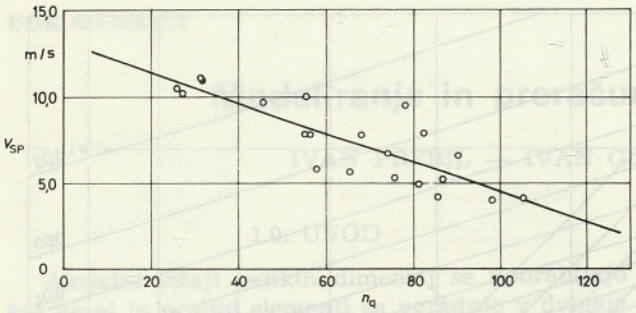

Sl. 13. *Hitrost v sesalni cevi $v_{DT}$ v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti $n_q$*

Vstopna hitrost $v_{SP}$ v spiralni okrov je podana na sliki 14, analitični izraz pa z enačbo:

$$v_{SP} = 13{,}07786 - 0{,}085237 \,.\, n_q \qquad (22)$$

$r = -84{,}16\ \%$ — korelacijski koeficient in
$\sigma = 2{,}3897$ — standardni odmik.

Vstopne premere spiralnega okrova in sesalne cevi pa izračunamo iz podanega pretoka in ustrezne vstopne hitrosti.




Sl. 14. *Hitrost v spirali $v_{SP}$ v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti $n_q$*

## 4. TIPSKI GRAF

Namen tega poglavja je pokazati povezavo med geometrijskimi in hidrodinamičnimi parametri in predočitev teh parametov v skupnem diagramu. Vse veličine so podane v brezdimenzijski obliki, kjer vpeljemo specifično vrtilno hitrost kot funkcijo $\varphi$ in $\psi$.

$$\sigma_T = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} = \frac{K_\sigma\, n\, Q^{1/2}}{(gH)^{3/4}} \tag{23}$$

kjer je

$K_\sigma$ — konstanta.

Nadaljnji korak je združitev geometrijskih in hidrodinamičnih parametrov v novo brezdimenzijsko število, imenovano specifični premer $\vartheta_T$

$$\vartheta_T = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} = \frac{K_\vartheta\, D_R\, (g\, H)^{1/4}}{Q^{1/2}} \tag{24}$$

kjer je

$K_\vartheta$ — konstanta.

Oba parametra $\sigma_T$ in $\vartheta_T$ sta osnovni brezdimenzijski števili, ki v celoti popišeta turbinski stroj, in to z energetskega kakor tudi z geometrijskega vidika. Parametra $\sigma_T$ in $\vartheta_T$ ovrednotimo pri znanih optimalnih energetskih in geometrijskih podatkih za sedanje agregate. Polje točk moramo statistično obdelati in ovrednotiti. Rezultat te statistične analize je iskana funkcijska povezava $\vartheta_T = f(\sigma_T)$. Veličini $\vartheta_T$ in $\sigma_T$ pa sta tudi funkciji pretočnega $\varphi$ in energijskega števila $\psi$, zato obe vrednosti vnesemo v skupni diagram z logaritemsko lestvico, kjer sta $\varphi$ in $\psi$ kot premici s konstantnimi vrednostmi $\varphi$ in $\psi$. Vse vrednosti so podane v diagramu na sliki 15, skupaj z regresijsko krivuljo. Analitična vrednost dobljene funkcije pa dobi obliko:

$$\vartheta_T = 10^{0,152-0,194(\log\sigma_T)+0,524(\log\sigma_T)^2} \tag{25}$$

r = —99,12 % — korelacijski koeficient in

$\sigma$ = 0,857 — standardni odmik.

Diagram na sliki 15 imenovan »tipski graf«, podaja osnovne veličine, ki povezujejo tip hidravličnega stroja skupaj z njegovimi geometrijskimi in energetskimi parametri. Funkcijska odvisnost $\vartheta_T = f(\sigma_T)$ pa hkrati pomeni tudi optimalno statistično vrednost doslej izvedenih francisovih turbin. Diagram rabi za izračun premera rotorja in posredno drugih dimenzij rotorja kakor tudi za sistematično opazovanje razvoja francisovih tubin.

## 5. SKLEP

Statistično zbiranje podatkov o sedanjih agregatih in njihovo ovrednotenje daje vpogled v usmeritev razvoja ter nas hkrati seznani z zadnjimi dosežki na področju oblikovanja francisovih turbin. Zbrani podatki se nanašajo na optimalno točko obratovanja, tako da pri izbiri parametrov dobimo vrednosti, ki pomenijo najbolj primerno povprečje vseh izdelovalcev francisovih turbin. Kritični pregled zbranih podatkov pa tudi pove, da je bil prijem pravilen, dobljeni rezultati pa so izredno uporabni.

Dosežke tega dela lahko strnemo v naslednje sklepe:

— Izdelani prijem omogoča zanesljivo spremljanje smeri razvoja francisovih turbin.

— Dobljeni rezultati pomenijo zelo zanesljivo informacijo o energetskih in geometrijskih parametrih francisovih turbin.

— Prva skupina podatkov zajema energijske parametre, ki so razdeljeni v naslednja razmerja:

$$H = f(n_q)$$

in to po obdobjih, kar daje vpogled v usmeritev razvoja.

$$\psi = f(n_q)$$
$$\varphi = f(n_q)$$

v brezdimenzijski obliki, kjer dobimo boljši vpogled kakor pri absolutnih veličinah.

$$\sigma_s = f(n_q)$$

s koeficientom sesalne višine, ki omogoča namestitev turbine v taki višini, da se ne pojavi kavitacija.

— Druga skupina podatkov zajema geometrijske parametre v obliki specifičnega razmerja, in sicer:

za rotor: geometrijska veličina / premer rotorja = $= f(n_q)$

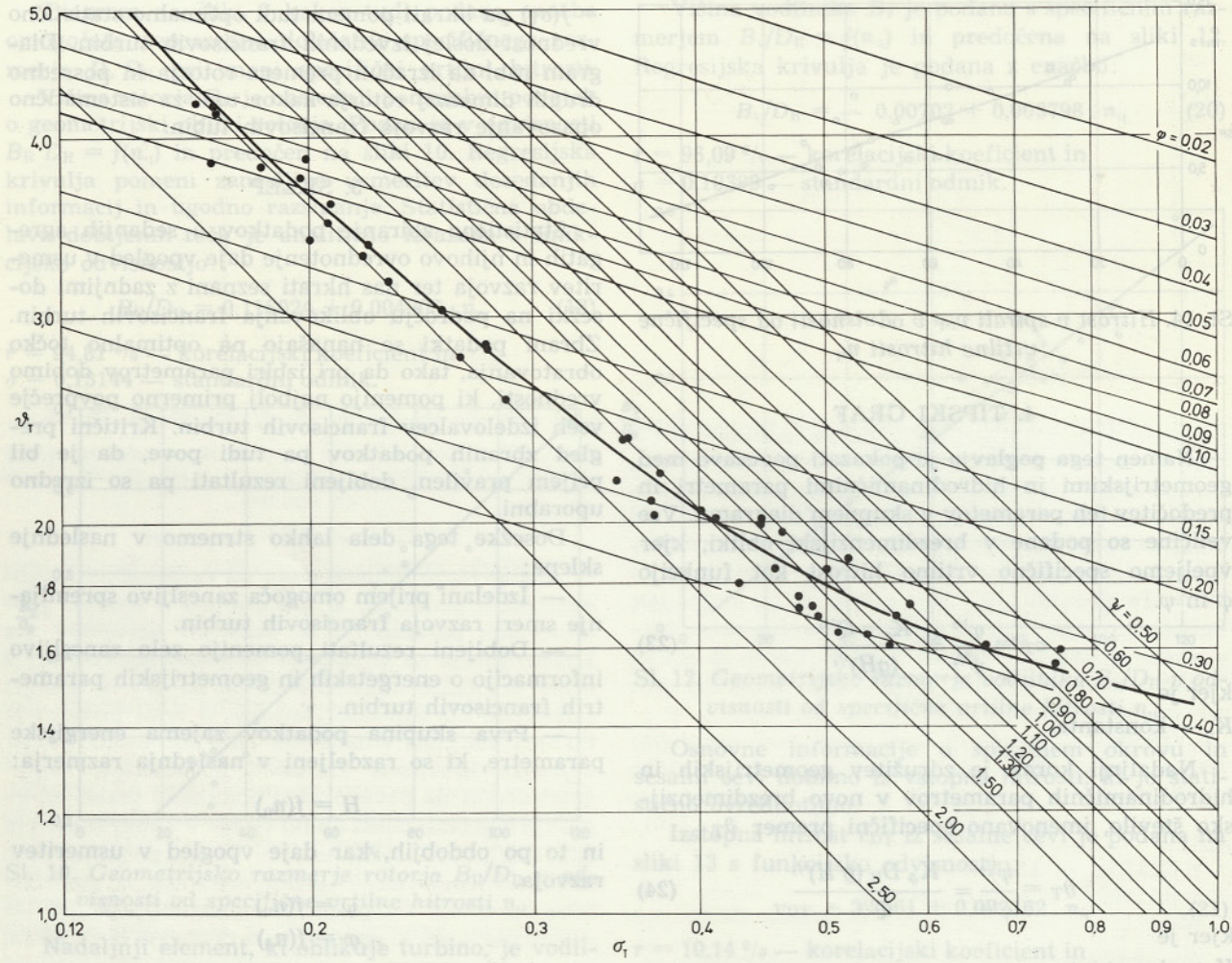
za vodilnik: geometrijska veličina / premer rotorja = $f(n_q)$

Dodatno so še podani koeficienti obodne hitrosti $K_u$ in hitrost v spirali ter sesalni cevi, kar omogoča izračun ustreznih premerov.

— Tretja skupina podatkov vsebuje združeno informacijo o energetskih in geometrijskih parametrih, ki so zajeti v skupnem diagramu.

— Skupni diagram, imenovan »tipski graf«, izčrpno popisuje rotor francisove turbine v brezdimenzijski obliki.

— »Tipski graf« omogoča hitro in zanesljivo določitev energijskih parametrov kakor tudi premer rotorja.




Sl. 15. *Specifični premer $\vartheta_T$ v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti $\sigma_T$*

Podani diagrami skupaj z ustreznimi analitičnimi izrazi omogočajo projektantu hitro in zanesljivo izbiro osnovnih veličin turbinskega agregata. Raziskovalcu, ki ga podrobneje zanimajo smeri v razvoju francisovih turbin oziroma posamezni parametri, pa zagotavlja hitro usmerjenost in vpogled v prodornost posameznih skupin strokovnjakov, ki načrtujejo turbine. Prav tako pa lahko podatki in informacije, ki so predočeni v diagramih, rabijo svetovalcem in prodajalcem vodnih turbin kot vodič in priročnik pri njihovem delu.

## 6. LITERATURA

[1] De Siervo: Modern trends in selecting and designing Francis turbines, Water Power & Dam Construction, August 1976.

[2] Fällstrom: Turbine developments on the Lule river, Water Power & Dam Construction, March 1982.

[3] Graeser: Abaque pour Turbines Hydrauliques, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, Institut de Machines Hydrauliques, 1974.

[4] Mosonyi, E.: Wasserkraftwerke, I., II. VDI Verlag, Düsseldorf, 1966.

[5] C. V. Davies: Handbook of Applied Hydraulics Mc. Graw — Hill 1970.

[6] Escher Wyss News, Vol 1, 2, 3; 1960.

[7] Escher Wyss News, Vol 1; 1965.

[8] Riva — Calzoni — Publications & Information.

[9] Allis — Chalmers — Publications & Information.

[10] Neyrpic — Publications & Information.

[11] Escher Wyss — Publications & Information.

[12] Ka Me Wa — Publications & Information.

[13] Voith — Publications & Information.

[14] Dominion — Engineering — Publications.

[15] Ivanović Branislav: Teorija korelacije u ekonomskim istraživanjima, Ekonomska biblioteka, Beograd 1959.

[16] Blejec, M.: Gospodarska statistika, Ekonomska fakulteta v Ljubljani, Ljubljana.

[17] Vidav, I., Jamnik S.: Višja matematika II. — verjetnostni račun in statistika, Ljubljana.

[18] Blažić, M. R.: Opšta statistika — osnovi i analiza, Savremena administracija, Beograd 1980.

[19] Grdić G., Njegić R., Obradović S.: Statistika za ekonomiste, Institut za ekonomska istraživanja, Savremena administracija, Beograd 1971.

[20] Petz, B.: Osnove statističke metode, Učbenik Sveučilišta u Zagrebu, Zagreb 1970.

[21] Neveau, P.: Mathematische grundlagen der Wahrscheinlichkeitstheorie, München 1969.

[22] Murray R. Spiegel: Theory and Problems of Statistic, Shaum Publishing Co. New York, 1961.

[23] Wilfrid J. Dixon, Frank J. Massey: Introduction to Statistical Analysis, McGraw — Hill Book Company, Inc. New York, Toronto, London 1951.

[24] Hodges — Lehmann: Basic Concepts of Probability and Statistics, San Francisco 1964.

Naslova avtorjev: prof. dr. Franc Schweiger, dipl. inž., Fakulteta za strojništvo, Ljubljana in
Janez Gregori, dipl. inž.
Inštitut za turbinske stroje v Ljubljani