

UDK 621.224.35

## Sodobne razvojne smeri kaplanovih turbin

FRANC SCHWEIGER – JANEZ GREGORI

## 1. UVOD

Razpoložljivi energetski viri so narodno bogastvo, ki ga je treba premišljeno izkoristiti. Sodobni razvoj pa terja tudi vedno večjo porabo energije. Takšne razmere nas silijo, da izkoriščamo še razpoložljive vodne zmogljivosti, ki v naši državi pomenijo precejšen delež neizkoriščene energije. Tu upoštevamo tudi hitro prilagodljivost vodnih agregatov ob njihovem vključevanju v energetske sistem. Vse to pa narekuje optimalno izkoriščanje turbinskih strojev pri dobrem izkoristku. Zato moramo sodobno oblikovati turbinske stroje, pri čemer moramo nadrobno poznati energijske razmere v pretočnem polju turbine. V naši razpravi se bomo omejili na določanje nekaterih geometrijskih in energetskih parametrov kaplanovih turbin. Da bi razvoj turbin zajeli čim širše, smo se odločili za zbiranje podatkov znanih agregatov, kjer so upoštevane razvojne usmeritve posameznih izdelovalcev in gospodarske razmere. Hkrati bo ta študija omogočila pregled najboljših podatkov o hidravličnih in geometrijskih veličinah kaplanovih turbin. Sistematično zbiranje podatkov o sedanjih agregatih bo pomagalo določiti svetovno usmeritev razvoja posameznih parametrov, kar bo v izredno pomoč vsem tistim inženirjem, ki jih ta problematika zanima.

Statistična obdelava vseh veličin pa pomeni tudi ugodno in optimalno rešitev danega problema. Prednost takega razmišljanja je vključitev večine izdelovalcev vodnih turbin aksialnega tipa v statistično analizo. Rezultati bodo izhodišče za oblikovanje novih agregatov. Posamezne dimenzije stroja, ki izvirajo iz statističnih podatkov in analize, že posredno določajo težo agregata, ki je s trdnostnim izračunom tudi gospodarno popolnoma določen. Namestitev agregata glede na spodnjo vodo pa pomembno vpliva na obsežnost gradbenih del in njenih stroškov. Vse te misli povedo, da je izbira specifične vrtilne hitrosti turbine glede na razpoložljivi padec in določitev geometrijskih in hidravličnih parametrov bistveno pomembna.

## 2. PARAMETRI KAPLANOVE TURBINE

Naše študije bomo ostredotočili predvsem na določanje osnovnih veličin rotorja in okrova. Te osnovne izmere pa podajajo poleg velikosti posredno tudi že težo agregata in s tem njegovo vrednost. Tu pa že izstopa končna cena, ki je izhodišče za ponudbe na mednarodnem trgu.

Zbiranje statističnih podatkov o sedanjih agregatih je dolgotrajno in zamudno delo. Podatke smo dobi-

li od izdelovalcev in delno iz literature. Tip turbinskega stroja opišemo in določimo z njegovo specifično vrtilno hitrostjo, ki je podana z enačbo:

$$n_q = \frac{n Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad (2.1),$$

kjer pomenijo:  $H$  – višino v m,  $Q$  – pretok v  $m^3/s$ ,  $n$  – vrtilno hitrost v vrt./min.

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,
- geometrijske parametre.

Obe skupini parametrov popolnoma določata turbino, tako po dimenzijah kakor tudi po njihovih hidravličnih značilnostih.

Zbrane podatke bomo vnašali v diagrame in jih statistično ovrednotili. Polje točk, ki ga predstavljajo podatki, je treba statistično obdelati in določiti regresijsko krivuljo. Povezava med posameznimi točkami in regresijsko krivuljo bo tem boljša čim manjši je raztros posameznih vrednosti.

Osnovni hidravlični parameter, ki ima pomembno vlogo pri projektiranju, je padec  $H$ :

$$H = f(n_q) \quad (2.2).$$

Enačba pove, katera specifična vrtilna hitrost pripada podanemu padcu, pri čemer pa se dana povezava z razvojem spreminja.

V želji po čim večji univerzalnosti in široki uporabi bodo nekateri parametri podani v brezdimenzijski obliki. Tako dobimo naslednja števila:

$$\psi = \frac{gH}{K_\psi n^2 D_R^2} \quad \text{– energijsko število} \quad (2.3),$$

$$\varphi = \frac{Q}{K_\varphi n D_R^3} \quad \text{– pretočno število} \quad (2.4),$$

$$K_u = \frac{u}{\sqrt{2gH}} \quad \text{– število obodne hitrosti} \quad (2.5),$$

kjer pomenijo:  $D_R$  – premer rotorja,  $u$  – obodna hitrost,  $K_\psi$ ,  $K_\varphi$  – konstanti.

Specifična števila bomo podali v odvisnosti, in sicer:

$$\psi = f(n_q) \quad (2.6),$$

$$\varphi = f(n_q) \quad (2.7),$$

$$K_u = f(n_q) \quad (2.8).$$

Geometrijski parametri, ki podajajo osnovne dimenzije, bodo podani v obliki razmerij, kot funkcije specifične vrtilne hitrosti, torej:

$$D_P/D_R = f(n_q) \quad (2.9),$$

$$D_V/D_R = f(n_q) \quad (2.10),$$

$$B_V/D_R = f(n_q) \quad (2.11),$$

kjer so:  $D_P$  – premer pesta,  $D_V$  – premer razdelnega kroga vodilnih lopat,  $B_V$  – višina vodilnika.

### 3. OPTIMIZACIJA PARAMETROV KAPLANOVE TURBINE

Predstavitev podatkov bo podano z izhodišč, ki naj uporabnikom pokažejo kar najbolj nazorno optimalne vrednosti in smernice razvoja kaplanovih turbin. Polje točk, ki je povezano v funkcijsko odvisnost  $H = f(n_q)$ , je bilo statistično analizirano. Celotno množico točk smo razdelili v dve časovni obdobji, in sicer:

- do leta 1970,
- od leta 1970 do 1983.

S to razdelitvijo smo želeli zajeti razvoj kaplanovih turbin glede na posamezna obdobja. Groba ocena porazdelitve podatkov kaže na precejšen pomik značilnice  $H = f(n_q)$  v smeri povečanja specifične vrtilne hitrosti pri enakem padcu.

Rezultati statistične analize zbranih podatkov do leta 1970 so predstavljeni z regresijsko funkcijo:

$$H = 3187867 n_q^{-2,357} \quad (3.1),$$

$r = -92,35\%$  – korelacijski koeficient.

Za obdobje 1970 do 1983 pa s funkcijsko odvisnostjo:

$$H = 920650 n_q^{-2,058} \quad (3.2),$$

$r = -95,41\%$  – korelacijski koeficient.

Razvojni premik kaplanovih turbin, prikazan v dveh časovnih obdobjih, je jasno razviden iz obeh analitičnih izrazov, enačbi (3.1) in (3.2). Prizadevanje po razvoju je znatno. Podatki  $H = f(n_q)$  omogočajo, da izberemo za določen padec najprimernejši agregat, ki ustreza sodobnim razvojnim smerem.

Za nadaljnjo analizo pa pomeni brezdimenzijski prikaz posameznih parametrov posebno prednost.

Vrednost energijskega števila smo obravnavali le za zadnje časovno obdobje, torej:

$$\psi = 71,947 n_q^{-1,022} \quad (3.3),$$

$r = -96,40\%$  – korelacijski koeficient.

Pretok smo izrazili s pretočnim številom kot funkcijo  $\varphi = f(n_q)$ ; tako dobimo:

$$\varphi = 0,13362 + 0,000777 n_q \quad (3.4),$$

$r = 81,42\%$  – korelacijski koeficient.

Podani parametri določajo predvsem energijske parametre turbine, do neke mere pa že posegajo v njene dimenzije. Tako veličini  $\psi$  in  $\varphi$  omogočata približen izračun premera rotorja.

Izračun premera rotorja naj sloni na statističnih osnovah zbranih podatkov, zato uporabimo število obodne hitrosti  $K_u$ , enačba (2.5). Zbrani podatki kažejo sprejemljiv raztros funkcijske vrednosti  $K_u = f(n_q)$  in ugodno usmeritev. Statistično ovrednotenje podatkov pa se pokaže v analitični vrednosti funkcije:

$$K_u = 0,84343 + 0,00456 n_q \quad (3.5),$$

$r = 95,14\%$  – korelacijski koeficient.

Ob izbrani specifični vrtilni hitrosti lahko določimo  $K_u$  ter dalje premer rotorja.

Oblikovanje turbine sloni na razpoložljivih geometrijskih podatkih, ki jih dobimo z analizo geometrijskih parametrov po izdelanih agregatih. Za konstrukterja so ti podatki najpomembnejši, saj z njimi določamo dimenzije stroja. Znano je, da dejanske absolutne vrednosti posameznega agregata ničesar ne povedo, zato podajamo vsako informacijo o geometrijski obliki stroja kot njeno razmerje. Dobljeni podatki, ki so vneseni v ustrezne diagrame, kažejo majhen raztros in primerno usmeritev, kar se pokaže v vrednosti korelacijskega koeficienta.

Analitične vrednosti za posamezne regresijske funkcije v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti so naslednje:

– razmerje premera pesta in rotorja:

$$D_P/D_R = 0,27182 + 27,7446 n_q^{-1} \quad (3.6),$$

$r = 79,45\%$  – korelacijski koeficient,

– razmerje premera razdelnega kroga vodilnih lopat in rotorja:

$$D_V/D_R = 1,17927 + 2,512 n_q^{-1} \quad (3.7),$$

$r = -76,14\%$  – korelacijski koeficient,

– razmerje višine vodilnika in premera rotorja:

$$B_V/D_R = 0,44857 - 11,34166 n_q^{-1} \quad (3.8),$$

$r = 86,88\%$  – korelacijski koeficient.

Nadaljnja študija obravnava povezavo med geometrijskimi in hidravličnimi parametri in prikaz teh parametrov v skupnem diagramu. Vse veličine podamo in povežemo v brezdimenzijsko obliko, torej:

Specifična vrtilna hitrost:

$$\sigma = \frac{\varphi^{0,5}}{\psi^{0,75}} = \frac{K_{\sigma} n Q^{0,5}}{(gH)^{0,75}} \quad (3.9).$$

Specifični premer:

$$\vartheta = \frac{\psi^{0,25}}{\varphi^{0,5}} = \frac{K_{\vartheta} D_R (gH)^{0,25}}{Q^{0,5}} \quad (3.10),$$

$K_{\sigma}$ ,  $K_{\vartheta}$  sta konstanti.

Iz enačb (3.9) in (3.10) vidimo, da sta specifična vrtilna hitrost in specifični premer funkciji energijskega in pretočnega števila, torej imamo:

$$\sigma = f(\varphi, \psi) \text{ in } \vartheta = f(\varphi, \psi) \quad (3.11),$$

Nadaljnji korak je iskanje funkcijske odvisnosti, ki izhaja iz statistične analize, namreč:

$$\vartheta = f(\sigma) \quad (3.12).$$

Oba parametra  $\vartheta$  in  $\sigma$  pomenita osnovni brezdimenzijski števili, ki v celoti popišeta turbinski stroj. Ovrednotenje parametrov  $\vartheta$  in  $\sigma$  pri znanih optimalnih podatkih da polje točk, ki ga statistično obdelamo. Rezultat te statistične analize je iskana funkcija  $\vartheta = f(\sigma)$ , ki ima analitično vrednost:

$$\vartheta = 1,556 \sigma^{-0,487} \quad (3.13)$$

$r = -85,4\%$  — korelacijski koeficient.

Enačba (3.13) podaja »tipski graf«, ki povezuje tip hidravličnega stroja skupaj z njegovimi geometrijskimi parametri. Funkcijska odvisnost  $\vartheta = f(\sigma)$  pa hkrati pomeni tako optimalno statistično vrednost doslej izvedenih kaplanovih turbin. Diagram rabi za izračun premera rotorja in posredno še drugih dimenzij kakor tudi za sistematično opazovanje razvoja kaplanovih turbin.

#### 4. SKLEP

Statistično zbiranje podatkov o sedanjih agregatih in njihovo vrednotenje daje vpogled v razvojno smer in nas seznanja z dosežki na področju kaplanovih turbin. Zbrani podatki se nanašajo na optimalno točko obratovanja, tako da pri izbiri parametrov dobimo vrednosti, ki pomenijo povprečje večine izdelovalcev kaplanovih turbin.

Dosežke tega dela lahko strnemo v naslednje sklepe:

- Statistična analiza zbranih podatkov skupaj z rezultati je zelo zanesljiva informacija o kaplanovih agregatih.
- Prikazano razmišljanje omogoča zanesljivo spremljanje razvojnih smeri kaplanovih turbin.
- Energetski parametri so podani v funkcijski odvisnosti  $H = f(n_q)$ ,  $\psi = f(n_q)$  in  $\varphi = f(n_q)$ .
- Geometrijski parametri so podani v obliki razmerij v odvisnosti od specifične vrtilne hitrosti.
- Regresijske funkcije  $\vartheta = f(n_q)$  združujejo energijske in geometrijske parametre v tipski graf, ki izčrpno popisuje rotor kaplanove turbine.
- Podatki so ovrednoteni z visoko vrednostjo korelacijskega koeficienta.

Analitični izrazi za posamezne parametre omogočajo hitro in zanesljivo izbiro osnovnih veličin turbine. Raziskovalcu, ki se boljše zanima za razvoj kaplanovih turbin, pa zagotavlja hitro orientacijo in vpogled v razvojne smeri.

#### LITERATURA

- 11 De Siervo: Modern Trends in Selecting and Designing Kaplan Turbines. Water Power and Dam Construction. Dec. 1977.
- 12 Graeser. J.E.: Abaque pour Turbines Hydraulique. EPFL. Lausanne, Suisse, 1974.
- 13 Gordon. J.L.: Kaplan and Propeller Turbine Setting. Water Power and Dam Construction. May 1989.
- 14 Schweiger. F.-Gregori. J.: Developments in the Design of Water Turbine. Water Power and Dam Construction. May 1989.
- 15 Schweiger. F.-Gregori. J.: Development in the Design of Kaplan Turbines. Water Power and Dam Construction. November 1987.
- 16 Schweiger. F.-Gregori. J.: Design of Large Hydraulic Turbines. International Symposium on Large Hydraulic Machinery and Associated Equipments. May 1989. Beijing, China.

Naslova avtorjev: prof. dr. F.Schweiger. dipl. inž.,  
mag. Janez Gregori. dipl. inž.,  
Fakulteta za strojništvo. Ljubljana