

UDK 620.1.052:621.224.2

## Značilna obremenitev francisovih turbin

VLADIMIR KERCAN

## 0. UVOD

Od vseh tipov turbin so francisove turbine najbolj razširjene in med vodnimi turbinami dajejo največ energije. Uporabljamo jih za padce od 20 do 730 m, s tem pa resno ogrožajo do včeraj nedotakljivo področje kaplanovih in peltonovih turbin. Širjenje območja uporabe sta omogočila razvoj in tehnologija izdelave, še bolj pa matematično modeliranje toka in sistematizirane intenzivne hidravlične raziskave na natančnih in dobro opremljenih postajah. Zelo dobre energetske karakteristike (izkoristek modela tudi do 94%) in nizki stroški izdelave francisovih turbin, ne glede na probleme, ki se pri njihovi uporabi pojavljajo, upravičujejo tako pogosto uporabo.

Problemi tehnologije izdelave velikih francisovih turbin, pri katerih premer gonilnika dosega tudi 9,9 m, masa pa več ko 400 t in moč 750 MW [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7], so zahtevali popolnoma nove načine konstrukcije, preračuna trdnosti posameznih delov in seveda same izdelave. Zaradi zahteve, ki temelji na ceni stroja oziroma konkurenčnosti, da se z enakimi dimenzijami stroja predela čim večji padec in čim večji pretok ob ne preveliki potopitvi stroja zaradi kavitacije, se silno zvečajo značilne obremenitve. Koncentracija moči po enoti površine gonilnika ne doseže (in prav gotovo tudi ne bo) koncentracije, ki se pojavlja pri zelo obremenjenih napajalnih črpalkah, vendar tudi dosežena koncentracija zahteva zelo premišljen način razvoja hidrodinamike stroja, problemov dinamike rotorja, konstrukcij, tehnologije materialov, izdelave in nadzora. Načrti razvoja novih turbin so še pogumnejši. Enostopenjska francisova turbina naj bi se uporabljala celo za padce do 1000 m in za njeno izvedbo je treba rešiti še celo vrsto razvojnih in tehnoloških problemov. Pri tem velja upoštevati dejstvo, da so vodne turbine stroji, ki v svoji dobi trajanja dejansko izredno dolgo delujejo, naloga njihovega trajnega obratovanja pa je zato zahtevnejša kakor za katerikoli drugi energetski stroj.

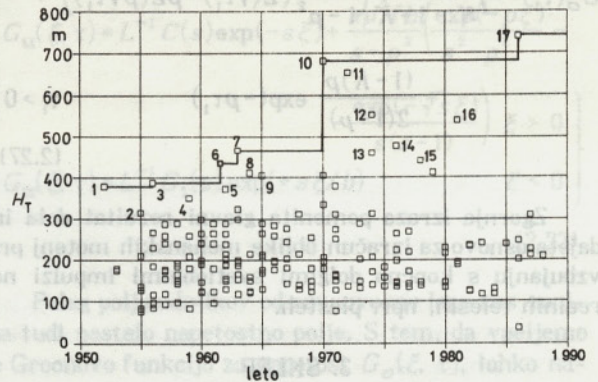
## 1. SMERI RAZVOJA TURBIN

Pri razvoju vodnih turbin in črpalnih turbin sta izraženi dve bistveno različni usmeritvi: prva je zvečanje največjega padca, ki se predela v eni stopnji in druga zvečanje dimenzij in moči gonilnikov. Vsaka je povezana z reševanjem značilnih problemov. Z zvečanjem največjega padca je bilo treba rešiti vrsto problemov toka, trdnosti posameznih elementov in dina-

mičnih lastnosti agregata, medtem ko so pri zvečanju dimenzij stroja poudarjeni tehnološki problemi izdelave, transporta in montaže.

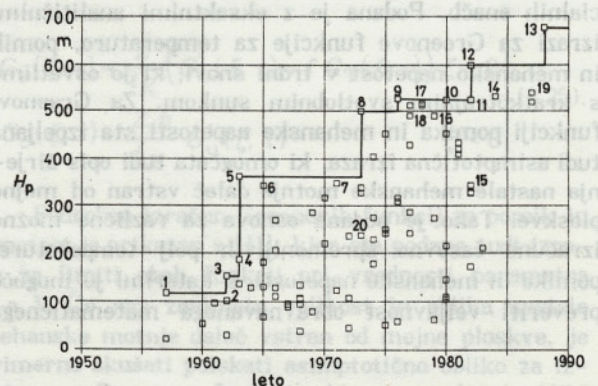
## 1.1 Analiza zvečanja največjega padca in moči

Na sliki 1 so vrisane pomembnejše vodne turbine različnih svetovnih izdelovalcev s padci, večjimi od 75 m, ki so zaradi padca značilne za svetovni razvoj, na sliki 2 pa enostopenjske črpalne turbine, obkrajat v



Sl. 1. Največji padec  $H_T$  na turbini v odvisnosti od leta izročitve v obratovanje.

1-Tingambato (N), 2-Prada (N), 3-San Agustín (N), 4-Bistrica (LIT), 5-Periyar (LIT), 6-Kange I (ČKD), 7-Mihoro (TOS), 8-Senj (CH, LIT), 9-Sholayar (LIT), 10-Roshag (EW), 11-Hornberg (v), 12-Rovina (HY), 13-Grimsel II Ost (EW), 14-Kalan (HY), 15-Le Pouget (N), 16-Armine (TOS), 17-Häusling (EW).



Sl. 2. Največji padec  $H_p$  na črpalni turbini v odvisnosti od leta izročitve v obratovanje.

1-Omirigava (H), 2-Hatanagi (H), 3-Shiroyama (AC), 4-Edward Hyatt (AC), 5-Cabin Creek (AC), 6-Cruahan (KMW), 7-Rodund II (V), 8-Numappara (H), 9-Okuyoshino (TOS), 10-Tamahara I (TOS), 11-Tamahara II (TOS), 12-Bajina Bašta (TOS), 13-Chaira (TOS), 14-Helms (H), 15-Bath Country (AC), 16-Presanzano (HY), 17-Obrovac (V), 18-Ohira (H, TOS), 19-Imaichi (TOS), 20-Čaplina (HY).



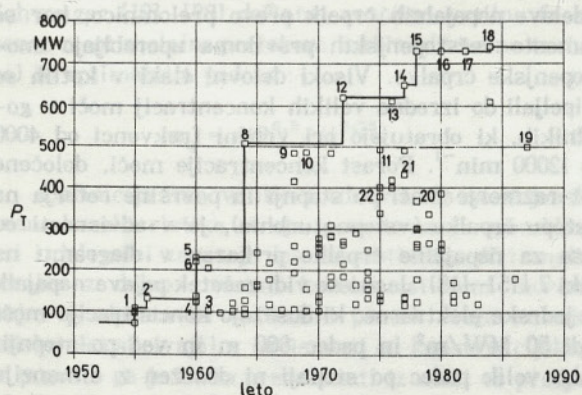
odvisnosti od leta izročitve v obratovanje [1], [7]. Posebej so označene tiste turbine, ki so za ta razvoj značilne, značilne za domačega izdelovalca ali za razvoj domače hidroenergetike. Pri vsaki označeni turbini je naveden tudi izdelovalec s skrajšanim imenom, in sicer: N – Neyrpic, V – Voith, EW – Escher Wyss, HY – Hydroart, LIT – Litostroj, TOS – Toshiba, HIT – Hitachi, KMW – KaMeWa, KB – Kvaerner Brug, ČKD – ČKD Blansko, AC – Allis Chalmers, CH – Charmilles, LMZ – Leningradski metaličeski zavod, HTZ – Harkovski turbinski zavod. Statistika je narejena po referenčnih listih različnih izdelovalcev in objavljenih podatkih v strokovni literaturi. Mogoče je, da kakšna pomembna turbina ni vrisana v diagramu, ker njenih podatkov ne poznamo, vendar smo sliko smeri razvoja francisovih turbin dobili. Enako so na slikah 3 in 4 prikazane turbine in črpalne turbine po moči [8], [14]. Iz narisanih diagramov in podobnih analiz sklepamo:

– turbine dosegajo največje padce, večje od 700 m in moči, večje od 700 MW, črpalne turbine pa hkrati zaradi cele vrste značilnih problemov dosegajo približno enake padce vendar največje moči 400 MW;

– jasno je izraženo zvečanje padca na črpalnih turbinah s časom, to je zaradi vloge črpalnih turbin v elektroenergetskem sistemu in cene za določene naložbe; tega pri turbinah ni, ker se praviloma morajo prilagoditi razpoložljivemu hidropotencialu;

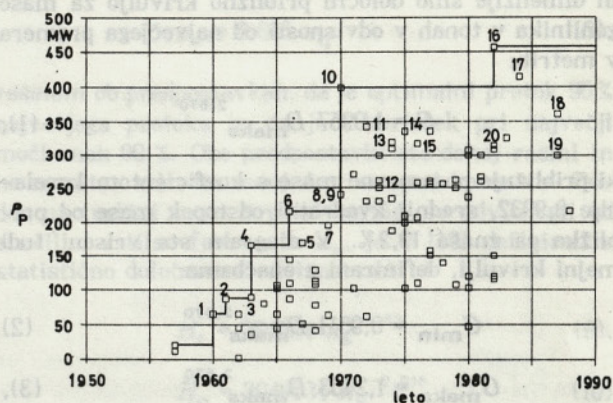
– jasno je izraženo tudi zvečanje največje moči črpalnih turbin s časom;

– ocenjujemo, da se bo zvečanje največjega padca turbin in črpalnih turbin nadaljevalo, da pa se bo zvečanje največje moči ustavilo. Obstaja vrsta razlogov za ustavitev zvečanja največje moči agregata in hidroelektrarn. Prevelike naložbe na enem mestu, prevelik poseg v naravo z morebitnimi katastrofalnimi



Sl. 3. Največja moč turbine  $P_T$  v odvisnosti od leta izročitve v obratovanje.

- 1-Browlee (AC), 2-Bersimis I (N), 3-Okutadami (TOS), 4-Split (V. LIT), 5-Taum Sauk (AC), 6-Bratskaja (LMZ), 7-Alcantra (N), 8-Krasnojarskaja (LMZ), 9-Churchill Falls (N), 10-Cabora Bassa (N. V), 11-Grand Coulle (TOS), 12-Mica (H), 13-Grand Coulle (AC), 14-Sajano-Sušenskaja (LMZ), 15-Guri (H), 16-Guri II (TOS), 17-Guri (H), 18-Itaipu (V. N), 19-Xingo (V), 20-Tucurui (N), 21-Foz de Areia (HY), 22-Itumbiara (V).



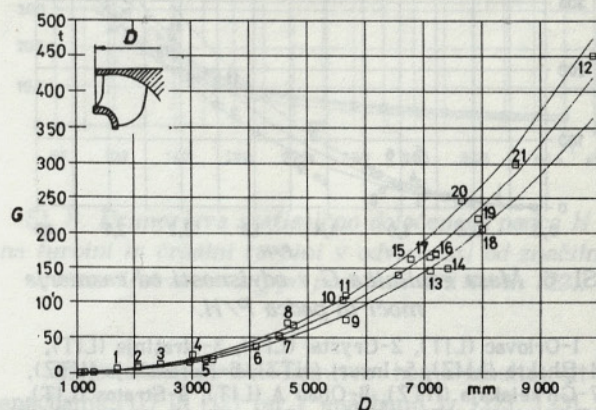
Sl. 4. Največja moč enostopne črpalne turbine  $P_P$  v odvisnosti od leta izročitve v obratovanje.

- 1-Smith Mountain (AC), 2-Yagasawa (AC), 3-Edward Hyatt (AC), 4-Cabin Creek (AC), 5-Jocassee (AC), 6-Kisenyama (AC), 7-Vianden 10 (EW), 8-Kisenyama (TOS), 9-Kisenyama (HIT), 10-Racon Mountain (AC), 11-Ludington (H), 12-Čapljna (HY), 13-Bar Swamp (HIT), 14-Shin-Takasegawa (TOS), 15-Nabara (HIT), 16-Bath County (AC), 17-Helms (HIT), 18-Imaichi (TOS), 19-Dinorwic (KB), 20-Bajina Bašta (TOS).

posledicami, zahtevni tehnološki problemi, ne samo izdelave, ampak tudi vzdrževanja, velik izpad proizvodnje pri ustavitvi enega agregata so razlogi, ki so upočasnili nadaljnje zvečanje največje moči turbin.

## 1.2 Analiza zvečanja dimenzij in mase gonilnika

Mase gonilnikov (ki dosežejo več ko 400 t) smo posebej analizirali v odvisnosti od njihove največje dimenzije (vstopnega premera na pestu ali vencu) in rezultati so prikazani na sliki 5. Z analizo 30 gonilnikov različnih izdelovalcev, značilne vrtilne frekvence



Sl. 5. Masa gonilnika  $G$  v odvisnosti od njegove največje dimenzije  $D$ .

- 1-Sklope (LIT), 2-Crystal (LIT), 3-Orlovac (LIT), 4-Ohau A (LIT), 5-Zakučac II (LIT), 6-Bhakra, Čarvaksakaja (LMZ), 7-Cirkeiskaja (HTZ), 8-Inguri (HTZ), 9-Stratos (LIT), 10-Bratskaja (LMZ), 11-Foz de Areia (HY), 12-Grand Coulle II (TOS), 13-Ilha Solteira (N), 14-Agua Vermelha (N), 15-Sajano Sušenskaja (LMZ), 16-Cabora Bassa (N), 17-Sao Simao (N), 18-Sait (LMZ), 19-Itaparica (V), 20-Krasnojarskaja (LMZ), 21-Itaipu (V. N).



in dimenzije smo določili približno krivuljo za maso gonilnika v tonah v odvisnosti od največjega premera v metrih:

$$G = 1,0957 D_{\text{maks}}^{2,570} \quad (1),$$

ki približuje posamezne mase s koeficientom korelacije 0,9932, srednji kvadratni odstopok mase od približka pa znaša 13,2%. V diagram sta vrisani tudi mejni krivulji, definirani z enačbama:

$$G_{\text{min}} = 0,9511 D_{\text{maks}}^{2,570} \quad (2)$$

$$G_{\text{maks}} = 1,2403 D_{\text{maks}}^{2,570} \quad (3),$$

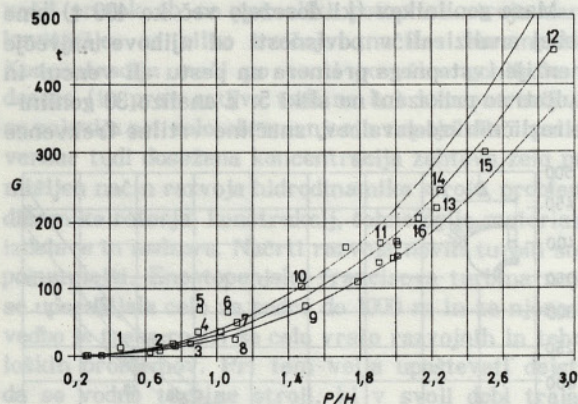
ki omogočata s 66,6-odstotno verjetnostjo določanje mase gonilnika, če poznamo njegov največji premer.

Za vsakdanjo uporabo je veliko primerneje maso gonilnika izraziti z razmerjem največje moči in padca. Analiza podatkov, ki jih imamo na voljo, pripelje do enačbe:

$$G = 32,79 (P/H)^{1,2370} \quad (4),$$

v kateri je moč  $P$  izražena v MW in padec  $H$  v m.

Napisana enačba ima seveda manjšo točnost (korelacijski koeficient 0,9741 in srednji kvadratni odstopok 20%) vendar je za uporabo zelo primerna, posebej v fazi projektiranja, ko rabimo hitre in hkrati zadosti zanesljive ocene. Diagram odvisnosti mase od moči in padca je prikazan na sliki 6.



Sl. 6. Masa gonilnika  $G$  v odvisnosti od razmerja moči in padca  $P/H$ .

1-Orlovac (LIT), 2-Crystal (LIT), 3-Mratinje (LIT), 4-Bhakra (LMZ), 5-Inguri (HTZ), 6-Nurekskaja (HTZ), 7-Čirkeiskaja (HTZ), 8-Ohau A (LIT), 9-Stratos (LIT), 10-Bratskaja (LMZ), 11-Cabora Bassa (N. V), 12-Sait (LMZ), 13-Itaparica (V), 14-Krasnojarskaja (LMZ), 15-Itaipu (V. N), 16-Grand Coulle II (TOS).

Razlogi za razmeroma velik raztros podatkov o masi gonilnika so:

— analizirani so gonilniki različnih izdelovalcev, ki imajo različna mnenja glede dimenzij pesta, venca, debeline in števila lopat;

— pri analizi ni upoštevano število lopat, ki je pomemben parameter;

— pri analizi ni upoštevan vpliv značilne vrtilne frekvence na obliko gonilnika in s tem na njegovo maso.

Z upoštevanjem navedenih dodatnih parametrov bi se raztros zmanjšal, vendar bi za oceno mase potrebovali več parametrov. Zato je nastavljena enačba za maso v odvisnosti od dimenzije gonilnika za oceno mase zelo uporabna,

Povečan raztros podatkov pri odvisnosti od moči in padca nastane, poleg že omenjenih razlogov, zaradi razlike pri dimenzioniranju gonilnika različnih izdelovalcev. Pri nekaterih je opaziti okrepljeno pospeševanje pretoka in s tem zmanjšanje dimenzij gonilnika, pri drugih pa bolj varno dimenzioniranje, povezano s problemi kavitacije. Vse te razlike povzročajo velik raztros podatkov, vendar je približna krivulja zelo dobrodošla projektantom v prvi fazi projekta, ko so znani samo osnovni parametri elektrarne in želijo oceniti maso gonilnika.

## 2. ZVEČANJE ZNAČILNE OBREMENTITVE

Značilna obremenitev, ki jo analiziramo in v veliki meri kaže na obremenitev gonilnika, prihaja s področja močno obremenjenih črpalk in je definirana z izrazom:

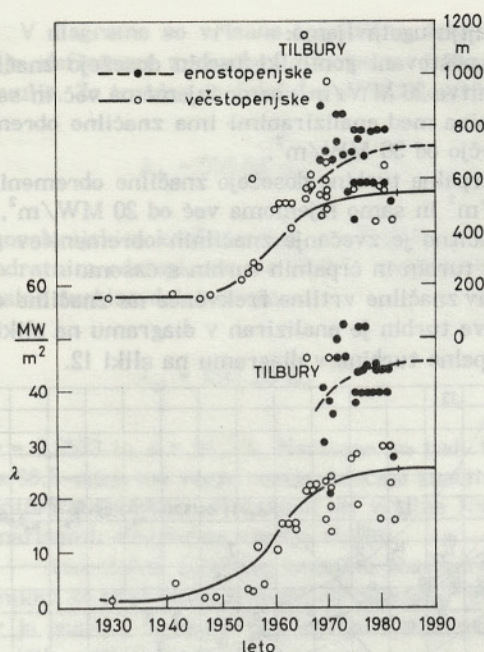
$$\lambda = P/(D_1^2 \pi/4) \quad (5),$$

v katerem je moč  $P$  izražena v MW,  $D_1$  je vstopni premer gonilnika turbine oziroma izstopni premer črpalne turbine na pestu v metrih.

### 2.1 Zvečanje značilne obremenitve pri črpalkah

Pojav jedrskih elektrarn pomeni v tehnologiji izdelave napajalnih črpalk pravo prelomnico, ker se namesto večstopenjskih praviloma uporabljajo enostopenjske črpalke. Visoki delovni tlaki v kotlih so pripeljali do izredno velikih koncentracij moči v gonilnikih, ki obratujejo pri vrtilni frekvenci od 4000 do 12000  $\text{min}^{-1}$ . Porast koncentracije moči, določene kot razmerje moči po stopnji in površine rotorja na izstopu črpalke (vstopu turbine), je v odvisnosti od časa za napajalne črpalke prikazan v diagramu na sliki 7 [15]–[18]. Jasno se vidi začetek pojava napajalk za jedrske elektrarne, ki dosežejo koncentracijo moči tudi 50  $\text{MW/m}^2$  in več po stopnji. Tako velik padec po stopnji ni dosežen z dimenzijo rotorja, temveč z veliko vrtilno frekvenco, ta pa je izredno izpostavila problem kavitacije, natančnosti izdelave gonilnika in posebej rotorske dinamike. Pojavili so se veliki problemi pri tesnilkah in ležajih in za preračun rotorske dinamike okrepljeno raziskujemo dinamične karakteristike tesnilk, ležajev in gredi, da bi z matematičnimi modeli in z eksperimentalnimi izsledki dobili zanesljive rezultate.





Sl. 7. Značilna obremenitev  $\lambda$  in dobavna višina po stopnji rotorja napajalnih črpalk v odvisnosti od leta izročitve v obratovanje.

## 2.2 Značilna obremenitev pri turbinah in enostopenjskih črpalnih turbinah

Značilno obremenitev in nadaljnje zvečevanje največjega padca bomo nadrobneje raziskali. Za to bomo uporabili rezultate statistične analize turbin in črpalnih turbin, objavljene v zadnjem času [19] do [23]. Žal omenjeni avtorji nimajo enako definirane značilne vrtilne frekvence turbine in je zato treba najprej izraziti soodvisnost (korelacijo) definicij. Schweiger [19], [20] definira značilno vrtilno frekvenco z optimalnim pretokom turbine (črpalne turbine) in optimalnim padcem:

$$n_q = nQ^{0,5} / H^{0,75} \quad (6).$$

Definicija ima velike prednosti, če so dejansko znane karakteristike stroja, praviloma jo uporabljajo vsi izdelovalci za svoje lastne statistike. Pri analizi strojev z delno znanimi karakteristikami moramo nujno predpostaviti optimalni pretok (tega navadno izdelovalci skrivajo) v odvisnosti od konstrukcijskega in pogosto ga je treba preračunati iz moči ob predpostavljenem izkoristku. Siervo [22], [23] uporablja značilno vrtilno frekvenco, definirano z največjo močjo in konstrukcijskim padcem, kar je za analizo sedanjih turbin udobneje, daje pa večji raztros podatkov. Njegova vrtilna frekvenca:

$$n_s = nP^{0,5} / H^{1,25} \quad (7)$$

in prej definirana sta povezani z izrazom

$$n_s = 2,816 n_q \quad (8),$$

rešenim ob predpostavkah, da je optimalni pretok 90% največjega pretoka in da je izkoristek pri največji moči enak 90%. Obe predpostavki sta dokaj realni in na rezultat vplivata manj, ker sta pod korenom. Padec na turbini in na črpalni turbini, v odvisnosti od značilne vrtilne frekvence  $n_s$ , je v [19] definiran s statistično določenimi odvisnostmi:

$$H_t = 284524 n_s^{-1,53} \quad (9),$$

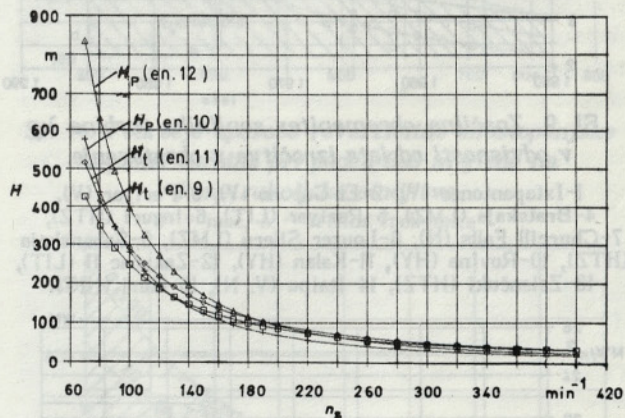
$$H_p = 3046534 n_s^{-2,018} \quad (10)$$

in v [22], [23]

$$H_t = 6027986 n_s^{-2,079} \quad (11),$$

$$H_p = 5828919 n_s^{-2,0833} \quad (12).$$

Primerjava rezultatov obeh avtorjev kaže na precejšnje razlike zlasti pri majhnih značilnih vrtilnih frekvencah (sl. 8). Razlog verjetno tiči v nezdržljivosti podatkov, vendar nekaj turbin z zelo velikim padcem (Hausling [5], Bajina Bašta [24]) kaže, da enačbe avtorjev iz [19] dajejo preizkuse vrednosti največjega padca pri dani vrtilni frekvenci.



Sl. 8. Primerjava statistično določenega padca  $H$  na turbini in črpalni turbini v odvisnosti od značilne vrtilne frekvence  $n_s$  po podatkih iz [19] in [22].

Meje značilne obremenitve bomo analizirali z enačbama (11) in (12) ter z enačbama iz [22], [23] za povprečno hitrost vode pri izstopu iz gonilnika v m/s:

$$v_t = 8,74 + 248/n_s \quad (13),$$

$$v_p = 1/(0,043 + 0,000355) n_s \quad (14)$$

in za razmerje premera gonilnika pri vstopu in izstopu:



$$D_1/D_T = 0,4 + 94,5/n_s \quad (15),$$

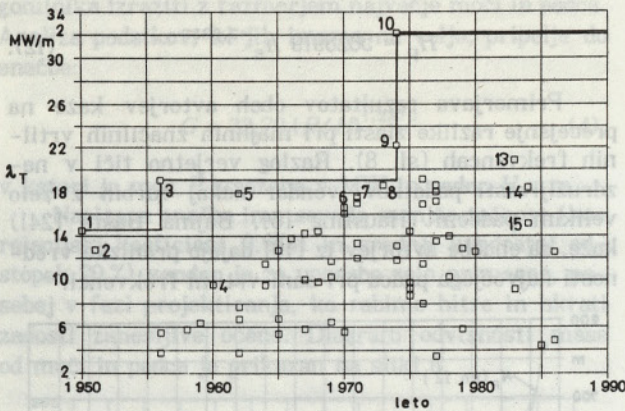
$$D_1/D_P = 1/(0,284 + 0,00235 n_s) \quad (16).$$

Značilna obremenitev je definirana z izrazom (5) in ob prepostavkah, da je izkoristek pri največji moči 90 %; zemeljski pospešek  $9,80665 \text{ m/s}^2$  in gostota vode  $998 \text{ kg/m}^3$ , dobi obliko:

$$\lambda = 8,81 \cdot 10^{-3} v (D/D_1)^2 H \quad (17).$$

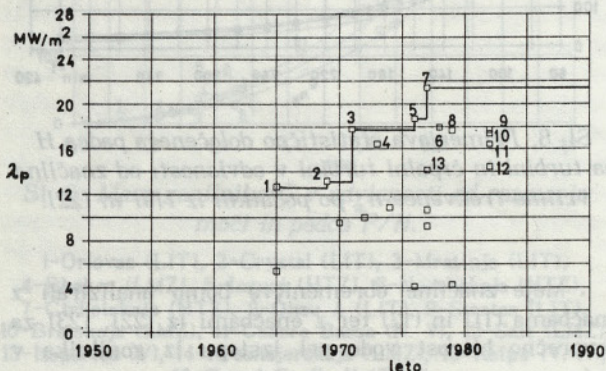
V enačbi so znane vse veličine v odvisnosti od  $n_s$  in zato lahko narišemo značilno obremenitev  $\lambda$  v odvisnosti od značilne vrtilne frekvence.

Da bi analizirali zvečanje značilne obremenitve gonilnika turbine in črpalne turbine, smo narisali diagrama na slikah 9 in 10.



Sl. 9. Značilna obremenitev gonilnika turbine  $\lambda_T$  v odvisnosti od leta izročitve v obratovanje.

1-Ixtapantongo (V), 2-El Cobono (V), 3-Periyar (V), 4-Bratskaja (LMZ), 5-Periyar (LIT), 6-Inguri (HTZ), 7-Churcill Falls (N), 8-Louzer Sileru (LMZ), 9-Šabanskaja (HTZ), 10-Rovina (HY), 11-Kalan (HY), 12-Zakučac II (LIT), 13-Zelenčuki (HTZ), 14-Itaipu (V. N), 15-Guri (HIT).



Sl. 10. Značilna obremenitev gonilnika enostopenjske črpalne turbine  $\lambda_P$  v odvisnosti od leta izročitve v obratovanje.

1-Cruahan (KMW), 2-Vianden 10 (V), 3-Rodund II (V), 4-Čapljina (HY), 5-Okuyoshino (TOS), 6-Obrovac (V), 7-Kutai (V), 8-Presanzano (HY), 9-Anapo (HY), 10-Bajina Bašta (TOS), 11-Mosul (HY), 12-Bath Country (AC).

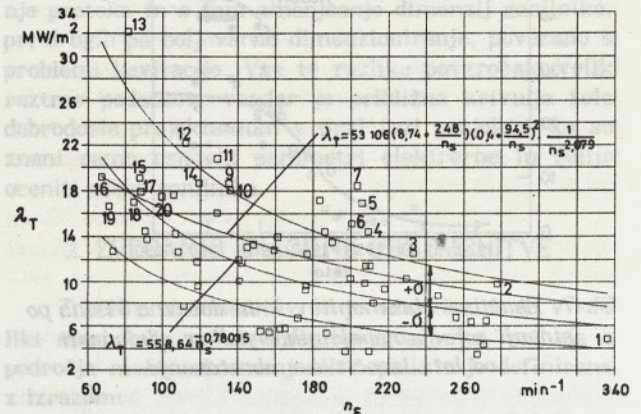
Iz njiju ugotavljamo:

– upoštevani gonilniki turbin dosežejo značilne obremenitve  $20 \text{ MW/m}^2$ , samo izjemoma več in samo ena turbina med analiziranimi ima značilno obremenitev večjo od  $30 \text{ MW/m}^2$ ,

– črpalne turbine dosežejo značilne obremenitve  $18 \text{ MW/m}^2$  in samo izjemoma več od  $20 \text{ MW/m}^2$ ,

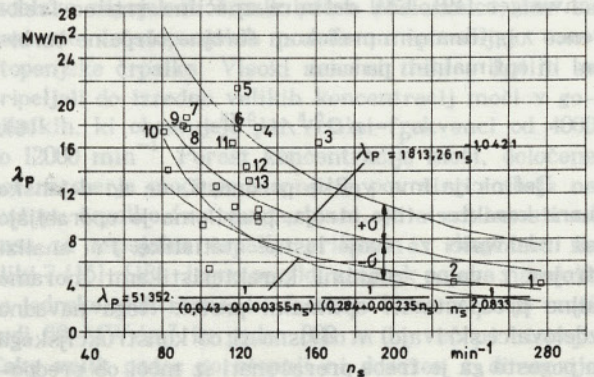
– očitno je zvečanje značilnih obremenitev gonilnikov turbin in črpalnih turbin s časom.

Vpliv značilne vrtilne frekvence na značilne obremenitve turbin je analiziran v diagramu na sliki 11 in za črpalne turbine v diagramu na sliki 12.



Sl. 11. Značilna obremenitev gonilnika turbine  $\lambda_T$  in teoretično preračunane obremenitve po statističnih enačbah v odvisnosti od  $n_s$ .

1-Stratos (LIT), 2-Ohau A (LIT), 3-Itumbiara (V), 4-Cabora Bassa (N. V), 5-Paolo Alfonso IV (V), 6-Guri (HIT), 7-Itaipu (V. N), 8-Foz de Areia (HY), 9-Louzer Sileru (HTZ), 10-Sajano Šušenskaja (LMZ), 11-Zenenčuki (HTZ), 12-Šabanskaja (HTZ), 13-Rovina (HY), 14-Zakučac II (LIT), 15-Periyar (V), 16-Kalan (HY), 17-Periyar (LIT), 18-Orlovac (LIT), 19-Inguri (HTZ).



Sl. 12. Značilna obremenitev gonilnika enostopenjske črpalne turbine  $\lambda_P$  in teoretično preračunane obremenitve po statističnih enačbah v odvisnosti od  $n_s$ .

1-Bajina Bašta, 2-Tenzan, 3-Helms, 4-Čapljina, 5-Ohira, 6-Čaira, 7-Dinorwic, 8-Guri, 9-Itaipu, 10-Cabora Bassa, 11-Churcill, 12-Itumbiaria, 13-Edolo, 14-Rovina, 15-Itauba, 16-Marimbondo, 17-Ilha Solteira, 18-Tarbella, 19-Sao Simao, 20-La Grande 2.



V diagrame so vrisane teoretično določene krivulje, definirane z enačbo (17), kakor tudi približne krivulje. Za turbine je določena približna krivulja:

$$\lambda_t = 558,64 n_s^{-0,78035} \quad (18),$$

s korelacijskim koeficientom  $r = 0,5961$  in srednjim kvadratnim odstopkom  $\sigma = 12,7\%$ , medtem ko je za črpalne turbine določen odnos:

$$\lambda_p = 1813,26 n_s^{-1,0421} \quad (19),$$

z  $r = 0,6533$  in  $\sigma = 34,3\%$ . Narisane so tudi krivulje, ki s 66,6-odstotno verjetnostjo določajo značilno obremenitev gonilnika v odvisnosti od vrtilne frekvence. Iz narisanih diagramov sledijo sklepi:

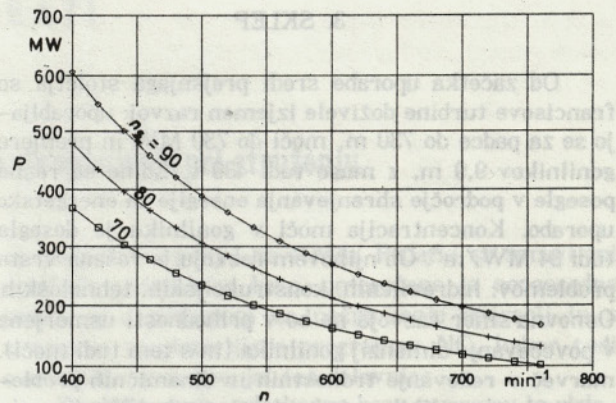
– teoretično določene značilne obremenitve gonilnikov so praviloma manjše od dejansko doseženih, kar je posebej izraženo pri črpalnih turbinah in pri manjših vrtilnih frekvencah,

– pri črpalnih turbinah vrtilne frekvence, manjše od 130, je največja značilna obremenitev gonilnika praktično enaka  $18 \text{ MW/m}^2$ ,

– značilna obremenitev gonilnika v fazi projektiranja turbine naj rabi kot dodatni kriterij za preverjanje dimenzioniranja turbine; čim večja je izračunana obremenitev, večjo pozornost moramo posvetiti konstrukciji, preračunu trdnosti in izbiri materialov.

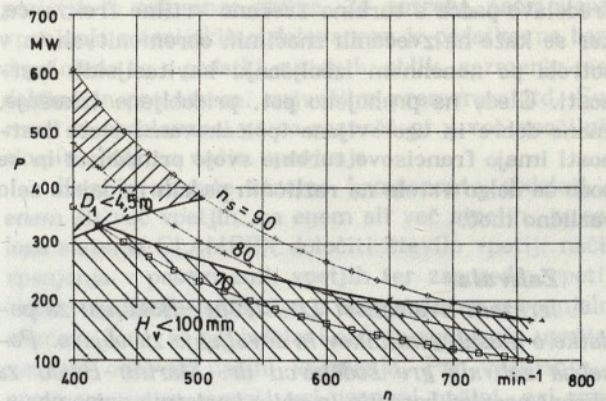
### 2.3 Omejitve za nadaljnje zvečanje največjega padca

Ne glede na druge omejitve za nadaljnje zvečanje največjega padca in s tem značilnih obremenitev, kakršne so npr. dinamika rotorja [25], kavitacija in natančnost izdelave, obstajata dve omejitvi, ki čakata na rešitve. Gonilnik na izstopu, nižji od 0,1 m, je praktično nemogoče natančno obdelati (kar visoki padci izrecno zahtevajo) in turbinski pokrov pri padcu 800 ali 1000 m je za zdaj nemogoče skonstruirati za premer, večji od 4,5 m. Ob teh dveh omejitvah smo narisali tri diagrame, za turbine pri predpostavljenem padcu 800 m (sl. 13) in za črpalne turbine pri padcu 800 m (sl. 14) ter pri padcu 1000 m (sl. 15). V vseh primerih smo analizirali turbine s značilnimi vrtilnimi frekvencami 70, 80 in 90, in sicer za različne vrtilne frekvence od 400 do  $750 \text{ min}^{-1}$ . V diagrame so vrisane prej omenjene omejitve glede višine vodilnika in premera gonilnika na vstopu. Vidimo, da pri turbinah postavljeni omejitvi sploh ne omejujeta področja uporabe turbin značilne vrtilne frekvence v področju hitrosti  $400\text{--}750 \text{ min}^{-1}$  in moči  $100\text{--}600 \text{ MW}$  ter padcu 800 m. Uporaba črpalne turbine pri padcu 800 m je omejena v veliki meri z višino vodilnika (turbina  $n_s 70$  ima v celotnem področju višino, manjšo od 100 mm) in tudi s premerom pri velikih močeh.



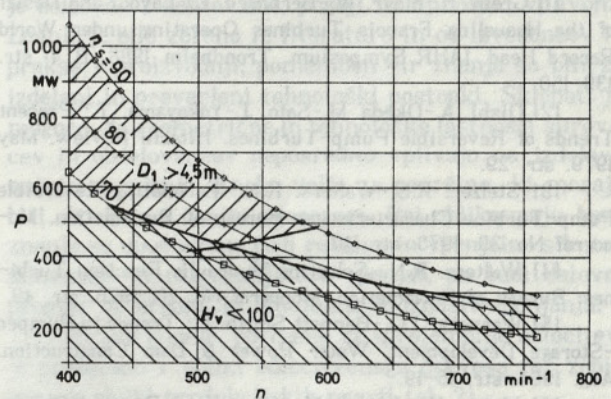
Sl. 13. Področje uporabe turbine pri padcu 800 m glede na konstrukcijske omejitve.

P – moč, n – vrtilna frekvenca



Sl. 14. Področje uporabe reverzibilne enostopenjske črpalne turbine pri padcu 800 m glede na konstrukcijske omejitve.

P – moč, n – vrtilna frekvenca



Sl. 15. Področje uporabe reverzibilne enostopenjske črpalne turbine pri padcu 1000 m glede na konstrukcijske omejitve.

P – moč, n – vrtilna frekvenca

Omejitve so pri padcu 1000 m še izrazitejše. Dejansko se da črpalne turbine pri padcu 1000 m izdelati samo za moči  $300\text{--}500 \text{ MW}$ , in sicer samo z značilnimi vrtilnimi frekvencami 80 in 90.



## 3. SKLEP

Od začetka uporabe sredi prejšnjega stoletja so francisove turbine doživele izjemen razvoj: uporabljajo se za padce do 730 m, moči do 730 MW in premere gonilnikov 9,9 m, z maso tudi 430 t. Edine so resno posegle v področje shranjevanja energije za energetske uporabe. Koncentracija moči v gonilniku je dosegla tudi  $34 \text{ MW/m}^2$ . Ob njihovem razvoju je rešena vrsta problemov: hidravličnih, konstrukcijskih, tehnoloških. Osnovna smer razvoja ne bo v prihodnosti usmerjena v povečevanje dimenzij gonilnika (in s tem tudi moči), marveč v reševanje trdnostnih in dinamičnih problemov pri zelo velikih padcih in reševanje hidrodinamične toka, da bi se sekundarni tokovi čim bolj zmanjšali in s tem dobro obratovanje turbine čim bolj razširilo. Potreba po zmanjšanju naložb v opremo narekuje predelavo padca s turbino zvečane vrtilne frekvence, kar se kaže na zvečanih značilnih obremenitvah in v potrebi po nenehnem izboljšanju kavitacijskih lastnosti. Glede na prehojeno pot, pridobljene izkušnje, znane dobre in ugotovljene (pričakovane) slabe lastnosti imajo francisove turbine svojo prihodnost in se bodo še dolgo vrtele na različnih padcih in dajale zelo različno moč.

**Zahvala**

*Izražam hvaležnost Litostruju – Holdingu za podatke o masah gonilnikov in dovoljenje za objavo. Posebna zahvala gre sodelavcu dr. Marinu Bajdu za skrbni pregled besedila in obilo koristnih pripomb.*

## 4. LITERATURA

- 111 Grein, H.-Mayr, W.-Bernhard, E.: Layout and Design of the Haeusling Francis Turbines Operating under World Record Head. IAHR Symposium, Trondheim 1988, B 4, str. 139-150.
- 121 Oishi, A.-Okeda, M.-Sato, J.-Yokoyama, T.: Present Trends of Reversible Pump-Turbines. Hitachi Review, May 1979, str. 29.
- 131 Stelzer, R.S.-Walters, R.N.: Estimating Reversible Pump-Turbine Characteristics. Bureau of Reclamation, Monograf No. 39, 1978, str. 40.
- 141 Walters, R.N.: Selecting Hydraulic Reaction Turbines. Bureau of Reclamation, Monograf No. 20, 1976, str. 49.
- 151 Warnock, J.G.-Bennett Smith, L.: Trends in Pumped-Storage Development. Water Power & Dam Construction, Aug. 1984, str. 15-19.
- 161 Meier, W.-Jaquet, M.: High Head Pumped Storage Plants. Modern Power Systems, maj 1981, str. 30.
- 171 Niikura Y.-Yamato S.-Akiyama, M.: Recent Trends of Water Turbines. Fuji Electrical Review, Vol. 33, šte. 3, 1987, str. 8.
- 181 Kovalev, N.N.: Spravočnik po gidroturbinam. Mašinstvo. Leningrad 1984, str. 494.
- 191 Hu, D.-Hua, J.: Study of Selecting Turbine for Ertan Hydropower Station. International Symposium on Large Hydraulic Machinery & Associated Equipments, Beijing 1989, F3, str. 359-372.
- 1101 Casacci, S.-Moulin, C.-Bosc, J.-Sauron, A.: Conception et Construction des Turbomachines Hydrauliques de Grandes Dimensions. La Houille Blanche, št. 7/8, 1977, str. 591-616.
- 1111 De Moraes, J.-Rodriguez, J.-Gummer, J.H.Brenn: Turbines for Itaipu. Water Power & Dam Construction, dec. 1981, str. 36-41.
- 1121 Kawano, M.-Okhuni, T.-Ikeda, H.: 730000 kW Hydraulic Turbines for Guri Second Power-House. Hitachi Review, Vol. 28., št. 4, 1979, str. 177-182.
- 1131 Casacci, S.-Moulin, C.-Bosc, J.: Modern Trends in Very Large Hydraulic Turbines. Water Power & Dam Construction, oktober 1975, str. 375-384.
- 1141 Yoshizawa, T.: Trends in Hydroelectric Generating Equipment Technology. Hitachi Review, Vol. 28., št. 4, 1979, str. 167-170.
- 1151 Florjančič, D.: Entwicklung der Speisepumpen und grossen Mehrstufigen Pumpen für die Wasserversorgung. Technischen Rundschau Sulzer, št. 4, 1973, str. 14.
- 1161 Florjančič, D.: Pumps in Feedwater Circuits of Thermal and Nuclear Power Stations. Thirty-five years of Turbine Institute, Ljubljana 1984, str. 447-468.
- 1171 Muller, E.-Thiriet, M.: Les Pompes Alimentaires de Super-Phenix. La Houille Blanche, št. 7/8, 1977, str. 687-692.
- 1181 Martin, R.-Verry, A.-Mech, C.-Poulin, J.-Canavelis, R.-Guilloiseau, P.: Influence des Conditions de Fonctionnement des Pompes Alimentaires du Nouveau Palier Nucleaire Français Rep 1400 MW sur leur Dimensionnement Hydraulique et Mechanique. IAHR Symposium, Trondheim 1988, B5, str. 151-161.
- 1191 Schweiger, F.-Gregori, J.: Developments in Francis Turbines. Water Power & Dam Construction, avg. 1985, str. 17-21.
- 1201 Schweiger, F.-Gregori, J.: Developments in the Design of Water Turbines. Water Power & Dam Construction, maj 1989, str. 23-26.
- 1211 Lugaresi, A.-Massa, A.: Designing Francis Turbines: Trends in the last Decade. Water Power & Dam Construction, nov. 1987, str. 23-28.
- 1221 De Siervo, F.-De Leva, F.: Modern Trends in Selecting and Designing Francis Turbines. Water Power & Dam Construction, avg. 1976, str. 26-35.
- 1231 De Siervo, F.-De Leva, F.: Modern Trends in Selecting and Designing Reversible Francis Pump-Turbines. Water Power & Dam Construction, maj 1980, str. 33-42.
- 1241 TOSHIBA Pump Storage, št. 6309 A, 1975.
- 1251 Tanaka, H.: Vibration Behaviour and Dynamic Stress of Runners of Very High Reversible Pump-Turbine. IAHR Symposium, Belgrad, U2, 1990, str. 25.
- 1261 Eissfeldt, G.-Wuest, M.-Jaeger, E.U.-Liess, C.: Aspects and Experience for Hydraulic and Mechanical Design for Large Francis Turbines. International Symposium on Large Hydraulic Machinery & Associated Equipments, Beijing 1989, str. 240-255.

Avtorjev naslov: mag. Vladimir Kercan, dipl. inž. Turboinštitut, Ljubljana