

raditi kad su brzine vjetra manje od neke vrijednosti. Tako, npr., vjetrena turbina rotorskog promjera od 100 m ne može raditi kad je brzina vjetra manja od 6 m/s. To znači da takva vjetrena turbina na jadranskoj obali, gdje su u nas vjetrene prilike vrlo povoljne (sl. 4 i 5), može raditi godišnje ~4 000 sati (Senj, Palagruža), ali na nekim lokacijama mnogo kraće (Split ~2 500 sati, Pula ~1000 sati).

Proizvodni je učinak vjetrenih elektrana, prema tome, vrlo promjenljiv i nesiguran i zbog toga vjetrene elektrane nisu sigurni energetski izvor koji bi mogao smanjiti potrebu gradnje ostalih tipova elektrana u elektroenergetskom sustavu. Gradnja je vjetrenih elektrana ekonomski opravdana kad su proizvodni troškovi po kilovatu u tim elektranama niži ili najviše jednak troškovima goriva za proizvodnju jednake energije u termoelektranama, uvećanima za iznos troškova za zaštitu okoliša. Današnje vjetrene elektrane ne ispunjavaju taj uvjet onda kad je cijena goriva niska. Zbog toga je gradnja vjetrenih elektrana danas ograničena na eksperimentalna postrojenja ili na postrojenja koja su građena uz subvencije i znatne porezne olakšice (tzv. farme vjetrenih elektrana u Kaliforniji).

Na poljoprivrednim dobrima daleko od dometa električne mreže i u područjima bez električne mreže vjetrena se energija može iskoristiti za crpljenje vode i za proizvodnju električne energije koja se djelomice akumulira u baterijama. Za to dolaze u obzir vjetrena postrojenja malih snaga.

Iskorištavanje vjetrene energije u obliku topoline (za grijanje prostorija i sanitarnе vode), te akumulacija u obliku potencijalne energije vode (pumpanje vode u akumulacijske bazene pumpno-akumulacijskih hidroelektrana) ili u obliku vodika proizvedenog elektrolizom vode, tražilo bi dodatna ulaganja i povećavalo energetske gubitke. Zbog toga takvo iskorištavanje vjetrene energije ima malo izgleda da će biti realizirano bez novih sustava koji se ispituju.

Uza sve nedostatke vjetrene energije, ima izgleda da se vjetrene elektrane uključe u elektroenergetski sustav ako se ostvari tehnički napredak uz sniženje potrebnih ulaganja, i to u područjima s velikim prosječnim brzinama vjetra (zapadna europska obala, Senj). To bi, u prvom redu, moglo biti u okviru nastojanja da se smanji potrošnja fosilnih goriva, a time i onečišćenje okoliša.

LIT.: J. P. Molly, Windenergie in Theorie und Praxis. Verlag C. F. Müller, Karlsruhe 1978. – P. Celli, L'energia eolica. Longanesi, Milano 1979. – G. Veronesi, A. Zucchini, Energia del vento. Edagricola, Bologna 1981. – T. Rastogi, Wind Pump Handbook, Unesco, Paris 1982. – R. H. Taylor, Alternative Energy Sources for the Centralised Generation of Electricity. A. Hilger, Bristol 1983. – G. L. Johnson, Wind Energy Systems. Prentice-Hall, Englewood Cliffs 1985. – W. Schäffer, Windkonverter. Vieweg, Braunschweig 1987. – Lj. Pilic-Rabadian, D. Poje i dr., Sistemi za korištenje energije vjetra. R. U. D. Đaković, Sarajevo 1988.

I. Vrsalović

TURBINA, VODNA, stroj u kojem se potencijalna energija vode pretvara u kinetičku energiju, a zatim, promjenom količine gibanja vode u radnom kolu, u mehanički rad. Vratilo turbineskog radnog kola spojeno je s trošilom, koje je u pravilu električni generator, gdje se mehanički rad pretvara u električnu energiju (v. *Elektrane*, TE 3, str. 547).

Vodne se turbine prema promjeni tlaka vode pri strujanju kroz radno kolo dijele na *turbine slobodnog mlaza* (*akcijske, impulzne*) i *pretlačne* (*reakcijske*) *turbine*. U turbinu slobodnog mlaza pretvorba se potencijalne energije vode u kinetičku energiju zbiva samo u sapnici (statorskom dijelu) turbine, a posljedica je toga jednak tlak vode na ulazu u kanal radnog kola i na izlazu iz njega. Aktivna zakretna sila nastaje zbog skretanja mlaza u radnom kolu, dakle na temelju promjene količine gibanja. Međutim, u pretlačnoj se turbinu potencijalna energija vode pretvara u kinetičku energiju djelomice u statorskom, a djelomice u rotorskom dijelu. Tlak vode na ulazu u radno kolo veći je od tlaka na njegovu izlazu. Osim promjene količine gibanja, zakretanje radnog kola uzrokuju i druge sile (razlika tlaka, Coriolisova sila i dr.), dakle reaktivne sile.

Prema smjeru strujanja vode kroz radno kolo, pretlačne turbine mogu biti *radijalne*, *poluaksijalne* (*dijagonalne*) i *aksijalne*.

Pojedini tipovi turbine nazivaju se po konstruktorima koji su ih patentirali ili usavršili. Od turbine slobodnog mlaza najpoznatija je Peltonova, a u pretlačne se turbine ubrajaju Francisova (radijalna), Dériazova (dijagonalna) i Kaplanova (aksijalna) turbine.

Najjednostavniji i najstariji uređaj za pretvorbu vodne energije u mehanički rad jest vodeničko kolo. Prve su vodenice bile poznate već u staroj Kini, Egiptu i Mezopotamiji. Više je različitih tipova vodeničkih kola, a pogonska sila nastaje ili zbog težine vode ili zbog pretlača zastaja vode, a ne kao rezultat promjene količine gibanja vode, pa se vodenična kola stoga ne smatraju turbinama.

Prvu je vodnu turbinu, iako potpuno nerazrađenu, opisao oko 1500. godine Leonardo da Vinci. Za stvaranje aktivne zakretnice sile turbine je imala lopaticice koje su djelomice iskoristavale težinu vode, a djelomice promjenu količine gibanja vode. Nijemac J. A. Segner je 1750. praktično razradio primjenu reakcijske sile zbog skretanja vodenog toka (promjena količine gibanja) za pokretanje kola (Segnerovo kolo). Švicarac L. Euler je u XVIII. st. matematičkom interpretacijom rada Segnerova kola postavio temelje turbineske teorije, koja, nezvano dopunjena, vrijedi i danas (Eulerova jednadžba ili glavna jednadžba turbostrojeva).

Daljem je razvoju vodnih turbinu pridonijela turbina Francuza B. Fourneyrona patentirana 1827., a slijedeći patent turbina Nijemca Henschela (1837.) i Francuza Jonvala (1841). U Henschel-Jonvalovu je turbinu prvi put ugrađen difuzor (odsinsna cijev), koji, osim što poboljšava pretvorbu energije, omogućuje i upotrebu turbine pri velikim koljenjima razine donje vode. Prethodnice turbine slobodnog mlaza bile su turbine Švicara Zuppingera (1846) i Nijemca Schwamkruga (1850). Slijedi turbina Francuza Girarda patentirana 1863. godine, koja se zadržala u upotrebi do početka ovog stoljeća.

Novi smjer u konstrukciji vodnih turbinu označio je američki inženjer engleskog podrijetla J. B. Francis svojom turbinom patentiranom 1849. godine. Sljedeći korak u razvoju klasičnih vodnih turbinu ostvaren je 1877. godine patentom turbine Amerikanca L. A. Peltona. Razvoju Peltonove turbine mnogo je pridonio A. Doble između 1898. i 1900. godine.

Dalji je napredak učinio Čeh V. Kaplan patentiranjem propelerne turbine 1913. godine, a potom propelerne turbine sa zakretnim lopaticama radnog kola. Razvoju Kaplanovih turbinu pridonio je i Švedanin E. Englesson. U težnji da se iskoristi hidropotencijal s malim geodetskim padom, a velikim protokom razvijena je cijevna turbina kao podvrsta Kaplanove turbine.

Godine 1903. patentirao je Australac M. Michel novi tip dvostruke akcijske turbine. Princip je da turbine poslije usavršio Madar D. Banki i patentirao 1917. godine. Daljem su njezinu razvoju zajedničkim radom pridonijeli M. Michel i Nijemac F. Ossberger, koji su 1933. razvili i patentirali turbinu koja je poslije nazvana Ossbergerovom turbinom, a koja se proizvodi i danas. Najnovije usavršenje tog tipa turbine ostvareo je Čeh M. Čink patentom iz 1985. godine.

Švicarac P. Dériaz je 1952. konstruirao dijagonalnu turbinu, koja je najprije zamišljena kao reverzibilni stroj (pumpa-turbina), ali se počela upotrebljavati i kao vodna turbina.

U Hrvatskoj je iskorištavanje vodne energije u brojnim mlinovima i kovačnicama odavno poznato. Vodne se turbine umjesto vodeničkih kola pojavljuju u XIX. st. kao i drugdje u Europi. Čini se da je prva vodna turbina u nas puštena u pogon 1854. u Prvom hrvatskom mlinu na cijevi na Korani u Karlovcu. Poslije je vjerojatno ta turbina zamjenjena novom, koja je i nakon Drugoga svjetskog rata služila za pogon postrojenja poduzeća Vuna d.d. Nakon velikog požara u tom poduzeću cijeli je objekt napušten.

Krajem XIX. st. počinje se u Hrvatskoj intenzivnije razvijati industrija, pa se na pogodnim mjestima uz rijeke grade i industrijske hidroelektrane pogonjene vodnim turbinama. Jedna od takvih hidroelektrana, koja je još i danas, nakon dvije revitalizacije, u pogon, jest hidroelektrana u sklopu Pamučne industrije u Dugoj Resi na rijeci Mrežnici. U rad je puštena 1884. i to je vjerojatno naša najstarija akтивna hidroelektrana.

Osim manjih, grade se i veće hidroelektrane za opskrbljivanje industrije, te usputno i za javnu rasvjetu grada. Tako su sagradene HE Skradinski buk (1895, demonstrirana 1914, na rijeci Krki), HE Jaruga (1904, obnovljena 1937. i danas aktivna, na rijeci Krki, za opskrbu tvornice kalcijeva klorida u Šibeniku), HE Manojlovac (Miljacka, 1906, obnovljena 1956. i 1990. i danas aktivna, također na rijeci Krki, za opskrbu iste tvornice), HE Vrilo I i II (1908, danas napuštena, na rijeci Jadro, za opskrbu tvornice cementa u Solinu), HE Roški slap (1909, na rijeci Krki, za opskrbu bivšeg rudnika u Siveriću), HE Kraljevac (1912, obnovljena 1932. i 1994, i danas aktivna, na rijeci Cetini, za opskrbu Omiša i tvornice u Dugom Ratu) i dr.

Usposredno s razvojem industrije u gradovima uz rijeke grade se male hidroelektrane za javnu rasvjetu. Krajem XIX. i početkom XX. st. puštena su u pogon hidroelektrane za Čakovec (1893), Bakar (1894), Šibenik (1895), Dugu Resu (1901), Skradin (1905), Ozalj-Karlovac (1908), Đurdevac (1910), Požegu (1912), Drniš (1915), Split (1920) i dr.

Izmjeđu dva svjetska rata uz manje rijeke i potoke radi više stotina hidromlinova i hidropilana pogonjenih vodnim turbinama. Neki su od njih poslije pretvoreni u male hidroelektrane koje su opskrbljivale električnom energijom okolna imanja i selo. Izgradnjom jedinstvene elektroenergetiske mreže prestaje važnost lokalnih hidroelektrana, hidromlinova i hidropilana, koje su kao nerentabilne uglavnom napuštene.

Poslije Drugoga svjetskog rata započela je izgradnja većih hidroelektrana na našim rijeckama i akumulacijskim područjima s većim hidropotencijalom. Tako se redom grade hidroelektrane Vinodol, Fužine, Peruća, Gojak, Žakučac, Dubrovnik, Senj, Rijeka, Sklope, Orlovac, Varaždin, Golubić, Čakovec, Obrovac, Dubrava, Dale i dr.

Sada Republika Hrvatska raspolaže s 2 058 MW instalirane snage u vlastitim hidroelektranama. Iako su naši rentabilniji hidropotencijali već iskorišteni, na rijekama Dravi, Muri, Savi, Kupi, Dobri, Korani i Mrežnici planira se gradnja još tridesetak većih hidroelektrana (pojedinačne snage od 2...145 MW, a sveukupne snage ~765 MW), te ~700 malih hidroelektrana (snaga većih od 100 kW, a sveukupne snage ~180 MW).

Prva energetska kriza (1974. godine), te prekomjerno onečišćivanje okoliša čvrstim česticama i plinovima izgaranja, uzrok su oživljavanju interesa za hidroenergetiku, koja se zbog već potpuno iskorištenih većih hidropotencijala nastavlja razvijati u smjeru izgradnje i revitalizacije malih hidroelektrana. Taj je proces na Zapadu praktično već potpuno dovršen, a u Hrvatskoj tek započinje.

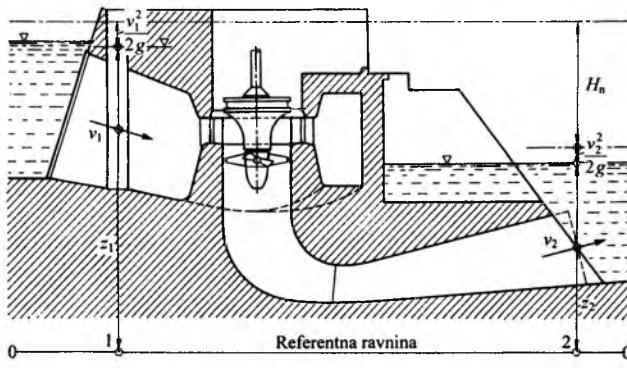
Osnovni pojmovi i definicije. U ovom se članku pojavljuju neke specifične fizikalne veličine i termini, pa ih valja objasniti i definirati u užem stručnom smislu.

Protok kroz turbinu Q obujam je vode koji u određenom vremenu (obično u jednoj sekundi) protječe kroz turbinu, a u koji su uključeni svi obujamni gubitci u turbini, te voda za hlađenje ležajeva i napajanje pomoćnih uređaja.

Brzina vode v u određenom presjeku izražava se gustoćom protoka, tj. omjerom protoka i površine.

Statički tlak p jest tlak koji se mjeri na normiranom mjernom otvoru na cjevovodu ili instrumentu, a kojem je simetrala okomita na vektor brzine strujanja. Ako je tlak sveden na okolnu atmosferu, naziva se i *manometarskim statičkim tlakom* p_m .

Geodetska visina z visinska je izmjera od promatrane točke do neke referentne ravnine. Rad vodne turbine temelji se na visinskoj razlici između razine vode z_1 na zahvalu ispred turbine (*gornja voda*) i razine vode z_2 nakon povratka u korito ili na kraju odvoda (*donja voda*). Ta se razlika razinā naziva *bruto-pad*.

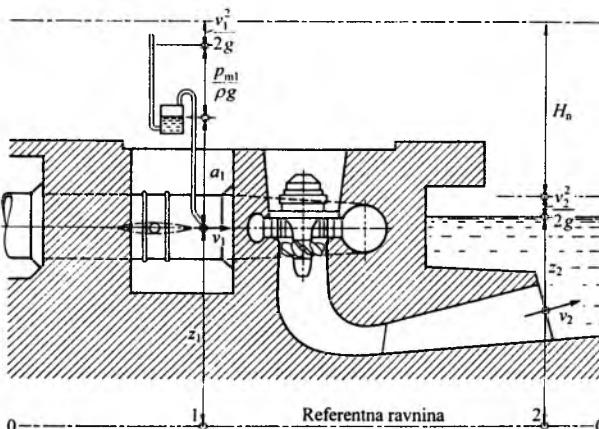


Sl. 1. Definicija neto-pada Francisove i Kaplanove turbine s dovodom i odvodom vode otvorenim kanalom

Neto-pad H_n preostaje kad se od bruto-pada odbiju visine svih hidrodinamičkih gubitaka do turbine i iza nje, kao što su *visina brzine*, $h_v = v^2/(2g)$, i *visina tlaka*, $h_p = p/(\rho g)$, gdje je ρ gustoća kapljivine. Tako se, npr., neto-pad za cjevnu turbinu te za Francisovu i Kaplanovu turbinu s dovodom i odvodom vode otvorenim kanalom (sl. 1) određuje prema izrazu

$$H_n = (z_1 - z_2) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2g}, \quad (1)$$

a za Francisovu i Kaplanovu turbinu s okomitim vratilom i s do-



Sl. 2. Definicija neto-pada Francisove i Kaplanove turbine s okomitim vratilom i s dovodom vode kroz zatvoreni cjevovod

vodom kroz zatvoreni cjevovod kružnog presjeka (sl. 2) prema izrazu

$$H_n = (z_1 + a_1 - z_2) + \frac{(v_1^2 - v_2^2)}{2g} + \frac{P_{ml}}{\rho g}, \quad (2)$$

gdje je g ubrzanje sile teže, a_1 položaj karakteristične točke instrumenta prema referentnoj točki mjernog presjeka, a P_{ml} manometarski tlak koji se mjeri instrumentom.

Specifična energija turbine Y_t umnožak je neto-pada i ubrzanja sile teže ($Y_t = H_n g$).

Hidraulična snaga turbine P_h jest prirodno raspoloživa snaga određenog položaja na kojem postoji protok Q i neto-pad H_n , a iznosi

$$P_h = \rho Y_t Q = \rho g H_n Q. \quad (3)$$

Snaga turbine P efektivna je snaga koju proizvodi turbinu, a mjeri se na spojnicu.

Korisnost turbine η iznosi

$$\eta_t = \frac{P}{P_h}. \quad (4)$$

Brzina vrtnje turbine n odnosi se na brzinu vrtnje turbinskog vratila.

Radna točka vodne turbine karakterizirana je protokom kroz turbinu, a taj se rezultantni protok uspostavlja uravnoteženjem raspoložive potencijalne energije s energijom hidrodinamičkih gubitaka i energijom predanom u turbinu. Radna je točka, dakle, presjecište hidrodinamičke karakteristike strujnog trakta turbine i radne karakteristike turbine.

Homologna radna točka dviju geometrijski sličnih turbina, modela i objekta, jest ona radna točka u kojoj se ostvaruju takvi strujni uvjeti da prioritetne hidrodinamičke aktivne sile na modelu i objektu imaju jednak i vremenski nepromjenljiv omjer. Ti se uvjeti nazivaju i hidrodinamičkom sličnosti strujnih tokova modela i objekta, a karakterizira ih jednakna korisnost strojeva.

DIMENZIJSKA ANALIZA

Jedinične i druge značajke. Na izmjenu energije u hidrauličnom turbostroju u prvom redu utječu obujamni protok Q , u stroju izmijenjena specifična energija Y , brzina vrtnje n , zakretni moment na vratilu turbine M_t , efektivna snaga stroja P , karakteristična linearna izmjera stroja D , gustoća radnog fluida ρ i neto-positivna (kavitacijska) specifična usisna energija $NPSY$ (analogni veličini Y_{spp} , v. *Pumpe*, TE 11, str. 310). Umjesto specifičnih energija, u hidrodinamičkoj se praksi općenito primjenjuju visine stupaca radnog fluida, između kojih vrijedi relacija $H = Y/g$. Ako se u tom skupu fizičkih varijabli definira dimenzijski nezavisani podskup varijabli ρ, D, n , onda se primjenom Buckinghamove metode (v. *Dimenzijska analiza*, TE 3, str. 343) dobivaju sljedeće bezdimenzijske varijable (π -parametri):

$$\begin{aligned} \pi_1 &= \frac{Q}{nD^3}, & \pi_2 &= \frac{Y}{n^2 D^2} = \frac{g H_n}{n^2 D^2}, & \pi_3 &= \frac{M_t}{\rho n^2 D^5}, \\ \pi_4 &= \frac{P}{\rho n^3 D^5}, & \pi_5 &= \frac{NPSY}{n^2 D^2} = \frac{g NPSH}{n^2 D^2}, \end{aligned} \quad (5)$$

gdje je *NPSH* neto pozitivna usisna visina (v. *Pumpe*, TE 11, str. 310). Ti su parametri osnova za definiciju niza bezdimenzijskih i dimenzijskih značajki koje su ustaljene u praksi.

Za vodne je turbine uobičajena primjena jediničnih značajki. Temelj za usporedbu strojeva čini jedinični stroj koji ima karakteristični promjer radnog kola $D_{11} = 1\text{m}$ i radi pri neto-padu $H_{11} = 1\text{m}$. Jedinični protok Q_{11} , jedinična brzina vrtnje n_{11} i jedinična snaga P_{11} tog stroja jedinične su značajke, koje pri usporedbi sličnosti strujnih tokova (homologne radne točke) tog stroja i njemu geometrijski sličnog stroja (npr. buduće turbine, koja radi s nejediničnim promjerom radnog kola D , neto-padom H_n i pri nekoj realnoj brzini vrtnje n) služe za prijenos zapažanja stečenih mjerjenjem s modela na objekt buduće turbine.

Izjednačivanjem odgovarajućih π -parametara, što je osnovni preduvjet dinamičke sličnosti strujnih tokova tih dvaju promatra-

nih strojeva (homologna radna točka), dobivaju se jedinične značajke:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H_n}}, \quad (6)$$

$$n_{11} = \frac{n D_1}{\sqrt{H_n}}, \quad (7)$$

$$M_{11} = \frac{M_1}{H_n D_1}, \quad (8)$$

$$P_{11} = \frac{P}{D_1^2 H_n \sqrt{H_n}}, \quad (9)$$

koje su stvarne dimenzijske veličine jedinične turbine.

Pomoću π -parametara mogu se izvesti praktično sve druge značajke turbine. Tako je, npr., korisnost turbine

$$\eta_1 = \frac{\pi_1 \pi_2}{\pi_3}, \quad (10)$$

a kavitacijska značajka turbine σ_s , nazvana *Thomin broj* (koeficijent), dobiva se iz omjera π_5 i π_2 :

$$\sigma_s = \frac{NPSH}{H_n}. \quad (11)$$

Značajka je vodnih turbina i otvorenost statorskih lopatica, koja se može izraziti apsolutnim iznosom otvora, postotkom od punog otvora ili kutom zakreta statorskih lopatica α_0 . Dodatna je značajka Kaplanovih, cijevnih i Dériazovih turbin u vrijednost kuta zakreta β lopatica radnog kola.

Specifična brzina vrtnje povezuje glavne energetske veličine turbine (protok, neto-pad i brzinu vrtnje), a odgovara broju okretaja geometrijski slične turbine s istom korisnosti, protokom $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ i specifičnom energijom $Y_t = 1 \text{ J/kg}$. Dobiva se izvodom iz parametara π_1 i π_2 , eliminacijom promjera radnog kola:

$$n_{YQ} = n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{Y_t}}, \quad (12)$$

gdje je n brzina vrtnje. Ako dva geometrijski slična stroja imaju jednake specifične brzine vrtnje, onda su im radne točke homologne, tj. uvjeti su im takvi da omjer njihovih hidrodinamičkih sila ostaje konstantan. Homolognu točku karakterizira hidrodinamička sličnost strujnih tokova te jednaka korisnost strojeva koji se međusobno uspoređuju. Pri definiranju specifične brzine vrtnje za homolognu se točku u pravilu bira nominalna radna točka, tj. ona točka za koju je stroj projektiran.

Ako se specifična energija zamjeni neto-padom, a brzina vrtnje iskaže u recipročnim minutama, dobiva se drugi izraz za specifičnu brzinu vrtnje:

$$n_{HQ} = n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H_n}}. \quad (13)$$

Međusobni je odnos tih dviju specifičnih brzina vrtnje

$$n_{HQ} = 332,5 n_{YQ}. \quad (14)$$

U praksi se primjenjuje i stari izraz za specifičnu brzinu vrtnje (jedinica min^{-1}):

$$n_s = 1,166 n \frac{\sqrt{P}}{\sqrt[4]{H_n^5}}, \quad (15)$$

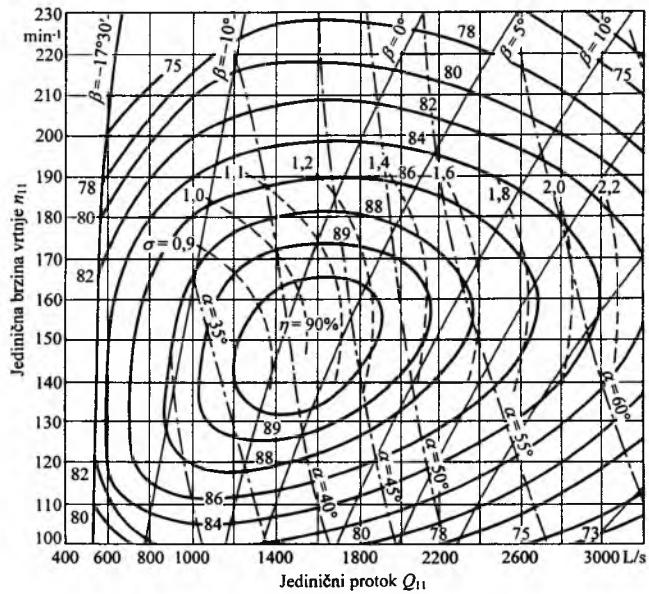
gdje je n brzina vrtnje (min^{-1}), P snaga (kW) i H_n neto-pad (m). Između n_{HQ} i n_s vrijedi odnos:

$$n_s = 3,65 \sqrt{\eta_1} n_{HQ}, \quad (16)$$

gdje je η_1 korisnost turbine.

Jedinični dijagrami. Međusobna ovisnost osnovnih karakterističnih veličina turbine pri konstantnom neto-padu (što je u praksi najčešće) ili pri konstantnoj brzini vrtnje može se prikazati dijagramom. Međutim, takav dijagram nije praktičan jer ne daje istodobni prikaz promjenljivosti svih veličina i ne može se bez većih preračunavanja primijeniti na sličnu turbinu.

Češće se stoga primjenjuje *topografski dijagram (univerzalna radna karakteristika)*, koji se temelji na jediničnim značajkama i primjenljiv je i za pojedinu turbinu i za seriju geometrijski sličnih turbin. Najpraktičniji je topografski dijagram koji prikazuje ovisnost jedinične brzine vrtnje o jediničnom protoku ($n_{11} = f(Q_{11})$), s otvorenim statorskim lopaticama i kavitacijskim koeficijentom kao parametrima. U takav je dijagram obično ucrtana i granična krivulja snage. U Dériazovim, Kaplanovim i cijevnim turbinama sa statorskim se lopaticama zakreću i lopatice radnog kola (tzv. kombinatorna veza), tako da topografski dijagram takvih turbin ima jedan parametar više od ostalih (sl. 3), ali je i korisnost bolja.



Sl. 3. Primjer dijela jediničnog topografskog dijagrama Kaplanove turbine. α kut zakreta statorskih lopatica, β kut zakreta rotorskih lopatica, σ kavitačijski koeficijent, η korisnost

U opisanom topografskom dijagramu nema podataka o snazi turbine, koja se može jednostavno izračunati iz preostalih veličina. Ako se ipak ukaže potreba za uvidom u promjenu snage, moguće je iz snimljenih podataka konstruirati topografski dijagram $P_{11} = f(n_{11})$ s ostalim veličinama kao parametrima.

Na temelju općih karakteristika modela može se projektirati nova geometrijski slična turbinu. Iz općih se karakteristika već sagradene turbinе mogu dobiti energetski parametri potrebni za optimalno vođenje rada turbine. Za Dériazove, Kaplanove i cijevne turbine na jednak se način može pouzdano odrediti kombinatorna veza.

Ostale značajke. Uz navedene značajke, u teoriji vodnih turbin u posljednje se vrijeme pojavljuje i *značajka protoka*:

$$\varphi = \frac{v_m}{u} = \frac{Q}{uA}, \quad (17)$$

gdje je v_m meridionalna komponenta karakteristične apsolutne brzine, u karakteristična obodna brzina, a A karakteristični strujni presjek, zatim *značajka tlaka*:

$$\psi = \frac{2g H_n}{u^2}, \quad (18)$$

značajka brzohodnosti:

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}}, \quad (19)$$

i značajka promjera:

$$\Theta = \frac{\psi^{3/4}}{\varphi^{1/2}}. \quad (20)$$

Kao karakteristična obodna brzina najčešće se uzima obodna brzina na vanjskom obodu kola, a kao karakterističan strujni presek površina na ulazu u radno kolo.

Projektantske osnove

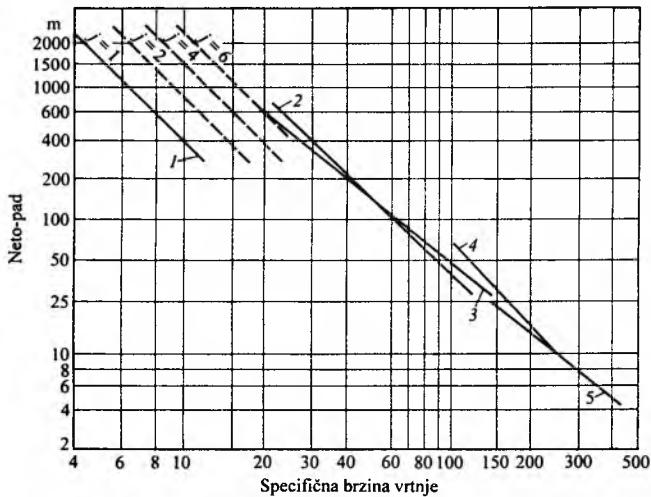
Projektiranje turbine sastoji se od određivanja približnih izmjera, hidrodinamičkog proračuna i modelnog ispitivanja. Razvojem vodnih turbina nastale su konstrukcije koje su se potvrdile u praksi. Na temelju tih praktičnih iskustava, projektiranje se turbine ne temelji samo na hidrodinamičkim proračunima, već i na aproksimacijskim izrazima i koeficijentima dobivenim iz statističkih podataka o izgrađenim turbinama.

Strujni aparat statora i radnog kola nije moguće unificirati i proračunati pomoću statističkih podataka o izvedenim turbinama, jer svaka pojedina turbina radi u drugačijim radnim uvjetima (u prvom redu zbog različita hidropotencijala), pa se ti dijelovi turbine uvijek proračunavaju metodama hidrodinamičke teorije. Zbog specifičnih iskustava pojedinih proizvođača turbin, ti se proračuni katkad bitno razlikuju i obično su tvornička tajna. Cijela se turbina modelno ispituje (razvojna ispitivanja) da bi se na modelu otkrili eventualni nedostatci, koji se ispravljaju prilikom izrade (prototipa) objekta.

Takav je postupak projektiranja skup, posebno modelna ispitivanja, ali i isplativ, jer se poboljšava korisnost. Zbog toga su vodne turbine strojevi s izrazito velikom korisnosti.

Određivanje osnovnih izmjera

Statistički podaci niza turbina izgrađenih u posljednjem desetljeću pokazuju dobru podudarnost osnovnih energetskih veličina i linearnih izmjera sa specifičnom brzinom vrtnje. Međuvisnost neto-pada i specifične brzine vrtnje za različite tipove



Sl. 4. Granice primjene pojedinih tipova turbina (j =broj sapnica) u ovisnosti o neto-padu. / Peltonova, 2 Dériazova, 3 Francisova, 4 Kaplanova, 5 cijevna turbina

turbina prikazana je na slici 4. Aproksimacijom točaka na statističkim krivuljama za pojedine se turbine dobivaju sljedeći empirijski izrazi:

Peltonova turbina (jednosapnična):

$$H_n = 385000 n_{HQ}^{-2}, \quad (21)$$

Francisova turbina:

$$H_n = 58369,7 n_{HQ}^{-1,53}, \quad (22)$$

Dériazova turbina (pumpa-turbina):

$$H_n = 377117 n_{HQ}^{-2,018}, \quad (23)$$

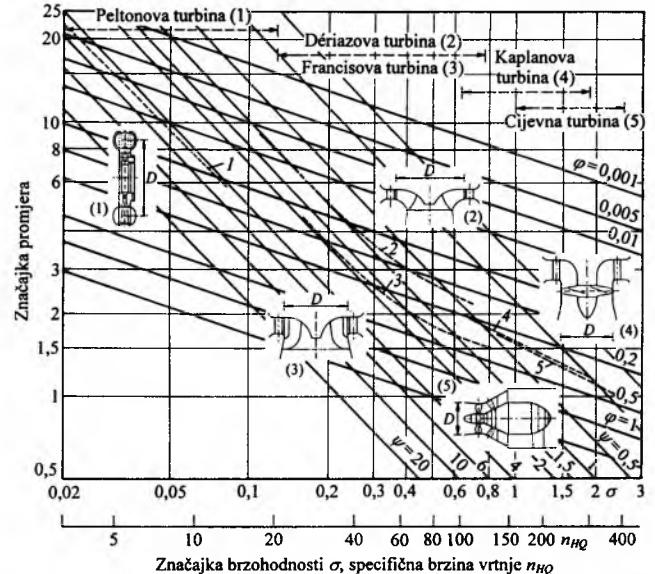
Kaplanova turbina:

$$H_n = 920630 n_{HQ}^{-2,058}, \quad (24)$$

cijevna turbina:

$$H_n = 69180 n_{HQ}^{-1,8}. \quad (25)$$

Pokazuje se i dobra podudarnost značajke promjera Θ i značajke brzohodnosti σ , odnosno specifične brzine vrtnje n_{HQ} (sl. 5).



Sl. 5. Međuvisnost bezdimenzijskih značajki pojedinih tipova turbina. / Peltonova, 2 Dériazova, 3 Francisova, 4 Kaplanova, 5 cijevna turbina

Aproksimacijom tih krivulja analitičkim izrazima za određenu značajku brzohodnosti i tipove turbine dobivaju se sljedeći izrazi: Peltonova turbina (jednosapnična):

$$\Theta = 0,465\sigma^{-1}, \quad (26)$$

Francisova turbina:

$$\Theta = 10^{(0,152 - 0,194 \lg \sigma + 0,524(\lg \sigma)^2)}, \quad (27)$$

Dériazova turbina (pumpa-turbina):

$$\Theta = 10^{11,38(\lg 1000\sigma)^{-1,36}}, \quad (28)$$

Kaplanova turbina:

$$\Theta = 1,556\sigma^{-0,487}, \quad (29)$$

cijevna turbina:

$$\Theta = 1,55\sigma^{-0,5}. \quad (30)$$

Na temelju polaznih podataka i prethodnih izraza moguće je, uz tip stroja, odrediti i vanjski promjer njegova radnog kola.

Prilikom određivanja osnovnih izmjera vodnih turbin često se primjenjuje i bezdimenzijski koeficijent obodne brzine:

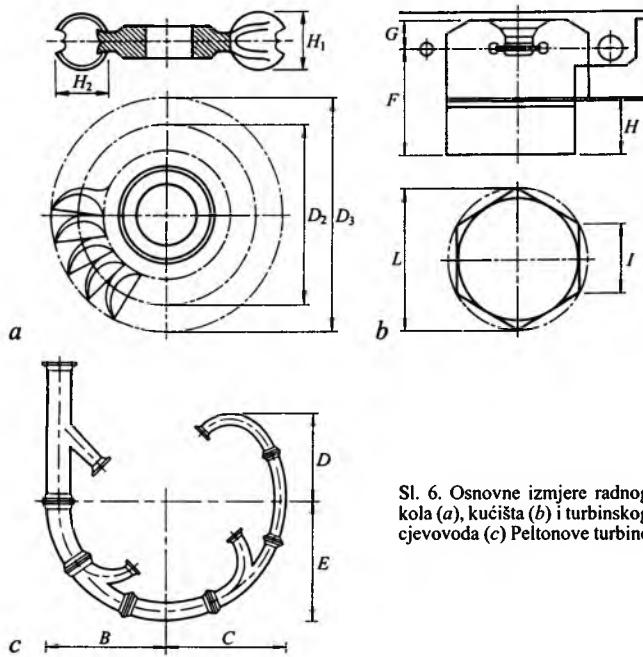
$$k_u = \frac{D\pi n}{60\sqrt{2gH_n}}, \quad (31)$$

gdje je D (m) osnovna linearna izmjeru, obično vanjski promjer radnog kola.

Ostale glavne izmjere turbin funkcija su vanjskog promjera radnog kola. U nastavku se navode relacije za izračunavanje potrebnih izmjera za pojedine vrste turbin.

Peltonova turbina. Ako se za osnovu uzme specifična brzina vrtnje n_{HQ} jednosapničnog stroja, onda vrijedi

$$k_u = 0,5445 - 0,0133n_{HQ}. \quad (32)$$



Sl. 6. Osnovne izmjere radnog kola (a), kućišta (b) i turbinskog cjevovoda (c) Peltonove turbine

Izmjere radnog kola, kućišta i turbinskog cjevovoda (sl. 6) mogu se izračunati iz specifične brzine vrtnje n_{HQ} ili srednjeg promjera radnog kola D_2 (m). Tako omjer promjera sapnice D_j i srednjeg promjera radnog kola D_2 slijedi iz empirijskog izraza:

$$\frac{D_j}{D_2} = \frac{n_{HQ}}{73,45 - 1,796 n_{HQ}}. \quad (33)$$

Ostale su izmjere radnog kola određene izrazima:

$$\frac{D_3}{D_2} = 1,028 + 0,0466 n_{HQ}, \quad (34)$$

$$H_1 = 3,20 D_j^{0,96}, \quad (35)$$

$$H_2 = 3,20 D_j^{1,02}. \quad (36)$$

Osnovne izmjere kućišta Peltonove turbine mogu se izračunati prema sljedećim aproksimacijskim izrazima:

$$L = 0,78 + 2,06 D_3, \quad (37)$$

$$G = 0,196 + 0,376 D_3, \quad (38)$$

$$F = 1,09 + 0,71 L, \quad (39)$$

$$H = 0,62 + 0,513 L, \quad (40)$$

$$I = 1,28 + 0,37 L, \quad (41)$$

pri čemu su sve izmjere u metrima.

Turbinski se cjevovod dimenzionira na temelju jednadžbe kontinuiteta tako da brzina vode u cjevovodu bude

$$v = 0,82 + 0,358 H_n^{0,5}, \quad (42)$$

gdje je v brzina vode (m/s), a H_n neto-pad (m). Izmjere turbinskog cjevovoda računaju se prema empirijskim izrazima:

$$B = 0,595 + 0,694 L, \quad (43)$$

$$C = 0,362 + 0,68 L, \quad (44)$$

$$D = -0,219 + 0,70 L, \quad (45)$$

$$E = 0,43 + 0,70 L, \quad (46)$$

pri čemu su sve izmjere u metrima.

Francisova turbina. Osnovna je izmjera Francisove turbine vanjski promjer radnog kola D_1 (sl. 7), koji prema (31) slijedi iz koeficijenta obodne brzine, neto-pada i specifične brzine vrtnje prema empirijskom izrazu:

$$k_u = 0,7502 - 0,003154 n_{HQ} + 0,0000636 n_{HQ}^2. \quad (47)$$

Ovisnosti koeficijenta protoka φ , koeficijenta tlaka ψ i kavacijskog koeficijenta σ o specifičnoj brzini vrtnje n_{HQ} jesu

$$\varphi = -0,0622 + 0,00555 n_{HQ}, \quad (48)$$

$$\psi = 2,4724 - 0,01537 n_{HQ}, \quad (49)$$

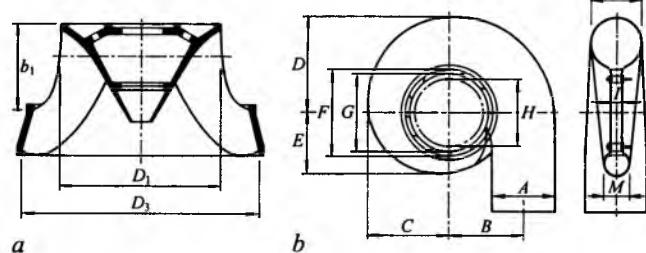
$$\sigma = 0,0000002464 n_{HQ}^{3,01}. \quad (50)$$

Osnovne izmjere turbine ovise o specifičnoj brzini vrtnje:

$$\frac{D_3}{D_1} = 0,46 + 0,00829 n_{HQ}, \quad (51)$$

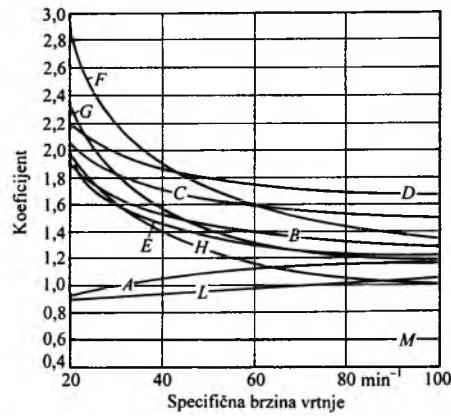
$$\frac{b_1}{D_1} = 0,1160 + 0,004906 n_{HQ}, \quad (52)$$

$$\frac{I}{D_1} = -0,00702 + 0,003798 n_{HQ}. \quad (53)$$



Sl. 7. Osnovne izmjere radnog kola (a) i spiralnog kućišta (b) Francisove turbine

Preostale izmjere kućišta dobivaju se množenjem pripadnih bezdimenzijskih koeficijenata (sl. 8) promjerom D_3 .



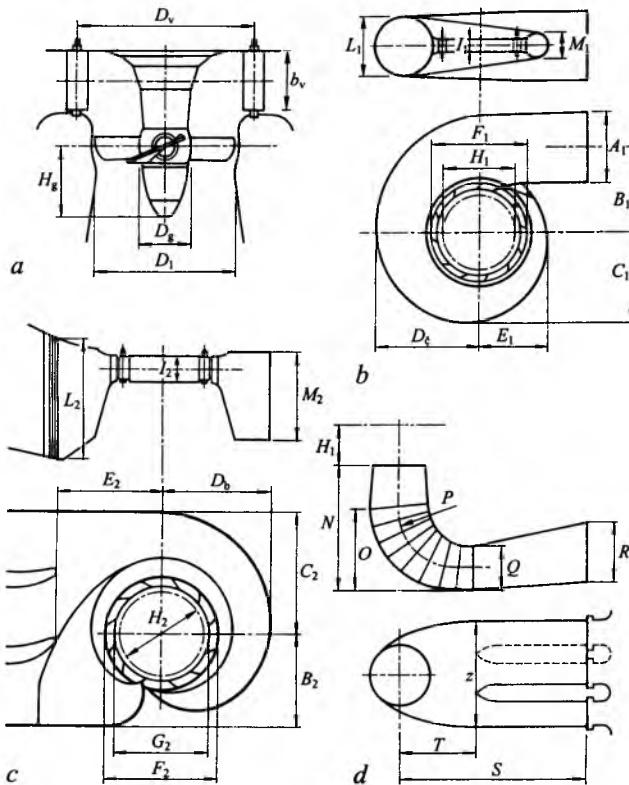
Sl. 8. Ovisnost koeficijenata za izračunavanje osnovnih izmjera (sa slike 7) radnog kola i ostalih dijelova Francisove turbine o specifičnoj brzini vrtnje

Površine ulaznog presjeka u spiralni kanal i izlaznog presjeka iz difuzora računaju se iz jednadžbe kontinuiteta, a iz empirijskih izraza za brzine, i to na ulazu u spiralni kanal:

$$v_{ul} = 13,07786 - 0,085237 n_{HQ} \quad (54)$$

i na izlazu iz difuzora:

$$v_{iz} = 2,2861 + 0,002162 n_{HQ}. \quad (55)$$



Sl. 9. Osnovne izmjere radnog kola (a), čeličnog (b) i betonskog (c) spiralnog kanala i difuzora (d) Kaplanove turbine

Kaplanova turbina. Osnovna je linearna izmjera Kaplanove turbine vanjski promjer radnog kola \$D_1\$ (sl. 9), koji prema (31) slijedi iz koeficijenta obodne brzine, neto-pada i specifične brzine vrtnje prema empirijskom izrazu:

$$k_u = 0,8434 + 0,00456 n_{HQ}. \quad (56)$$

Ovisnosti koeficijenta protoka \$\varphi\$, koeficijenta tlaka \$\psi\$ i kavacijskog koeficijenta \$\sigma\$ o specifičnoj brzini vrtnje \$n_{HQ}\$ jesu

$$\varphi = 0,13363 + 0,000777 n_{HQ}, \quad (57)$$

$$\psi = 71,947 n_{HQ}^{-1,022}, \quad (58)$$

$$\sigma = 0,0000866 n_{HQ}^{1,75}. \quad (59)$$

Osnovne izmjere turbine ovise o specifičnoj brzini vrtnje:

$$\frac{D_g}{D_1} = 0,2718 + 27,7446 n_{HQ}^{-1}, \quad (60)$$

$$\frac{D_v}{D_1} = 1,1793 + 2,512 n_{HQ}^{-1}, \quad (61)$$

$$\frac{b_v}{D_1} = 0,4486 - 11,342 n_{HQ}^{-1}. \quad (62)$$

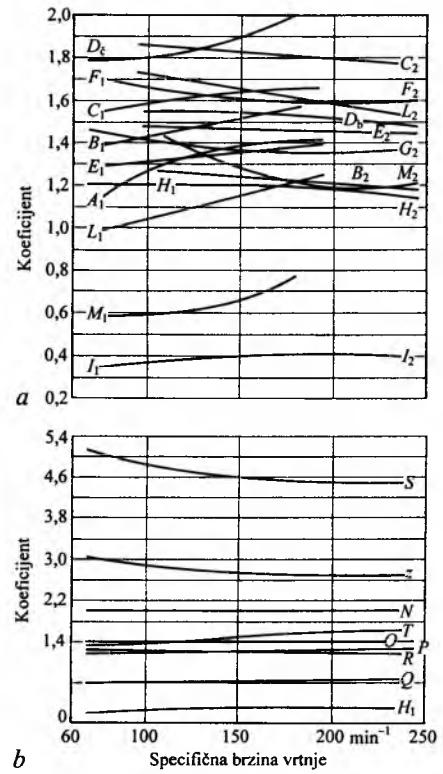
Ostale se izmjere kućišta dobivaju množenjem pripadnih bezdimenzijskih koeficijenata (sl. 10 a i 10 b) promjerom \$D_1\$.

Površine ulaznog presjeka u spiralni kanal i izlaznog presjeka iz difuzora računaju se iz jednadžbe kontinuiteta, a iz empirijskih izraza za brzine, i to na ulazu u spiralni kanal:

$$v_{ul} = 7,957 - 0,02355 n_{HQ} \quad (63)$$

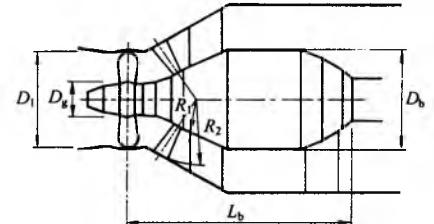
i na izlazu iz difuzora:

$$v_{iz} = 2,7266 - 0,0004712 n_{HQ}. \quad (64)$$



Sl. 10. Ovisnost koeficijenata za izračunavanje osnovnih izmjera (sa slike 9) radnog kola i ostalih dijelova Kaplanove turbine o specifičnoj brzini vrtnje

Cijevna turbina. Osnovna je linearna izmjera cijevne turbine vanjski promjer radnog kola \$D_1\$ (sl. 11), koji prema (31) proizlazi



Sl. 11. Osnovne izmjere cijevne turbine

iz koeficijenta obodne brzine, neto-pada i specifične brzine vrtnje i iznosi

$$k_u = 1 + 0,0038 n_{HQ}. \quad (65)$$

Ovisnosti koeficijenta protoka \$\varphi\$ i koeficijenta tlaka \$\psi\$ o specifičnoj brzini vrtnje \$n_{HQ}\$ jesu

$$\varphi = 0,1075 + 0,00085 n_{HQ}, \quad (66)$$

$$\psi = 77 n_{HQ}^{-1,035}. \quad (67)$$

Osnovne izmjere turbine ovise o specifičnoj brzini vrtnje:

$$\frac{D_g}{D_1} = 0,443 - 0,00022 n_{HQ}, \quad (68)$$

$$\frac{R_1}{D_1} = 0,335 + 0,000152 n_{HQ}, \quad (69)$$

$$\frac{R_2}{D_1} = 0,837 - 0,000386 n_{HQ}, \quad (70)$$

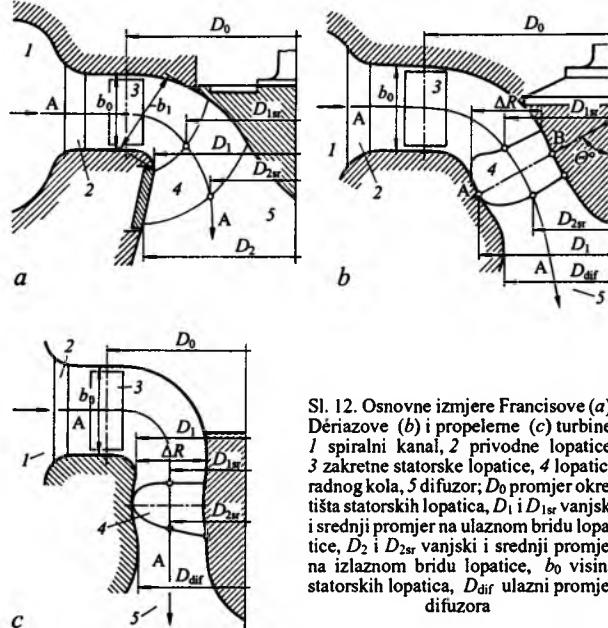
$$\frac{D_b}{D_1} = 1,143 - 0,00068 n_{HQ}, \quad (71)$$

$$\frac{L_b}{D_1} = 2,579 - 0,00123 n_{HQ}. \quad (72)$$

Dériazova turbina. Za Dériazovu turbinu još nema dovoljno statističkih podataka jer je prekratko u eksploraciji, no njezine karakteristične vrijednosti općenito odgovaraju srednjoj vrijednosti podataka za Francisovu i Kaplanovu turbinu.

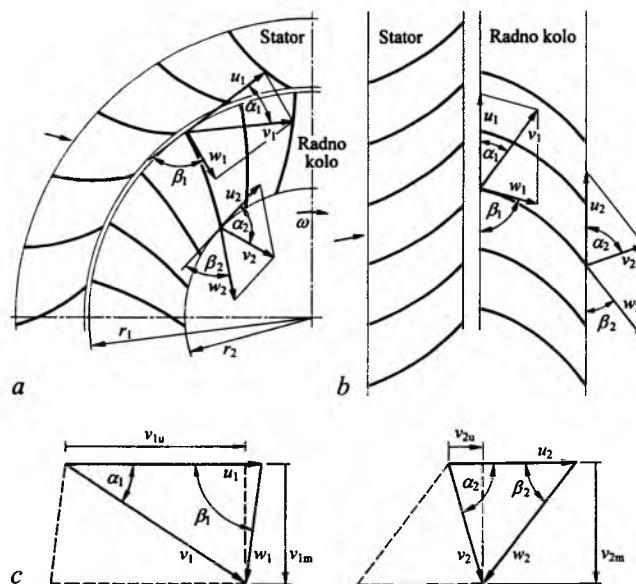
Hidrodinamički proračun vodnih turbina

Eulerova jednadžba. Osnovni matematički izraz za proračun izmijene energije u turbostroju jest Eulerova jednadžba. Ona se naziva prvom glavnom jednadžbom turbostrojeva i s jednadžbom kontinuiteta čini temelj za dimenzioniranje strujnog dijela turbostroja.



Sl. 12. Osnovne izmjere Francisove (a), Dériazove (b) i propelerne (c) turbine. 1 spiralni kanal, 2 privodne lopatice, 3 zakretne statorske lopatice, 4 lopatice radnog kola, 5 difuzor; D_0 promjer okrešta statorskih lopatica, D_1 i D_{1m} vanjski i srednji promjer na ulaznom bridu lopatice, D_2 i D_{2m} vanjski i srednji promjer na izlaznom bridu lopatice, b_0 visina statorskih lopatica, D_{4r} ulazni promjer difuzora

Ako se kroz strujni aparat turbine (stator i radno kolo) napravi rotacijski simetričan presjek po strujnici (označen na sl. 12 s A-A), pa se razvije u ravninu, dobivaju se tzv. *lopatične rešetke* (sl. 13). Slika 13 prikazuje i pripadne ulazne i izlazne paralelograme brzina. Zbog bolje preglednosti odnosa absolutne (v), relativne (w) i obodne brzine (u) crta se samo polovica paralelograma brzina, tzv. *trokut brzina*.



Sl. 13. Lopatične rešetke Francisove (a) te propelerne (b) turbine s prikazom ulaznog i izlaznog trokuta brzina (c)

Eulerova jednadžba turbine omogućuje analizu izmijene specifične energije u radnom kolu turbine:

$$Y_t = u_1 v_{1u} - u_2 v_{2u} = u_1 v_1 \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cos \alpha_2. \quad (73)$$

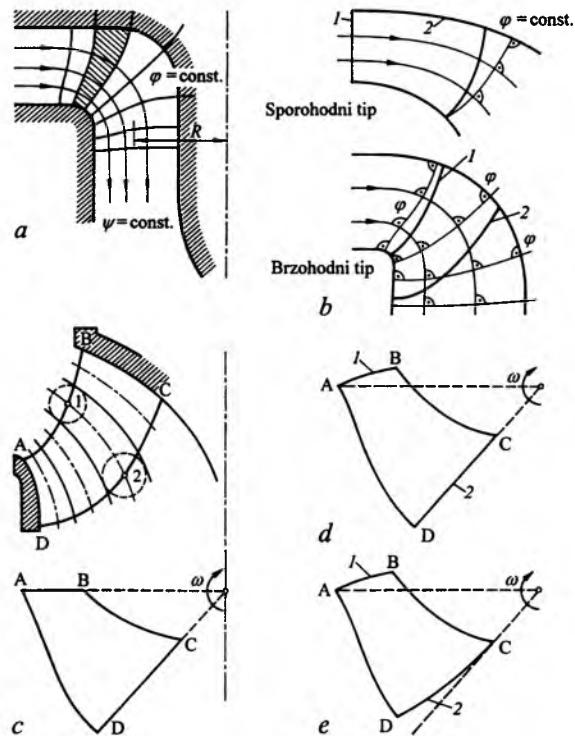
Taj izraz pruža mogućnost preglednih analiza uvjeta koji utječu na izmjenu energije u radnom kolu. Tako se može odmah zaključiti da će, uz nepromjenjene uvjete na ulazu u kolo, izmijenjena energija biti to veća što je absolutna izlazna brzina v_2 manja, a ona je najmanja kad je obodna komponenta absolutne izlazne brzine $v_{2u}=0$. To je ispunjeno kad je $\alpha_2=90^\circ$, pa je to razlog da se svi tipovi turbinu konstruiraju tako da pri radu u nominalnoj (optimalnoj) radnoj točki izlazni kut iznosi 90° .

Uzduž ulaznog i izlaznog brida lopatice se radnog kola turbine mijenjaju s polujerom obodne brzine u_1 i u_2 (sl. 13). S druge strane, s polujerom se ne mijenjaju bitno absolutne brzine na ulazu v_1 i izlazu v_2 iz radnog kola, iz čega slijedi da se kutovi β_1 na ulazu i β_2 na izlazu mijenjaju uzduž ulaznog i izlaznog brida lopatice. Ta činjenica uvjetuje prostornu zakrivljenošć lopatice, odnosno određuje metodiku hidrodinamičkog proračuna protičnog dijela vodne turbine.

Radijalne i dijagonalne turbine. U tim turbinama (Francisova i Dériazova turbinu) postoje znatne promjene rubnih uvjeta uzduž rubova nastrujavanja i odstrujavanja, te promjene obodne brzine uzduž bridova lopatice, a hidrodinamički se proračun provodi u više koraka.

Podjela na parcijalne strojeve i ucrtavanje potencijalne mreže. Kad se odredi približni oblik protičnog dijela turbine (meridionalni presjek), strujna se ploha dijeli na tzv. *parcijalne strojeve*. Oni su omeđeni strujnicama ($\psi=\text{const.}$) kroz koje nema izmijene fluida sa susjednim strojevima (v. *Mehanika fluida*, TE 8, str. 130). Primjenom jednadžbe kontinuiteta razmak se medju strujnicama određuje tako da protok kroz sve parcijalne strojeve bude jednak, a da zbroj svih protoka bude proračunski protok.

Podjela na parcijalne strojeve omogućuje ucrtavanje potencijalnih linija ($\varphi=\text{const.}$) primjenom zakonitosti potencijalnog strujanja, čime se oblik protičnog dijela turbine korigira do konačnog izgleda (sl. 14a).



Sl. 14. Mogući položaji bridova lopatice u nacrtu (a), položaj ulaznog i izlaznog brida lopatice u tlocrtu (b), oba brida u meridionalnoj ravnini (c), samo izlazni brid u meridionalnoj ravnini (d), ni jedan od bridova u meridionalnoj ravnini (e). 1 ulazni, 2 izlazni brid lopatice

Oblikovanje ulaznog i izlaznog brida lopatice. Ucrtavanjem potencijalne mreže neće biti određeni ulazni i izlazni brid lopatice, pa ih treba odrediti u prostoru, čime se ujedno određuju ulazni i izlazni presjek svakog parcijalnog stroja (sl. 14b). Određivanje ulaznog i izlaznog brida lopatice ponavljaju se ovisi o prak-

tičnim iskustvima konstruktora turbine. U meridionalnoj ravnini (ravnina u kojoj leži os rotacije) mogu biti smješteni i ulazni i izlazni brid, samo izlazni brid ili ni jedan od lopatičnih bridova (sl. 14).

Hidrodinamički proračun parcijalnog stroja. Oblikovanjem ulaznog i izlaznog lopatičnog brida bit će određene geometrijske izmjere pojedine parcijalne turbine, pa se iz poznatih uvjeta nastrujavanja i specifične energije koju treba izmijeniti u radnom kolu mogu odrediti ulazni i izlazni trokuti brzina te ulazni i izlazni kut svakog parcijalnog stroja.

Strojevi se proračunavaju tako da se u njima izmjenjuje jednaka specifična energija, kako bi se već konstrukcijom lopatice smanjilo sekundarno strujanje u radnom kolu.

Određivanje osnovne lopatične plohe. Osnovna je lopatična ploha simetralna ploha kroz lopaticu i nije jednosmisleno određena poznavanjem promjene ulaznog i izlaznog kuta uzduž njezina ulaznog i izlaznog brida. Naime, između krajnjih se točaka na bridovima lopatice može povući niz krivulja kojima će pravci pod ulaznim i izlaznim kutovima biti tangente. Određena se krivulja, odabrana na temelju konstruktorova iskustva, prenosi primjenom metode konformnog preslikavanja ili metodom razvijanja plašta stošca u tlocrtu ravninu (meridionalna je ravnina već poznata), čime se jednosmisleno određuje cijela osnovna lopatična ploha.

Određivanje konačnog oblika lopatice i kontrola kontinuiranosti plohe. Konačan se oblik lopatice dobiva pridruživanjem debljine osnovnoj lopatičnoj plohi. U Francisovoj se turbinu pretežno primjenjuje lopatica stalne debljine, što znači da se na svaku stranu osnovne plohe dodaje po pola debljine lopatice. Za brzohodnu Francisovu i za Dériazovu turbinu primjenjuje se profilirana lopatica, tj. takva kojoj se debljina mijenja uzduž osnovne plohe. Presjek je takve plohe uzduž strujnice aerodinamički profil.

Završetak projektiranja lopatice jest kontrola kontinuiranosti plohe. Kontrola se provodi obično presijecanjem lopatične plohe ekvidistantnim radijalnim ravninama (u meridionalnoj projekciji). Tragovi presijecanja tih ploha s gornjom i donjom lopatičnom plohom vide se u drugim projekcijama lopatice kao krivulje. Prema izgledu tih krivulja, koje se ne smiju sjeći niti imati infleksiju, zaključuje se o kontinuiranosti lopatičnih ploha.

Aksijalne turbine. Postupak proračuna lopatica aksijalne turbine sličan je onom za radikalnu i dijagonalnu turbinu.

Podjela na parcijalne strojeve i ucrtavanje potencijalne mreže. Podjela na parcijalne turbine za aksijalnu se turbinu temelji na ekvidistantnosti strujnica, a ne na konstantnom protoku kroz svaki parcijalni stroj. Zbog koaksijalnosti strujnog prostora, posebno za cijevne turbine, ucrtavanje je potencijalne mreže jednostavno.

Oblikovanje ulaznog i izlaznog lopatičnog brida temelji se na proračunu parcijalnih turbina. Jedan od bridova može se pretodno odrediti, ali se mora korigirati hidrodinamičkim proračunom zajedno s oblikovanjem drugog brida. Težišnice kroz profile moraju biti što bliže radijektoru na os rotacije, kako bi se sprječila opterećenja lopatičnog čepa zbog djelovanja centrifugalne sile na savijanje.

Karakteristika Kaplanovih i cijevnih turbina sa zakretnim lopaticama jest samozatvorivost lopatica. Ona ovisi o izboru profila i obliku ulaznog i izlaznog lopatičnog brida. Ukupni zakretni moment koji djeluje na lopaticu mora biti takav da se lopatični sustav radnog kola sam zatvori ako nastane kvar na servomehanizmu za zakretanje lopatica.

Hidrodinamički proračun svakog parcijalnog stroja jednak je već opisanom proračunu za radikalnu i dijagonalnu turbinu.

Određivanje osnovne lopatične plohe. Ulazni i izlazni kutovi parcijalnih strojeva odgovaraju kutovima tangentama na skeletne linije lopatičnog profila koje i određuju osnovnu lopatičnu plohu. Na temelju ulaznih i izlaznih kutova te iznosa specifične energije koja se treba izmijeniti u promatranom parcijalnom stroju, može se iz kataloga profila izabrati serija profila od koje će se oblikovati lopatica. Vrlo je važno da svi lopatični profili budu iz iste serije (slična oblika), kako bi se postigla povoljna težišnica i kontinuiranost gornje i donje lopatične plohe.

Određivanje konačnog oblika lopatice i kontrola kontinuiranosti plohe. Konačni se oblik lopatice dobiva izborom prikladnog

profila s obzirom na uzgonski koeficijent i duljinu lopatice (pri-pasivanje ulaznog i izlaznog brida). Ako lopatice potječu iz iste serije, opisanim se postupkom osigurava kontinuiranost gornje i donje lopatične plohe, tako da kontrola obično nije potrebna.

Turbine slobodnog mlaza. Turbine s jednakim tlakom vode i jednakim obodnim brzinama ispred i iza radnog kola imaju i jednakе relativne brzine (po apsolutnom iznosu). Brzina je mlaza $v_1 \approx \sqrt{2g H_n}$, a optimum se postiže pri $u/v_1 \approx \cos \beta_1/2$, gdje je obodna brzina $u = D_2 \pi n$. Iz tih izraza slijedi da će neto-padom H_n i brzinom vrtnje generatora n jednosmisleno biti određen srednji promjer radnog kola D_2 .

Konstrukcija lopatičnog oblika temelji se na analizi gibanja čestica vode od prvog dodira s lopaticom do izlaska iz kola. Zbog velikih brzina vode u sapnici i kaloti lopatice površina stijenki mora biti polirana da bi se smanjili hidrodinamički gubitci. Ipak, ti su gubici znatni, pa je korisnost Peltonove turbine, a i zbog velike izlazne brzine v_2 , za nekoliko postotaka manja od korisnosti drugih tipova turbina.

Modelna ispitivanja i mjerena na objektu

Modelna se ispitivanja vodnih turbina provode pri razvoju novih turbina i prilikom primopredaje proizvedenih turbinskih postrojenja. Naime, u hidroelektrani većinom ne postoje osnovni mjerni uvjeti za pouzdano mjerjenje pojedinih fizičkih veličina, pa se primopredaja provodi pomoću modela. Za modelno je ispitivanje potrebno ostvariti geometrijsku sličnost objekta i modela, hidrodinamičku sličnost strujnih tokova, te mjerne rubne normative s mjernom opremom zadovoljavajuće kvalitete.

Da bi se modelnim ispitivanjima dobili pouzdani rezultati, propisane su najmanje karakteristične veličine modela (tabl. 1). To su u prvom redu najmanji promjer radnog kola i s njime povezan promjer dovodnog cjevovoda D_s uređaja na kojem se model ispituje, najmanji neto-pad i najmanji Reynoldsov broj, koji za Kaplanove i Francisove turbine iznosi

$$Re_{\min} = \frac{\sqrt{2g H_n}}{v} D_s, \quad (74)$$

a za Peltonove turbine

$$Re_{\min} = \frac{\sqrt{2g H_n}}{v} H_1, \quad (75)$$

gdje je g ubrzanje sile teže (m/s^2), H_n neto-pad na modelu turbine (m), v koeficijent kinematičke viskoznosti vode (m^2/s), D_s promjer dovodnog cjevovoda (m), H_1 širina lopatice modela (m). Promjer dovodne cijevi ispitne instalacije u pravilu je jednak vanjskom promjeru radnog kola modela, pa su u tablici 1 navedene obje veličine kao minimalni iznosi.

Tablica 1
NAJMANJE VRJEDNOSTI KARAKTERISTIČNIH VELIČINA
MODELVA VODNIH TURBINA ZA MODELNO ISPITIVANJE

Karakteristična veličina	Vrsta turbine		
	Kaplanova	Francisova	Peltonova
Reynoldsov broj	$2 \cdot 10^6$	$2,5 \cdot 10^6$	$3,5 \cdot 10^6$
Promjer dovodnog cjevovoda	250 mm	250 mm	80 mm
Neto-pad	1 m	2 m	40 m

Geometrijska sličnost. Omjer promjera modela i objekta jest mjerilo modela. Da bi se ostvarila geometrijska sličnost modela i objekta, u tom omjeru trebaju biti homologne linearne izmjere modela i objekta. Osim toga, hrapavost strujnih ploha modela mora biti slična hrapavosti strujnih ploha objekta, što znači da plohe modela moraju biti polirane do visokog sjaja. Osim geometrijske sličnosti turbinskog modela potrebno je zadovoljiti i sličnost ulaznog i izlaznog dijela odvodnog kanala protočnog dijela turbinskog postrojenja.

Hidrodinamička sličnost strujnih tokova modela i objekta ostvarit će se kad im budu jednakne pripadne bezdimenzijske ili

jedinične značajke, tj. kad im budu radne točke homologne. Homolognost radnih točaka ostvariti će se kada bude

$$Q_m = Q_t \left(\frac{H_m}{H_t} \right)^{1/2} \left(\frac{D_m}{D_t} \right)^2, \quad (76)$$

$$P_m = P_t \left(\frac{H_m}{H_t} \right)^{3/2} \left(\frac{D_m}{D_t} \right)^2, \quad (77)$$

$$n_m = n_t \left(\frac{H_m}{H_t} \right)^{1/2} \left(\frac{D_t}{D_m} \right), \quad (78)$$

gdje je H neto-pad, D vanjski promjer radnog kola, a indeksi m i t označuju fizikalne veličine modela i turbine (objekta).

Korisnost izmjerena na modelu ne odgovara stvarnoj korisnosti objekta. Zbog toga je potrebno korisnost modela preračunati na objekt, i to za Kaplanovu turbinu prema Huttonovoj formuli:

$$\frac{\eta_t}{\eta_m} = 0,3 + 0,7 \left(\frac{Re_m}{Re_t} \right)^{1/5}, \quad (79)$$

a za Francisovu turbinu prema Moodyjevoj formuli:

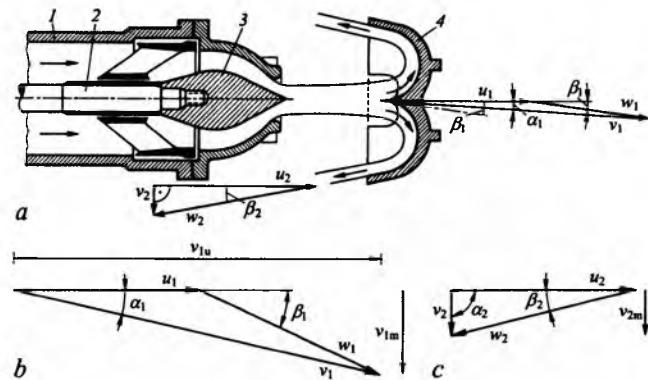
$$\frac{\eta_t}{\eta_m} = \left(\frac{D_m}{D_t} \right)^{1/5}, \quad (80)$$

dok za Peltonovu turbinu vrijedi da je $\eta_t = \eta_m$. Osim navedenih izraza, u praksi se mogu susresti i drugi, pa je prilikom određivanja mjernih uvjeta važno navesti prema kojoj će se jednadžbi preračunavati korisnost.

KONSTRUKCIJA VODNIH TURBINA

Osnovni tipovi turbina

Peltonova turbina. Turbina nazvana po svom konstruktoru L. A. Peltonu glavni je predstavnik turbina slobodnog mlaza ili akcijskih turbina. Voda se kroz jednu ili više sapnica smještenih u kućištu turbine dovodi tangencijalno na radno kolo kojemu su po obodu smještene lopatice (sl. 15). Mlaz vode velikom brzinom izlazi iz sapnice, udara u lopaticu i zbog njezina oblika mijenja



Sl. 16. Promjena količine gibanja pri skretanju mlaza na lopatici Peltonove turbine (a), te ulazni (b) i izlazni (c) trokut brzina. 1 sapnica, 2 igla, 3 izmjenjiva glava igle, 4 lopatica

smjer (sl. 16). Na slici 16 prikazani su i ulazni i izlazni trokut brzina optimalne radne točke turbine ($\alpha_2 \approx 90^\circ$). Središnji dio lopatice, koji dijeli mlaz na dva jednakata dijela, naziva se *nož lopatice*. Lopatica ima male kutove β_1 i β_2 kako bi promjena količine gibanja bila što veća. Relativne su brzine w_1 i w_2 jednake. Zbog skretanja mlaza, odnosno promjene količine gibanja, na lopaticu djeluje aktivna sila koja uzrokuje zakretni moment radnog kola.

Tablica 2
NAZIVNI PARAMETRI PELTONOVIH TURBINA

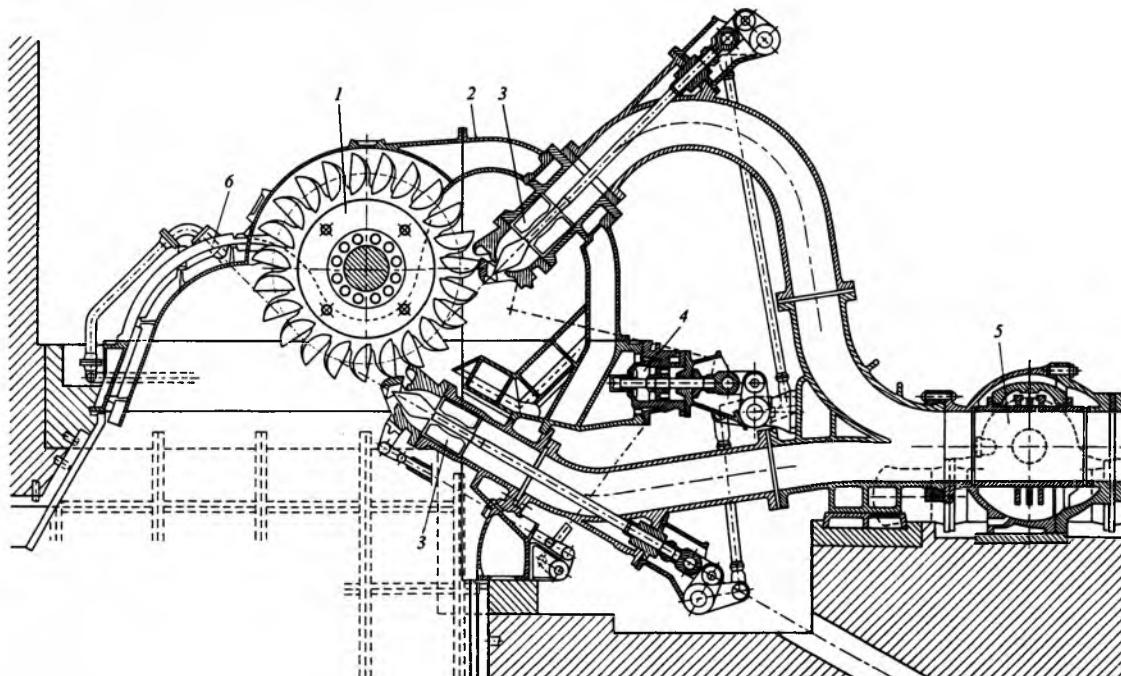
Vrsta turbine	Specifična brzina vrtnje		Jedinična brzina vrtnje n_{11} min ⁻¹	Jedinični protok Q_{11} m ³ /s	Najveći neto-pad m
	n_s mm ⁻¹	n_{HQ} min ⁻¹			
Jednosapnična	10...13	2,8...3,7	39,8...39,4	0,007...0,011	1800...1650
Dvosapnična	13...20	3,7...5,7	39,4...38,9	0,011...0,024	1650...700
Višesapnična	20...30	5,7...8,5	38,9...37,6	0,024...0,055	850...650

Peltonova se turbina primjenjuje u uvjetima velikih geodetskih padova i relativno malih protoka, pa je njezina specifična brzina vrtnje malena. Već prema raspoloživoj količini vode Peltonova turbina ima jednu do šest sapnica, o čemu ovisi odnos između specifične brzine vrtnje i neto-pada (tabl. 2).

Specifična brzina vrtnje turbine s većim brojem sapnica iznosi

$$n_{si} = n_s \sqrt{i}, \quad (81)$$

gdje je i broj sapnica.

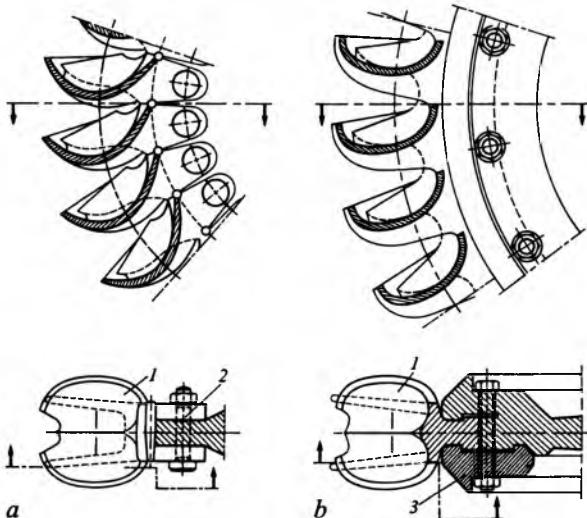


Sl. 15. Dvosapnična Peltonova turbina. 1 radno kolo, 2 kućište, 3 sapnica, 4 servomotor za pomak sapničnih igala, 5 glavni turbinski ventil, 6 kočna sapnica

Peltonova turbina vrlo je osjetljiva na promjenu razine donje vode zbog mogućnosti da lopatice dodu u dodir s donjom vodom, što bi uzrokovalo kočenje turbine. Turbine s jednom i s dvije sapnice imaju vodoravno vratilo, dok se turbine s više sapnica grade s okomitim vratilom kako bi se spriječio utjecaj gornje sapnice na sapnice ispod nje. Osim toga, u turbinama s okomitim vratilom bolje se iskorištava geodetski pad, a i manjih su izmjera pa traže manju strojarnicu. Radi regulacije snage promjenom protoka, turbine imaju u dovodnom vodu regulacijski ventil. Zbog velikih brzina taj je ventil igličastog tipa (Johnsonov ventil). Velike brzine strujanja u sapnici i na njezinu izlazu uzrokuju znatne hidrodinamičke gubitke, pa se velike turbine projektiraju s promjerom mlaza većim od 55 mm.

U incidentnim situacijama u radu turbine (ispad generatora iz mreže, havarija na turbinu ili generatoru i sl.) potrebno je brzo zaustaviti turbinu otklonom vodenog mlaza, jer bi naglim zatvaranjem glavnog turbinskog ventila mogao nastati hidraulični udar. U takvim se situacijama upotrebljavaju skretići mlaza ili sječači mlaza, uređaji pomoću kojih se na put mlaza postavlja ploča za njegovo otklanjanje. Dok se skretićem mlaza potpuno otklanja privod vode radnom kolu, glavni se turbinski ventil može zatvoriti. Slično je i pri naglom smanjivanju snage turbine, kada skretić ili sječači otklanjavaju samo dio mlaza, a igličasti se ventil polagano zatvara do položaja koji odgovara novom režimu rada.

Lopatice Peltonove turbine moraju zbog vrlo velikih brzina vode biti hidrodinamički optimalno konstruirane. Vrh se lopatice oblikuje s izrezom, jer je istodobno nekoliko lopatica u dodiru s mlazom. Lopatice se na radno kolo pričvršćuju svornjacima ili steznim prstenom (sl. 17). Rjeđe se izvode radna kola kojima su disk i lopatice iz jednog komada, jer tada nije moguća zamjena pojedinih lopatica ili skupine lopatica.



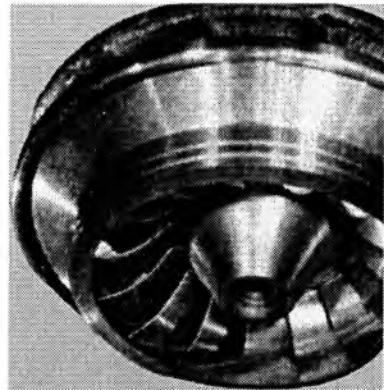
Sl. 17. Lopatice Peltonove turbine i načini njihova pričvršćivanja na disk svornjacima (a) ili steznim prstenom (b). 1 lopatica, 2 stožasti svornjak, 3 stezni prsten

Kućište se Peltonove turbine tako izvodi da neutralizira mlaz vode skrenut skretićem ili sječačem i izlazni mlaz iz lopatica, te omogućuje odvođenje vode u odvodni kanal. Zbog neutralizacije mlaza na unutrašnjoj se strani kućišta postavljaju obloge od čeličnog lima.

Jedna od najvećih Peltonovih turbina (masa radnog kola 23,5 t, promjer 4,1 m, brzina vrtnje 300 min^{-1}) nalazi se u hidroelektrani San Carlos u Kolumbiji. U Hrvatskoj su Peltonove turbine ugrađene samo u hidroelektranu Vinodol. To su tri tandemna dvosapnicih turbine s vodoravnim vratilom i s ukupnom snagom većom od 80 MW.

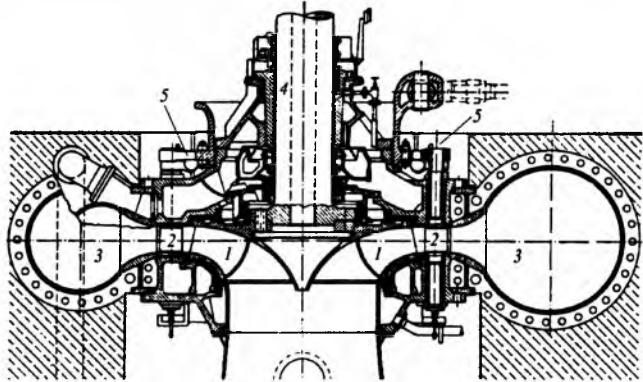
Francisova turbina ubraja se u pretlačne radikalne turbine. Veličina aktivne zakretne sile na radno kolo ovisi o promjeni količine gibanja vode, tlačnoj razlici, Coriolisovu ubrzanju, centrifugalnom ubrzanju i dr. Utjecaj svakog od tih faktora na zakretnu silu mijenja se sa specifičnom brzinom vrtnje, odnosno određuje stupanj reakcije turbine.

Voda se dovodi tlačnim cjevovodom i jednolično se rasporiđuje po obodu radnog kola pomoću spiralnog kanala. Zakretanjem statorskih lopatica mijenja se protok kroz turbinu (regulacija snage). Posljedica zakretanja statorskih lopatica jest promjena kuta nastrujavanja na lopatice radnog kola, što uzrokuje znatne hidrodinamičke gubitke. Zbog toga Francisova turbina mora raditi približno u svom proračunskom režimu rada, te se smatra da ta turbina ima loša regulacijska svojstva. U radno kolo, koje se sastoji od niza nepokretnih (fiksnih) lopatica (sl. 18), voda ulazi radikalno, a izlazi aksijalno i odvodi se kroz difuzor u odvodni kanal turbine (donja razine vode). Upotreboom difuzora smanjuju se izlazni gubitci turbine koji su povezani s kinetičkom energijom vode. U neproračunskom (neoptimalnom) režimu rada česte su pulzacije tlaka iza radnog kola, koje se mogu ublažiti dovodom zraka na ulazu u difuzor.



Sl. 18. Radno kolo Francisove turbine

Francisova turbina obično ima okomito vratilo (sl. 19). Turbina s vodoravnim vratilom prikladna je samo za manje snage jer je za nju potrebno ugraditi skretno koljeno ispred difuzora, što pak traži postavljanje turbine visoko iznad donje razine vode, pa turbina može doći u nepovoljno kavitacijsko područje rada. Osim toga, vodoravni položaj vratila traži veću tlocrtnu površinu strojarnice, što povećava troškove gradnje.



Sl. 19. Francisova turbina. 1 radno kolo, 2 zakretne statorske lopatice, 3 spiralni kanal, 4 vratilo turbine, 5 mehanizam za zakretanje statorskih lopatica

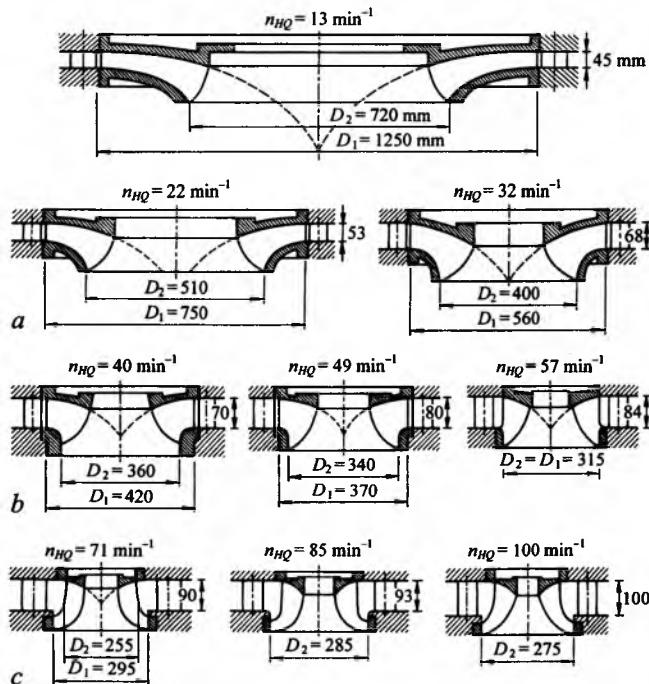
Francisova se turbina primjenjuje za srednje geodetske padove i protote, a prema specifičnoj brzini vrtnje može biti sporohodna, normalna i brzohodna (tabl. 3). S promjenom specifične brzine

Tablica 3
NAZIVNI PARAMETRI FRANCISOVIH TURBINA

Vrsta turbine	Specifična brzina vrtnje		Jedinična brzina vrtnje $n_{11} \text{ min}^{-1}$	Jedinični protok $Q_{11} \text{ m}^3/\text{s}$	Najveći neto-pad m	Thomin broj $\sigma_{\text{nom}*}$
	$n_s \text{ min}^{-1}$	$n_{HQ} \text{ min}^{-1}$				
Sporohodna	60...125	17,0...35,3	60,8...63,6	0,10...0,35	410...280	0,04...0,06
Normalna	125...225	35,3...63,6	63,6...72,6	0,35...0,83	280...100	0,06...0,12
Brzohodna	225...350	63,6...98,9	72,6...92,2	0,83...1,28	100...35	0,12...1,27

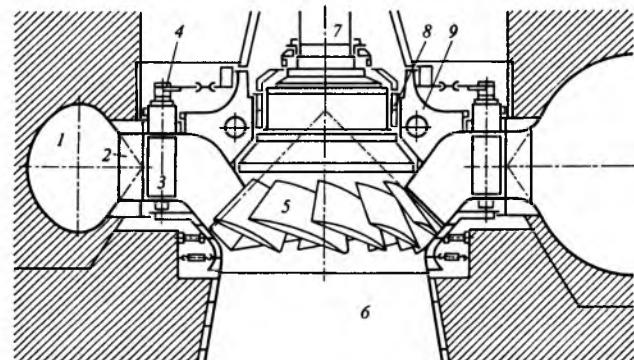
*Thomin broj u nominalnoj radnoj točki

vrtanje mijenjaju se oblik i izmjere (sl. 20) radnog kola (specifično radno kolo). Jedna od najvećih Francisovih turbin ima masu radnog kola od 500 t, promjer kola 9,5 m, brzinu vrtanja $85,7 \text{ min}^{-1}$, a ugrađena je 1942. u hidroelektranu Grand Coulee (SAD). Njoj je ravna i novija turbina u Itaipu (Brazil) sa snagom 750 MW , neto-padom 112,9 m, brzinom vrtanje 90 min^{-1} i masom kola 300 t.



Sl. 20. Oblik i osnovne izmjere sporohodnih (a), normalnih (b) i brzohodnih (c) radnih kola Francisove turbine

Dériazova turbina pretlačna je i dijagonalna (poluaksijalna) turbina. Voda se iz spiralnog kanala, preko privodnih i zakretnih statorskih lopatica, dovodi u radno kolo (sl. 21). Zakretanjem statorskih lopatica mijenja se protok kroz turbinu, pa time i snaga, a posljedica je toga promjena kuta nastrujavanja na lopatice radnog kola. U Dériazovoj se turbinu mogu zakretati i lopatice radnog kola, čime se može kompenzirati promjena kuta nastrujavanja, tj. održavati optimalni kut nastrujavanja. Sinkrono zakretanje lopatice radnog kola i statorskih lopatica naziva se *kombinatornom vezom*. Iz radnog kola voda kroz difuzor odlazi u odvodni kanal.



Sl. 21. Presjek Dériazove turbine. 1 spiralni kanal, 2 privodne lopatice, 3 zakretni statorske lopatice (Finkova regulacija), 4 mehanizam za zakretanje statorskih lopatica, 5 radno kolo, 6 difuzor, 7 vratilo turbine, 8 radikalni ležaj, 9 kućište turbine

Velika korisnost Dériazove turbine održava se, zahvaljujući kombinatornoj vezi, u širokom rasponu snage (protoka). Zbog toga ona u praksi postupno zamjenjuje brzohodnu Francisovu i sporohodnu propeler turbinu. Jedna od najvećih Dériazovih turbin u eksploraciji nalazi se u hidroelektrani Amagase (Japan), s promjerom radnog kola 3,9 m i brzinom vrtanje 180 min^{-1} .

Propelerne turbine ubrajaju se u pretlačne aksijalne turbine, imaju veliku specifičnu brzinu vrtanje i primjenjuju se za velike protoke i male geodetske padove (tabl. 4). Novije konstrukcije imaju zakretnе lopatice radnog kola. Propelerne turbine bez zakretanja lopatice radnog kola neelastične su u pogonu kao i Francisove turbine, pa se danas grade samo za manje jedinice i upotrebljavaju u malim hidroelektranama.

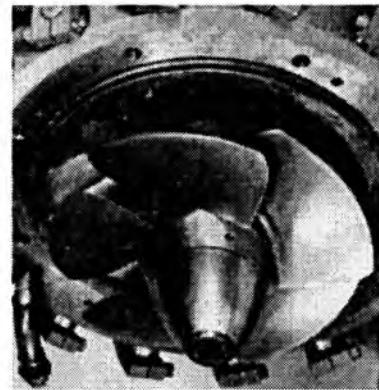
Tablica 4
NAZIVNI PARAMETRI PROPELERNIH TURBINA*

Broj lopatica	Specifična brzina vrtanje		Jedinična brzina vrtanje n_{11} min^{-1}	Jedinični protok Q_{11} m^3/s	Najveći neto-pad m	Thomin broj**
	n_s min^{-1}	n_{HQ} min^{-1}				
8	280...350	79,1...98,9	85...145	0,93...1,22	50	0,3...0,55
6	380...650	107,4...183,7	100...155	1,29...1,80	35	0,65...0,85
5	460...800	130,0...226,1	110...170	1,60...2,20	20	0,80...1,20
4	570...880	161,1...248,7	120...180	2,00...2,35	15	1,20...1,60
3	670...1070	189,3...302,4	135...200	2,35...2,45	6	1,80...3,50

* Tablica ne pokriva područje cijevnih turbin jer su to novije vrste turbin pa optimalne vrijednosti parametara još nisu potvrđene u praksi.

** Thomin broj u nominalnoj radnoj točki

Propelerne se turbine tako nazivaju jer im je radno kolo slično brodskom vijku (propeleru). Lopatice su profilirane, a radno se kolo projektira prema teoriji slobodnog profila (v. *Turbina, vjetrena*). U radnom kolu ima 3, 4 ili 5 lopatica. Gledajući kroz kolo uzduž osi rotacije, lopatice se ne prekrivaju, pa se takvo kolo naziva providnim (sl. 22).



Sl. 22. Lopatice radnog kola Kaplanove turbine

U nenazivnim režimima rada turbine (kad je protok vode veći ili manji od nazivnoga), zbog održavanja konstantne brzine vrtanje turbine i pogonjenog generatora, voda iz radnog kola ne izlazi okomit, pa nastaje vrtložno strujanje u difuzoru i izlaznom kanalu. Vrtlog u smjeru vrtanje turbine (uzvrtlog) pojavljuje se pri protoku manjem od nazivnoga, a vrtlog suprotna smjera (protuvrtlog) pri protoku većem od nazivnog protoka. Zbog toga se može pojaviti *osna kavitacija*, koja uzrokuje eroziju dijelova turbine ili postrojenja nizvodno od radnog kola.

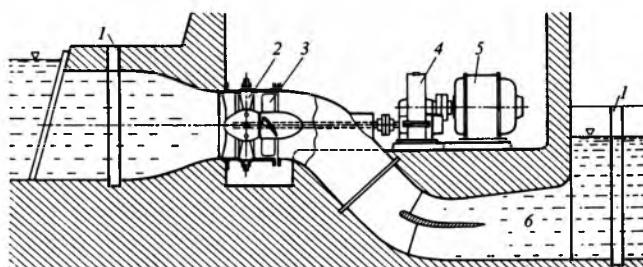
U propelernim se turbinama protok mijenja i snaga regulira zakretanjem statorskih lopatica, zbog čega se mijenja i kut nastrujavanja vode na lopatice radnog kola. Da bi se izbjegli sudarni gubitci, sa statorskim se lopaticama, u većini propelernih turbin, sinkrono zakreću i lopatice radnog kola, pa je moguće održavanje optimalnog nastrujavanja u vrlo širokom rasponu protoka, odnosno snaga.

Kaplanova turbina naziv je za propelernu turbinu sa zakretnim lopaticama radnog kola. Ona se gradi za velike jedinične snage (i do 166 MW). Radi kod malih geodetskih padova i velikih protoka, ima 3, 4 ili 5 sinkrono zakretnih lopatica (sl. 23) i gradi se u pravilu s okomitim vratilom. Jedna od najvećih Kaplanovih turbin ugrađena je u hidroelektranu Saratov (Rusija), promjer joj je radnog kola $10,3 \text{ m}$, a brzina vrtanje 75 min^{-1} .



Sl. 23. Radno kolo velike Kaplanove turbine (promjer 8,4 m)

Cijevna turbina gradi se s vodoravnim ili blago ukošenim vratilom. Smješta se u cijev, pa zbog toga nema spiralnog kanala (sl. 24). Zbog ravnog (i koaksijalnog) difuzora ima veliku korisnost. Manje se jedinice izvode s generatorom izvan cijevi (tzv. izvedba S), a u većim se jedinicama generator smješta u cijev (u tzv. turbinsku krušku). Jedna od najvećih cijevnih turbina nalazi se u hidroelektrani Racine (SAD), s promjerom radnog kola 7,7 m i brzinom vrtanje $61,2 \text{ min}^{-1}$.



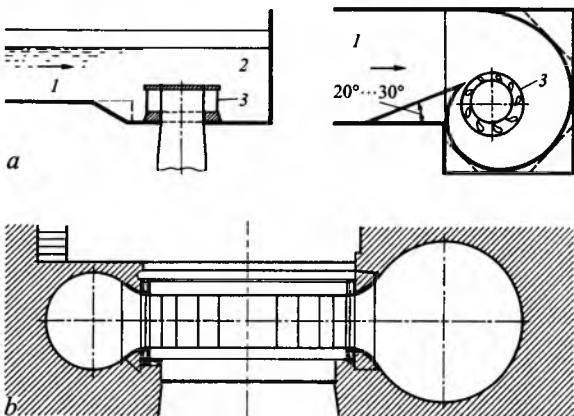
Sl. 24. Presjek postrojenja cijevne turbine (izvedba S). 1 zapornica, 2 turbinska kruška sa zakretnim statorskim lopaticama, 3 radno kolo, 4 multiplikator broja okretaja, 5 generator, 6 difuzor

Ostali konstrukcijski dijelovi turbin

Pojedini tipovi vodnih turbina načelno se razlikuju najviše po konstrukciji radnog kola kao glavnog dijela, dok im je većina ostalih dijelova (spiralni kanal, statorske lopatice, difuzor, ležaji) slična po konstrukciji i funkciji.

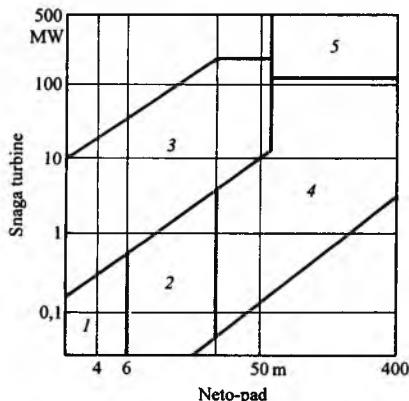
Spiralni kanal dio je turbine koji vodu iz tlačnog cjevovoda treba, prije ulaska u radno kolo, jednolično raspodijeliti po obodu turbine. Time se osigurava jednolično opterećenje po obodu radnog kola i sprečava asimetričnost koja bi mogla uzrokovati pojавu sila i vibracija u turbinu. Spiralni kanal imaju Francisove, Dériuzeve i većina propelernih turbina.

Spiralni kanal može biti otvoren ili zatvoren, od lima, lijevanog željeza, betona ili kombinirani željezno-betonski (sl. 25). Presjek kanala može biti kružan, eliptičan, trapezan ili pravokutan. Za limene i lijevane zatvorene kanale tehnološki su pogodniji



Sl. 25. Vrste spiralnih kanala. a) nacrt i tlocrt otvorenog kanala, b) presjek željezno-betonorskog kanala. 1 privredni kanal, 2 turbinska komora, 3 turbina

kružni i eliptični presjeci, dok su betonirani kanali trapeznog ili, rijedje, pravokutnog presjeka. Vrsta kanala odabire se prema raspoloživom neto-padu i snazi turbine (sl. 26).

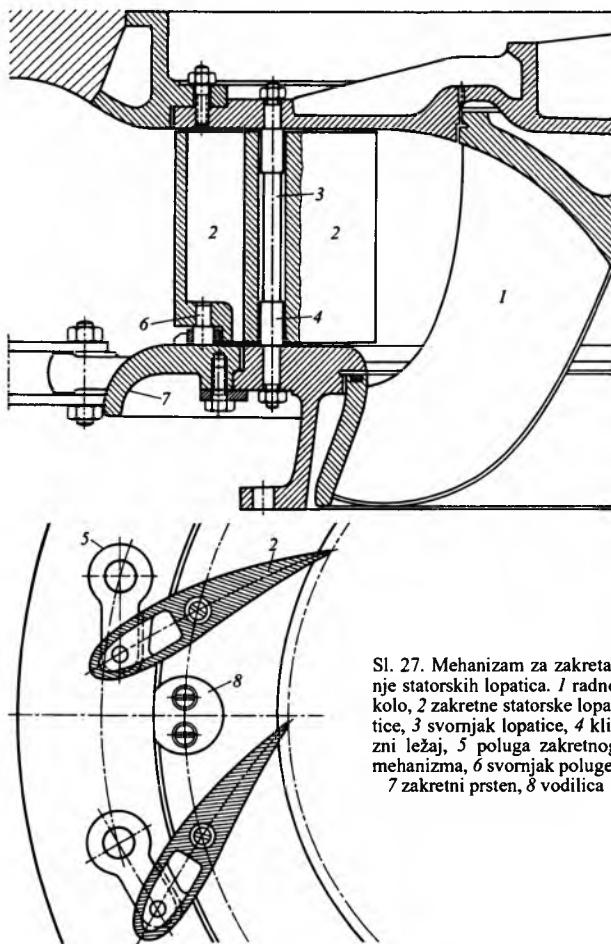


Sl. 26. Područje primjene spiralnih kanala. 1 otvoreni, 2 limeni, 3 betonski, 4 od lijevanog željeza, 5 kombinirani željezno-betoniski kanali

Prema načinu raspodjele vode u spiralnom kanalu razlikuju se *potpuna spirala* i *poluspirala*, te *jednostrujna* i *višestrujna spirala*. Potpuna spirala ima obuhvatni kut kola blizu 360° . Poluspirala može imati različite obuhvatne kutove, a primjenjuje se pri velikim protocima da bi se smanjile izmjere spiralnog kanala. Višestrujne spirale su kanali s mogućnosti priključka više tlačnih cjevovoda. Iz spiralnog kanala voda prolazi kroz *privodne lopatice*, kojima je primarna funkcija da mehanički učvrste spiralni kanal, a sekundarna da usmjeravaju vodu u unutrašnjost turbine.

Zakretne statorske lopatice. Prije nastrujavanja na radno kolo voda prolazi kroz zakretne statorske lopatice u kojima se inducira predvrtlog (ostvaruje obodna komponenta absolutne brzine) nužan za pretvorbu energije u radnom kolu. Druga je funkcija zakretnih statorskih lopatica regulacija snage turbine pomoću protoka kroz turbinu. U incidentnim situacijama kao što je ispad generatora iz mreže ili neki kvar na vitalnom dijelu turbine, statorske se lopatice automatski zatvaraju i prekidaju dovod vode u turbinu. Zatvaranje ne smije biti prebrzo zbog opasnosti od prekida stupca vode u radnom kolu ili difuzoru, što bi moglo prouzročiti povratni udar vode u radno kolo. Statorske su lopatice nužne u svim tipovima turbina, osim u Peltonovoj. I one se po svom položaju prema osi rotacije dijele na *radijalne*, *dijagonalne* i *aksijalne*.

Prema načinu zakretanja statorskih lopatica, odnosno smještaju zakretnog mehanizma, razlikuju se *unutrašnja regulacija* (sl. 27), *vanska regulacija* i *regulacija s lebdećim prstenom*. Vanska je regulacija prikladnija zbog lakše kontrole, održavanja i remonta. Zakretni mehanizam s lebdećim prstenom upotrebljava se samo u malim turbinama.

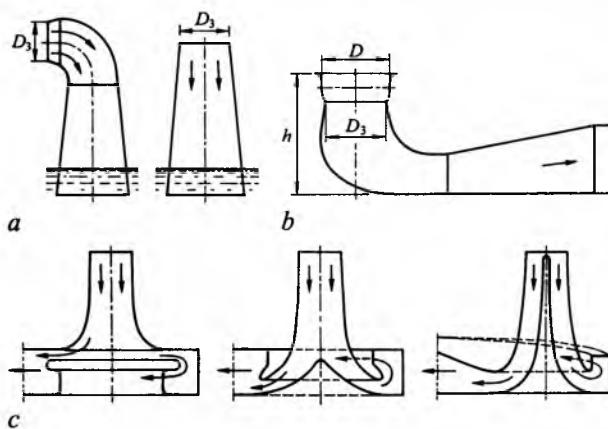


Sl. 27. Mechanizam za zakretanje statorske lopatice. 1 radno kolo, 2 zakretnе statorske lopatice, 3 svomjak lopatice, 4 klini ležaj, 5 poluga zakretnog mehanizma, 6 svomjak poluge, 7 zakretni prsten, 8 vodilica

Prema obliku, zakretnе statorske lopatice mogu biti *simetrične* i *asimetrične s vanjskom i unutrašnjom asimetrijom*. Asimetrijom oblika postiže se veća ili manja osjetljivost na promjenu intenziteta predvrtloga u određenim režimima rada turbine. Zbog toga je izbor oblika usko povezan s očekivanom učestalošću režima rada turbine i tipom profila lopatica radnog kola.

Difuzor (odsinsna cijev) služi u prvom redu za smanjivanje izlaznih gubitaka. Difuzor omogućuje turbinski rad neovisno o promjenama razine donje vode, a u turbinama s okomitim vratilom mijenja smjer strujanja vode iz okomitog u vodoravni, uz najmanje hidrodinamičke gubitke. U brzohodnim turbinama difuzor bitno smanjuje tlak na izlazu iz radnog kola (opasnost od kavitacije), pa se te turbine postavljaju i ispod razine donje vode, što, međutim, povećava troškove gradnje elektrane.

Prema obliku difuzor može biti *ravan* ili *stožast*, *kombiniran* i *ljevkast* (sl. 28). Ravn ili stožasti difuzor primjenjuje se pretežno za manje turbine. Ravn difuzor s nekoliko stožaca (konusa)



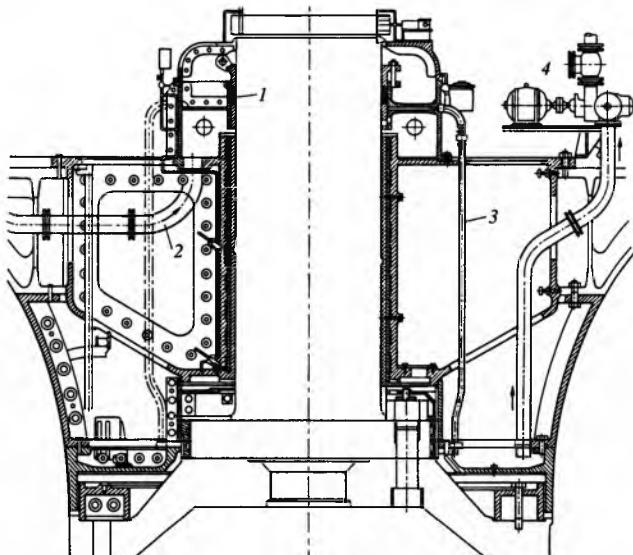
Sl. 28. Ravni ili stožasti (a), kombinirani (b) i ljevkasti (c) difuzori

smještenih jedan u drugi, da bi se sprječilo odcepljenje strujanja, naziva se *multikonusom* (multikon). Kombinirani difuzor sastoji od okomitog stoča, koljena i vodoravnog difuzora, a primjenjuje se za velike turbine s okomitim vratilom (Francisove, Dériazove i propelerne turbine). Ljevkasti je difuzor najkraci i primjenjuje se za manje turbine s okomitim vratilom.

Pulzacija tlaka iza radnog kola, a ispred i unutar difuzora, ovisi o tipu turbine, veličini difuzora i neto-padu. U nazivnim režimima rada smatra se normalnom pulzacija (izražena u visini stupca vode) u granicama od $0,01 \cdots 0,03 H_n$. U nenazivnim režimima rada pulzacija se povećava, a smatra se još podnošljivom u granicama od $0,02 \cdots 0,05 H_n$. Intenzitet tih pulzacija može se smanjiti dovodom komprimiranog zraka u prostor iza radnog kola. Visina kombiniranog difuzora utječe na amplitudu pulzacije, pa se za Francisovu turbinu uzima visina difuzora $h \geq 2,6 D_3$ (D_3 je vanjski promjer radnog kola), a za aksijalne turbine $h = 2,2 \cdots 2,6 D_3$ (na temelju statističkih podataka).

U nenazivnim se režimima rada (podopterećenje i preopterećenje turbine) često iza radnog kola pojavljuje osna ili središnja kavitacija, koja djeluje na nizvodne dijelove turbinskog postrojenja. To je posebno izraženo u kombiniranom difuzoru u kojem nastaje kavitacijska erozija na stropu difuzora.

Turbinski ležaji. U velikim se turbinama primjenjuju samo klizni ležaji, dok su za manje turbine prikladni i kotrljajući ležaji. Za podmazivanje i hlađenje kliznih ležaja služi ulje, a rjeđe voda. Turbina ima jedan ili više radikalnih i jedan aksijalni ležaj. Aksijalni je ležaj obično zajednički ležaj za turbinu i generator kad su povezani krutom spojnicom. Osnovni se radikalni ležaj najčešće nalazi uz radno kolo i naziva se *vodećim turbinskim ležajem* (sl. 29).

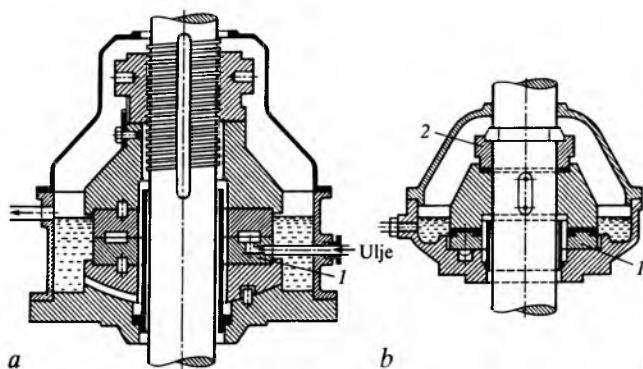


Sl. 29. Vodeći turbinski radikalni ležaj velike turbine s podmazivanjem i hlađenjem vodom. 1 brtvenica, 2 privod vode za podmazivanje, 3 odvod brtvene vode, 4 samousisna pumpa

Specifičnost je kliznih turbinskih ležaja mala obodna brzina rukavca, pa su ležajne površine velike kako bi mogle preuzeti razmjerno velike vanjske sile. Zbog toga su ležaji vodnih turbin robustni.

Podmazivanje radikalnog ležaja može biti autonomno (obično u starijim izvedbama turbin) ili kroz središnji sustav za podmazivanje. Za manje se turbine mogu primjeniti i gumeni ležaji podmazivani vodom. Upotrebom vode za podmazivanje ležaja sprečava se onečišćenje vodotoka prilikom mogućeg kvara na uljnem sustavu. Ipak, zbog pouzdanjnjeg rada i manjih izmjera ležaja, u praksi se oni češće podmazuju uljem.

Aksijalni ležaj mora preuzeti rotirajućih dijelova generatora i turbine (okomito vratilo), te hidrodinamičke sile. Može biti jednostran ili dvostran, već prema tome preuzima li aksijalne sile u jednom ili u dva smjera. Većina aksijalnih ležaja ima zakretne segmente (Michelov ležaj). Podmazivanje aksijalnog ležaja je uobičajeno u vodoravnim turbinama.



Sl. 30. Aksijalni ležaj s prisilnim podmazivanjem (a) i sa samopodmazivanjem (b).
1 nosivi prsten, 2 granični prsten

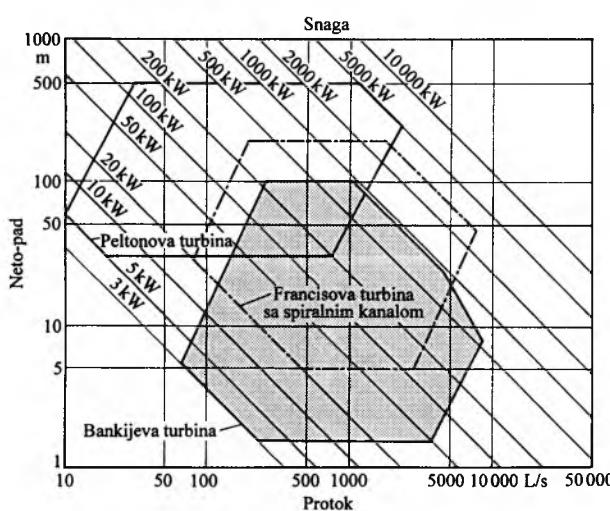
žaja može biti prisilno (sl. 30 a), kad se ulje pod tlakom dovodi u radikalni kanal iz kojeg prolazi kroz nosive prstene, ili bez prisile, kad su prsteni potopljeni u ulju, pa se podmazuje tako što se čestice ulja, zbog djelovanja centrifugalne sile, povlače u zonu naličjanja (sl. 30 b).

Turbine malog učina

Turbinama malog učina smatraju se turbine snaga manjih od 5 MW koje se ugrađuju u male hidroelektrane (MHE). Turbine malog učina dijele se na *mikroturbine* (do 50 kW), *miniturbine* (50 ··· 500 kW) i *male turbine* (500 ··· 5 000 kW). Osim malih izvedaba standardnih tipova turbin, postoje i sasvim specifične konstrukcije za male hidroelektrane.

Iskorištanje malih hidroenergetskih potencijala, jediničnih snaga manjih od 5 MW, novijeg je vremena. Zbog neiskorištenosti velikih hidroenergetskih potencijala male su se hidroelektrane gradile samo na mjestima koja su bila nepristupačna za razvod javne elektroenergetske mreže i za njih su vrijedili drugi kriteriji isplativosti. Sredinom 1970-ih godina, zbog svjetske energetske krize, bitno su se promijenili kriteriji isplativosti, pa su tako i manji energetski potencijali postali gospodarski zanimljivi i potaknuta je gradnja malih hidroenergetskih jedinica. U evropskim zemljama 1993. u eksploataciji nalazilo u Njemačkoj 5 900, u Francuskoj 1500, u Italiji 1420, u Švedskoj 1350, u Austriji 1200, u Španjolskoj 1100, u Norveškoj 230, u Švicarskoj 100 i u Hrvatskoj više od 100 malih hidroelektrana.

Turbine malog učina tipizirane su zbog sličnosti hidrauličnih uvjeta rada, čime se znatno smanjuju investicijski troškovi. Turbina se ne gradi kao velika turbina za točno određeni položaj, nego se prilagođava položaju. Tipizacija omogućuje prikaz područja primjene izravno pomoću dijagrama protoka i neto-pada (sl. 31). Jednostavan izbor tipa, a u složenijim hidrološkim uvjetima i veličine turbine, uklanja potrebu za izradbom skupe tehničke dokumentacije, što još više smanjuje investicijske troškove.

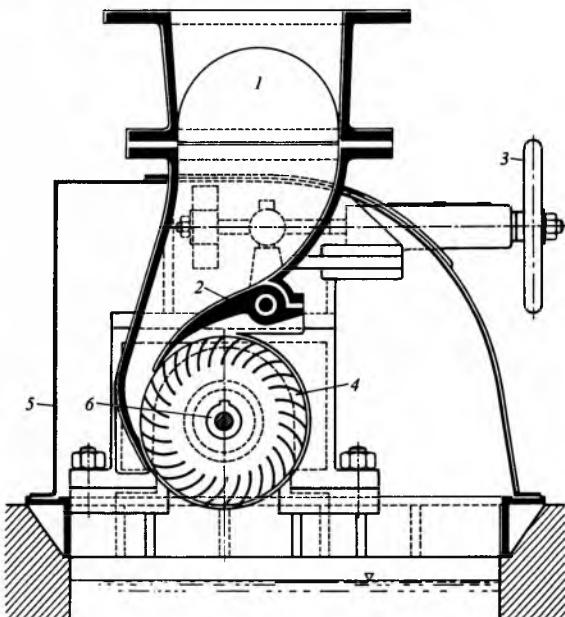


Sl. 31. Područja primjene turbin malog učina

Turbine malog učina konstrukcijski su slične velikim turbinama, ali su zbog malih izmjera hidrodinamički uvjeti nepovoljniji, pa su korisnosti manje. Iz istih je razloga zamašna masa mala, pa se često upotrebljavaju zamašnjaci. Zbog relativno male brzine vrtnje većinom se između turbine i generatora ugrađuju zupčani i drugi mnoštvo regulatora.

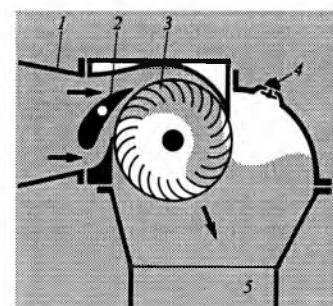
Turbine se malog učina u uvjetima *otočnog pogona* ne isplate, jer je tada potrebno ugraditi skupi turbinski regulator, koji brzinu vrtnje održava konstantnom radi konstantne frekvencije električne mreže spojene na agregat. Međutim, nedavno su razvijeni turbinski regulatori prihvratljive cijene i posebno prilagođeni tehničkim zahtjevima malih turbin. Isplativiji režim rada elektrane jest tzv. *paralelni rad na mrežu*, u kojem turbina pogoni asinkroni generator, koji, priključen izravno na mrežu, održava brzinu vrtnje turbine konstantnom.

Bankijeva turbina je turbina slobodnog mlaza kojoj se protok (i snaga) može mijenjati regulacijskom pločom (sl. 32). Vrlo je osjetljiva na promjenu razine donje vode, pa se mora podići na višu geodetsku razinu, čime se gubi dio geodetskog pada za energetsko iskorištanje. Zbog toga je ta turbina praktično neupotrebljiva za male geodetske padove.



Sl. 32. Bankijeva turbina. 1 dovodni cjevovod, 2 pomična ili zakretna regulacijska ploča, 3 ručno kolo za pokretanje regulacijske ploče, 4 radno kolo, 5 vanjsko kućište, 6 vratilo turbine

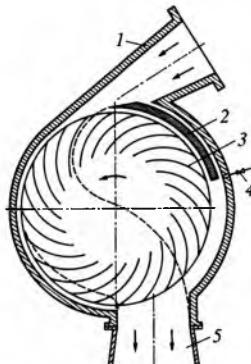
Ossbergerova turbina slična je Bankijevu, ali uz bitna konstruktivna poboljšanja. Voda ulazi u turbinu kroz dovodni konfuzor, obilazi dvodijelnu regulacijsku zaklopku, prolazi dva puta kroz radno kolo i dolazi u odvodni kanal kroz odvodnu cijev (sl. 33). Odzračni ventil služi za namještanje i održavanje podtlaka iznad radnog kola, što u manjoj mjeri omogućuje reaktivni rad turbine. Zbog toga turbina nije osjetljiva na promjenu razine donje vode, što bitno proširuje područje njezine primjene s obzirom na Bankijevu turbinu. Zakretanjem regulacijske zaklopke mijenja se smjer mlaza, što uzrokuje nastrujavanje na radno kolo pod nepovoljnim kutom, a time i dodatne hidrodinamičke gubitke. Zbog



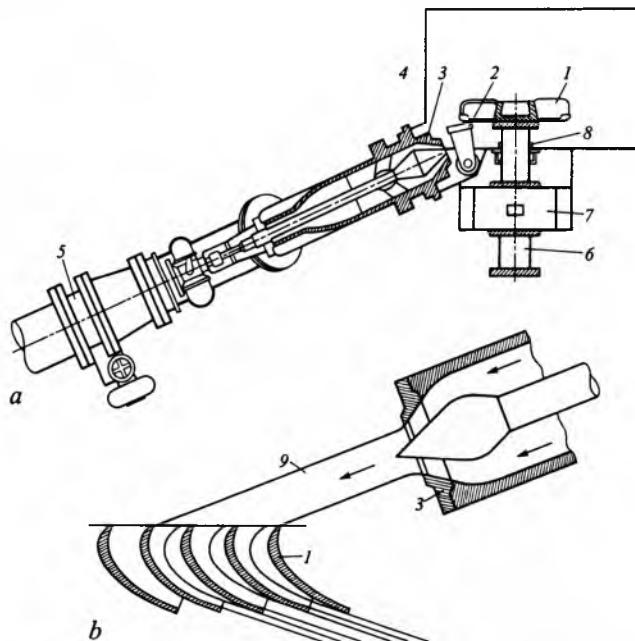
Sl. 33. Ossbergerova turbina. 1 dovodni konfuzor, 2 dvodijelna regulacijska zaklopka, 3 radno kolo, 4 odzračni ventil, 5 odvodna cijev

toga se primjenjuje dvodijelna zaklopka koja omogućuje parcijalno nastrujavanje na radno kolo (u omjeru protoka 1 : 2), čime se proširuje radno područje turbine uz održavanje zadovoljavajuće korisnosti.

Cinkova turbina također je usavršena Bankijeva turbina. Voda ulazi u turbinu kroz konfuzor, prolazi dva puta kroz radno kolo i odlazi kroz difuzor u odvodni kanal (sl. 34). Polukružna zaklopka regulira protok vode kroz turbinu i ne mijenja smjer nastrujavanja vode na radno kolo, što omogućuje primjenu turbine u širokom radnom području uz održavanje zadovoljavajuće korisnosti. Parcijalni privod vode na radno kolo, kao npr. u Ossbergerovojoj turbinii, nije potreban, što je s regulacijskog stajališta bitna prednost. Difuzor omogućuje rad turbine i pri velikim promjenama razine donje vode i usporava vodu na izlazu, smanjujući time izlazni gubitak. Potreban se podtlak u kućištu turbine namješta i održava podtlaćnim ventilom.



Sl. 34. Cinkova turbina.
1 ulazni konfuzor, 2 polukružna zaklopka, 3 radno kolo, 4 podtlaćni ventil, 5 difuzor

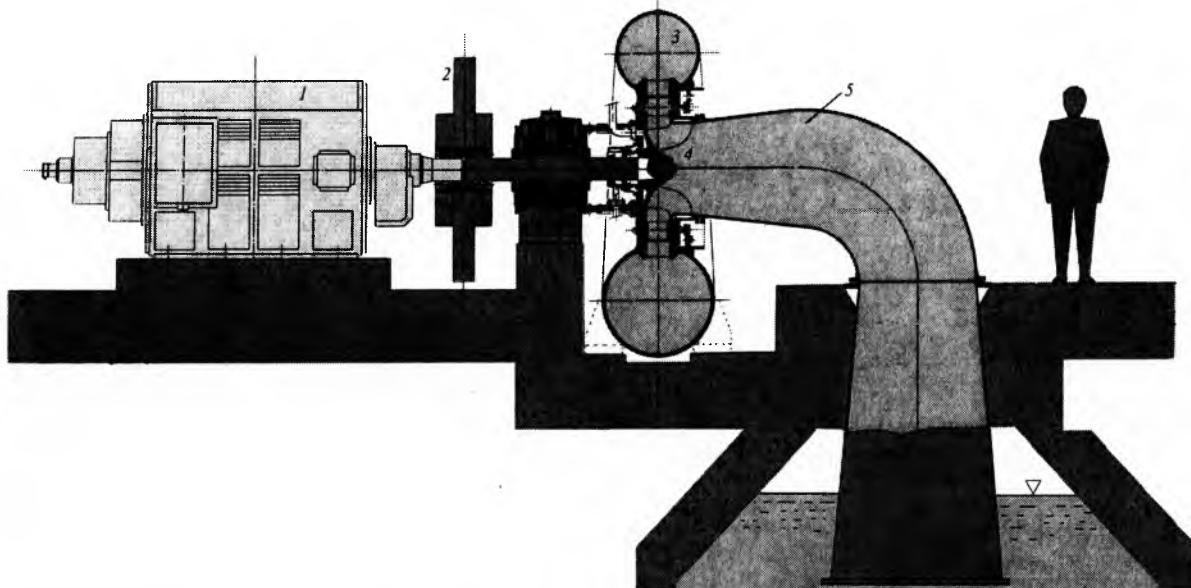


Sl. 35. Osnovni dijelovi turbine Turgo (a) i nastrujavanje na radno kolo (b). 1 radno kolo, 2 skretajući mlaza, 3 sapnica, 4 kućište sapnica, 5 ulazni ventil, 6 vrati, 7 radijalno-aksijsalni ležaj, 8 vrtva vrati, 9 voden mlaz

Cinkova je turbina, zbog širokog područja regulacije protoka, velike korisnosti, neovisnosti o kolebanju razine donje vode te, zbog dobrog iskorištenja i manjih geodetskih padova, vrlo prikladna za male hidroelektrane.

Turbina Turgo. Princip je rada te turbine jednak kao u Peltonove, a može imati jednu ili dvije sapnice (sl. 35). To je tipična turbina malog učina, specifične brzine vrtnje nešto veće od Peltonove, tako da djelomično prekriva i područje sporohodne Francisove turbine. Zbog boljih regulacijskih karakteristika turbine Turgo je konkurentna Francisovoj turbinii za manje i srednje protote.

Peltonova turbina malog učina obično je jednosapnična i s vodoravnim vrati. Projektira se za promjer mlaza do 55 mm, pa je njezina korisnost manja, iako je zadržala elastičnost u pogonu.

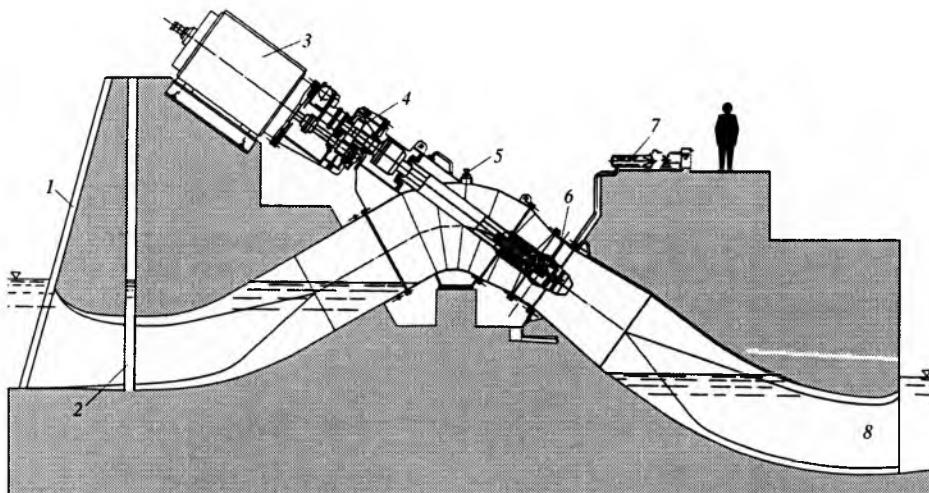


Sl. 36. Horizontalna izvedba postrojenja s Francisovom turbinom malog učina. 1 generator, 2 zamašnjak, 3 spiralno kućište turbine, 4 radno kolo, 5 koljeno turbine, 6 difuzor

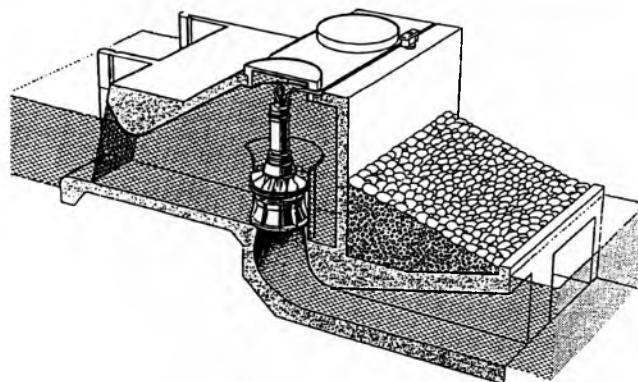
Francisova turbina malog učina ne razlikuje se bitno od velike Francisove turbine, a gradi se s okomitim ili vodoravnim vrati. Starije konstrukcije te turbine, koje se i danas mogu naći u starim hidromlinovima, umjesto zatvorenog spiralnog kanala imaju otvoreni kanal (turbinsku komoru) s ugrađenim zakretnim statorskim lopaticama. Zbog malih padova brzina vrtnje nije veća od 30 min^{-1} .

Propelerne turbine malog učina najčešće su smještene u cijevi izvedbe S, odnosno sifonskog tipa (sl. 37). Nepovoljni hidrodinamički uvjeti uzrok su nešto manje korisnosti. Zbog toga su te turbine isplavite samo na mjestima gdje protok vode ne varira.

Kaplanova turbina malog učina rjeđe se susreće zbog visoke cijene i teškoća sa smještanjem mehanizma za zakretanje lopatica radnog kola u malu glavinu. To se pokušava nadomjestiti izvedbom turboagregata (turbo, multiplikator i generator) u bloku, što traži manji opseg građevinskih radova. Turbina se smješta podvodno, u okomitu cijev, podtlaćnu turbinesku komoru (sl. 38) te otvoreni ili zatvoren kanal.



Sl. 37. Sifonska izvedba cijevne turbine malog učina. 1 ulazna rešetka, 2 zapornica, 3 generator, 4 multiplikator, 5 podtlacični ventil, 6 turbinsko radno kolo, 7 vačuumska pumpa, 8 difuzor



Sl. 38. Smještaj Kaplanove turbine malog učina u podtlacičnoj turbinski komori

PUMPNO-TURBINSKI STROJ

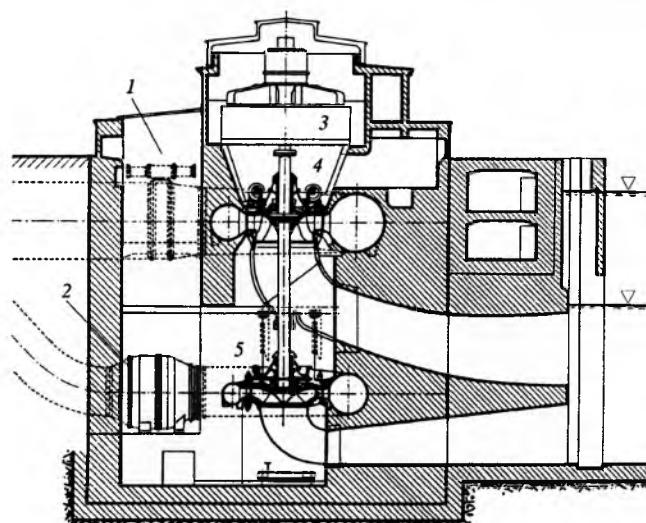
Pumpno-turbinski stroj može raditi kao pumpa ili kao turbina. U vrijeme manje potrošnje električne energije radi kao pumpa i pretvara višak električne energije u elektroenergetskom sustavu u potencijalnu vodnu energiju, pumpajući vodu na višu razinu. Tako se spričava zaustavljanje baznih elektrana u vrijeme manje potrošnje (npr. termoelektrana) i posredno akumulira električna energija. Ostalo vrijeme pumpno-turbinski stroj nije u pogonu ili radi kao turbina pokrivači dnevna vršna opterećenja.

Pumpno-turbinski stroj može imati jedno radno kolo za oba režima rada ili odvojenu pumpu i turbinu ugrađenu na istom vratilu (s istim motor-generatorom). Upotreba istog radnog kola za pumpni i turbinski rad nije pogodna zbog loše korisnosti u jednom ili oba režima rada, a pri većim geodetskim padovima nije ni moguća. Danas se stoga uglavnom primjenjuje stroj s pumpom odvojenom od turbine, što omogućuje optimalnu konstrukciju obaju radnih kola (sl. 39). Međutim, u takvoj se konstrukciji pojavljuju ventilacijski gubitci u neaktivnom radnom kolu, koji se mogu smanjiti njegovim isključivanjem pomoću spojnica (moguće samo s pumpom) ili stvaranjem vakuma u neaktivnom dijelu stroja.

Vratilo pumpno-turbinskog stroja može biti okomitno ili vodoravno. Okomit smještaj pogoduje zahtjevu da se zbog kavitacije pumpa postavlja niže od turbine. Brzina vrtanja stroja odabire se optimalno prema sporijem dijelu, tj. turbinu. Ako se pumpno-turbinski stroj ugrađuje na mjestima s velikim geodetskim padom, može raditi s jednim stupnjem turbine, no potrebna je višestupanjska pumpa.

LIT.: D. Horvat, Vodne turbine, knjiga I. Sveučilište u Zagrebu, Zagreb 1965. – E. Mosony, Wasserwerkstechnik. Band I. i II. VDI-Verlag, Düsseldorf 1966. – C. C. Warnick i dr., Hydropower Engineering. Prentice-Hall, Englewood Cliffs 1984. – K. Begović, Hidroenergetska postrojenja. Uvod u probleme izbora opreme. DELIT, Sisak 1986. – F. Schweiger, J. Gregori, Developments in the Design of Kaplan Turbines. Water Power & Dam Construction, November 1987. – F. Schweiger, J. Gregori, Developments in the Design of Water Turbines. Water Power & Dam Construction, May 1989. – F. Schweiger, J. Gregori, Developments in the Design of Bulb Turbines. Water Power & Dam Construction, September 1989.

K. Franjić



Sl. 39. Pumpno-turbinski agregat s odvojenom pumpom i turbinom. 1 turbinski ventil, 2 pumpni ventil, 3 generator, 4 multiplikator, 5 pumpa

TVRDI METALI, sinterirani tehnički materijali koji se sastoje od vrlo tvrde faze, tj. od karbida ili nitrida prijelaznih metala IV. A, V. A i VI. A podskupine periodnog sustava kao tzv. nosilaca tvrdoće, i kobalta kao veznog metala. Izvanredna tvrdoća tih anorganskih materijala uglavnom je posljedica jakih međatomnih veza u kristalnoj rešetki, zbog čega imaju visoko talište i velik modul elastičnosti, te malen koeficijent toplinskog rastezanja. Zahvaljujući tim svojstvima, otporni su na zaribavanje, trošenje i visoke temperature, te se upotrebljavaju u širokom rasponu, od prahova za brušenje i poliranje do sinteriranih tvrdih materijala znatno smanjene krhkosti, od kojih se izrađuje brzorezni alat (v. Alati, TE 1, str. 77). Tvrđi metali pripadaju širokoj skupini **tvrdih materijala**, koji se dijele na nemetalne i metalne.

Nemetalni tvrdi materijali međusobni su spojevi bora, dušika, ugljika i silicija te neki oksidi (aluminijev(III) oksid, torijev(IV) oksid, cirkonijs(IV) oksid). Toj skupini pripadaju i supertvrđi materijali borni nitrid i dijamant.

U **metalne tvrde materijale** ubrajaju se, osim tvrdih metala, i njihovi glavni sastojci, tj. karbidi i nitridi prijelaznih metala.