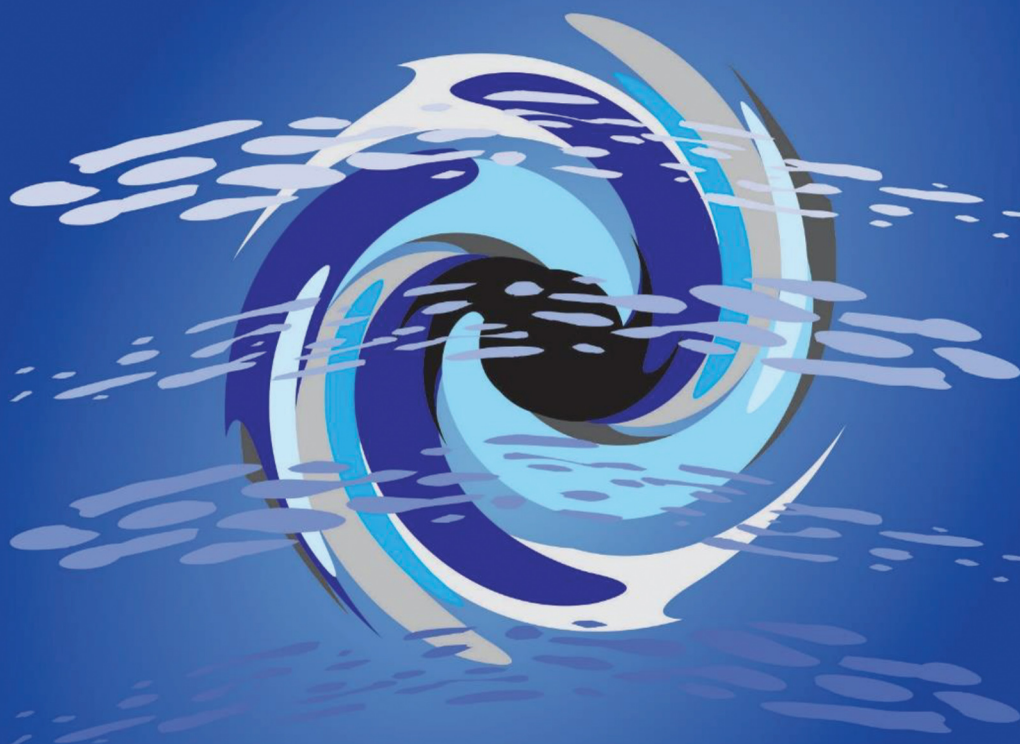


HIDROENERGETSKI SISTEMI

Ignacijo Biluš



Univerzitetna založba
Univerze v Mariboru



Univerza v Mariboru

Fakulteta za strojništvo

Hidroenergetski sistemi

Avtor

Ignacijo Biluš

Oktober 2024

Naslov <i>Title</i>	Hydroenergetski sistemi <i>Hydropower Systems</i>
Avtor <i>Author</i>	Ignacijo Biluš (Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo)
Recenzija <i>Review</i>	Aleš Hribernik (Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo)
	Jure Marn (Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo)
Jezikovni pregled <i>Language editing</i>	AMIDAS, d. o. o.
Tehnični urednik <i>Technical editor</i>	Jan Perša (Univerza v Mariboru, Univerzitetna založba)
Oblikovanje ovitka <i>Cover designer</i>	Jan Perša (Univerza v Mariboru, Univerzitetna založba)
	Ignacijo Biluš (Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo)
Grafika na ovitku <i>Cover graphic</i>	Ignacijo Biluš, 2020
Grafične priloge <i>Graphic material</i>	Virji so lastni, razen če ni navedeno drugače. Biluš (avtor), 2024
Založnik <i>Published by</i>	Univerza v Mariboru Univerzitetna založba Slomškov trg 15, 2000 Maribor, Slovenija https://press.um.si , zalozba@um.si
Izdajatelj <i>Issued by</i>	Univerza v Mariboru Fakulteta za strojništvo Smetanova ulica 17, 2000 Maribor, Slovenija https://www.fs.um.si , fs@um.si
Izdaja <i>Edition</i>	Prva izdaja
Vrsta publikacije <i>Publication type</i>	E-knjiga
Dostopno na <i>Available at</i>	http://press.um.si/index.php/ump/catalog/book/918
Izdano <i>Published at</i>	Maribor, oktober 2024



© Univerza v Mariboru, Univerzitetna založba
/ University of Maribor, University Press

Besedilo / *Text* © Biluš (avtor), 2024

To delo je objavljeno pod licenco Creative Commons Priznanje avtorstva 4.0 Mednarodna.
/ *This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License.*

Uporabnikom je dovoljeno tako nekomercialno kot tudi komercialno reproduciranje, distribuiranje, dajanje v najem, javna priobčitev in predelava avtorskega dela, pod pogojem, da navedejo avtorja izvirnega dela.

Vsa gradiva tretjih oseb v tej knjigi so objavljena pod licenco Creative Commons, razen če to ni navedeno drugače. Če želite ponovno uporabiti gradivo tretjih oseb, ki ni zajeto v licenci Creative Commons, boste morali pridobiti dovoljenje neposredno od imetnika avtorskih pravic.

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/>

CIP - Kataložni zapis o publikaciji
Univerzitetna knjižnica Maribor
621.311.21 (0.034.2)

BILUŠ, Ignacijo
Hidroenergetski sistemi [Elektronski vir] / Ignacijo Biluš. - 1. izd. - E-
publikacija. - Maribor : Univerza v Mariboru, Univerzitetna založba, 2024

Način dostopa (URL) : <https://press.um.si/index.php/ump/catalog/book/918>
ISBN 978-961-286-932-8
doi: 10.18690/um.fs.5.2024
COBISS.SI-ID 215864067

ISBN 978-961-286-932-8 (pdf)

DOI <https://doi.org/10.18690/um.fs.5.2024>

Cena
Price Brezplačni izvod

Odgovorna oseba založnika prof. dr. Zdravko Kačič,
For publisher rektor Univerze v Mariboru

Citiranje Biluš, I.(2024). *10. Hidroenergetski sistemi*. Univerza v Mariboru,
Attribution Univerzitetna založba. doi: 10.18690/um.fs.5.2024

Kazalo

Predgovor	1
1 Uvod	3
1.1 Oskrba z energijo v Republiki Sloveniji	3
1.2 Obnovljivi viri energije	4
1.2.1 Nacionalni cilji rabe obnovljivih virov do leta 2030	5
1.2.2 Hidroenergija	5
1.2.2.1 Hidroenergija v Republiki Sloveniji	6
1.2.2.2 Hidroelektrarne na reki Dravi	8
1.2.2.3 Hidroelektrarne na reki Savi	8
1.2.2.4 Hidroelektrarne na reki Soči	9
1.2.3 Prednosti in slabosti proizvodnje električne energije v hidroelektrarnah	9
2 Hidrologija in postavitvev hidroelektrarne	13
2.1 Hidrološki cikel	13
2.2 Lokacija postavitve hidroelektrarne	15
2.2.1 Količina vode v vodotoku	15
2.2.2 Topografija območja	18
3 Hidroelektrarne	21
3.1 Tipi hidroelektrarn	21
3.1.1 Pretočne elektrarne	22
3.1.1.1 Pretočne kanalske hidro elektrarne	23
3.1.2 Akumulacijske elektrarne	24
3.1.3 Pretočno akumulacijske elektrarne	26
3.1.4 Črpalno-akumulacijske elektrarne	27
3.2 Zgradba in delovanje hidroelektrarne	29
3.3 Energetski parametri	31
3.3.1 Specifična hidravlična energija vodnega toka	31
3.3.2 Bruto višinska razlika na hidroelektrarni	33
3.3.3 Neto višinska razlika na hidroelektrarni	33
3.3.4 Moč vodnega toka	34
3.3.5 Eulerjeva energijska enačba	34
3.3.6 Trikotniki hitrosti	38

4	Vodne turbine.....	41
4.1.1	Razvrstitev vodnih turbin glede na pretok in padec	41
4.1.2	Razvrstitev turbin glede na specifično vrtilno frekvenco	42
4.1.3	Peltonova turbina	44
4.1.3.1	Delovanje Peltonove turbine	46
4.1.3.2	Izkoristek Peltonove turbine	50
4.1.3.3	Regulacija Peltonove turbine	51
4.1.4	Francisova turbina.....	53
4.1.5	Delovanje Francisove turbine.....	54
4.1.5.1	Izkoristki v Francisovi turbini	56
4.1.5.2	Regulacija Francisove turbine	57
4.1.6	Kaplanova turbina.....	59
4.6.1	Delovanje Kaplanovih turbin	60
4.1.7	Izkoristki v Kaplanovi turbini.....	61
4.1.7.1	Propelerna turbina	62
4.1.8	Sesalna cev	63
4.1.8.1	Izkoristek sesalne cevi	65
4.2	Obratovalne karakteristike turbin	65
4.2.1	Regulacija pretoka skozi turbino	68
4.2.2	Vrste obratovalnih karakteristik	72
4.2.2.1	Delne obratovalne karakteristike.....	72
4.2.2.2	Univerzalne obratovalne karakteristike.....	74
4.2.2.2.1	Postopek določanja univerzalnih obratovalnih karakteristik turbine	76
4.2.2.3	Krožne obratovalne karakteristike	79
4.2.2.4	Univerzalne karakteristike v štirih kvadrantih.....	81
5	Kavitacija	85
5.1	Kavitacija v Francisovi turbini	87
5.2	Kavitacija v Kaplanovi turbini	92
5.3	Kavitacija v Peltonovi turbini	94
5.4	Kavitacija v Francisovi črpalni turbini	95
	Viri in literatura	99

Pogosto uporabljene oznake

OVE.....obnovljivi viri energije	Qvolumski pretok [m^3/s]
HE.....hidroelektrarna	Q_{ak}pretok, akumuliran v akumulacijskem jezeru [m^3/s]
TE.....termoelektrarna	Q_{dej}dejanski pretok skozi kanale turbinskega rotorja [m^3/s]
NE.....nuklearna elektrarna	Q_{pr}preračunski volumski pretok hidroelektrarne/turbine [m^3/s]
ČHE.....črpalna hidroelektrarna	Q_{sr}srednji volumski pretok reke [m^3/s]
NPSH.....neto pozitivna sesalna višina	Q_rtrenutni (naravni) volumski pretok reke [m^3/s]
Apretočni presek, [m^2]	$Q_{rotorja}$dejanski volumski pretok skozi rotor (upoštevajoč volumetrične izgube), [m^3/s]
a_0položaj elementa za reguliranje obratovalnega režima turbine [mm]	Q_{ak}akumuliran volumski pretok [m^3/s]
cabsolutna hitrost toka [m/s]	Sdelitev lopatic [m]
cdolžina tetive lopatice [m]	uobodna hitrost [m/s]
c_uobodna komponenta absolutne hitrosti toka [m/s]	Yspecifično delo [J/kg]
c_mmeridianska komponenta absolutne hitrosti toka [m/s]	$Y_{izg,h}$specifične hidravlične izgube v rotorju [J/kg]
dAelementarni del pretočnega preseka [m^2]	$Y_{izg,tr}$specifične izgube zaradi trenja tekočine ob zunanje stene rotorja [J/kg]
Especifična energijska razlika [J/kg]	Y_{pr}specifično delo v preračunski točki [J/kg]
h_{st}razlika geodetskih višin na hidroelektrani, statična višinska razlika [m]	zgeodetska višina [m]
h_bbruto višinska razlika na hidroelektrani, bruto padec [m]	αCoriolisov koeficient [-]
h_nneto višinska razlika na hidroelektrani, neto padec [m]	εkoeficient iztočne hitrosti [-]
h_ssesalna višina [m]	Γcirkulacija hitrosti [m^2/s]
Δhvišinska razlika [m]	ρgostota [kg/m^3]
Mnavor [Nm]	ηizkoristek [-]
M_uobodna komponenta navora [Nm]	η_Qvolumetrični izkoristek [-]
n_qdimenzijska specifična vrtilna frekvenca [m/s^2] ^{3/4}	Ψhitrostni koeficient šobe [-]
n_sbrezdimenzijska specifična vrtilna frekvenca [-]	σkavitacijski koeficient, Thomajevo število (Dieter Thoma) [-]
nvrtilna frekvenca [s^{-1}]	σ_0minimalna vrednost kavitacijskega koeficienta, pri kateri se pojavijo prve kavitacijske spremembe [-]
Pmoč [W]	σ_{kr}kritična vrednost kavitacijskega koeficienta, pri kateri se pojavi skokovit padec izkoristka [-]
P_nnotranja moč rotorja [W]	σ_{el}kavitacijski koeficient turbine na elektrani [-]
P_hhidravlična moč [W]	
pštevilo polov generatorja [-]; tlak, [Pa]	
p_{atm}atmosfera tlak [Pa]	
p_{abs}absolutni tlak [Pa]	
p_{rel}relativni tlak [Pa]	
p_mrelativni tlak – odčitek na manometru [Pa]	
p_vrelativni tlak – odčitek na vakuumetru [Pa]	

Predgovor

Skripta **HIDROENERGETSKI SISTEMI** je namenjena študentom in inženirjem strojništva ter zapolnjuje pomanjkanje splošnega študijskega gradiva, ki v slovenščini obravnava to področje.

Vsebina skripte je podana celovito in je namenjena splošnemu poznavanju hidroenergetskih sistemov in inženirskemu razumevanju delovanja le-teh. Za lažje razumevanje fizikalnega ozadja obravnavane tematike je snov uvodoma podana splošno, v nadaljevanju pa s temeljnimi matematičnimi in fizikalnimi relacijami. Razlaga je ustrezno dopolnjena s slikovnim gradivom. Za uspešno branje in razumevanje skripte je potrebno znanje matematike in mehanike tekočin na ravni strokovnega študija strojništva.

V uvodnem poglavju skripte so najprej podane osnove oskrbe z energijo in predstavljeni energetske sistemi v Republiki Sloveniji. Sledita poglavji o hidrologiji in različnih tipih hidroelektrarn. V poglavju so navedene tudi enačbe za kvantitativno vrednotenje energijskih pretvorb v hidroenergetskih sistemih. Temu sledi poglavje o konvencionalnih vodnih turbinah z opisom njihovega delovanja, zgradbo, energetske učinkovitostjo in obratovalnimi karakteristikami. Zadnje poglavje obravnava pojav kavitacije v vodnih turbinah. Definirane so pojavne oblike glede na vrsto vodne turbine in vpliv tega pojava na integralne obratovalne karakteristike.

Zahvaljujem se vsem, ki so pripomogli k nastanku tega učbenika, še posebej recenzentoma za koristne nasvete, dopolnitve in vsebinske pripombe.

Vsem bralcem gradiva želim, da bi ga s pridom uporabljali med študijem in ob delu.

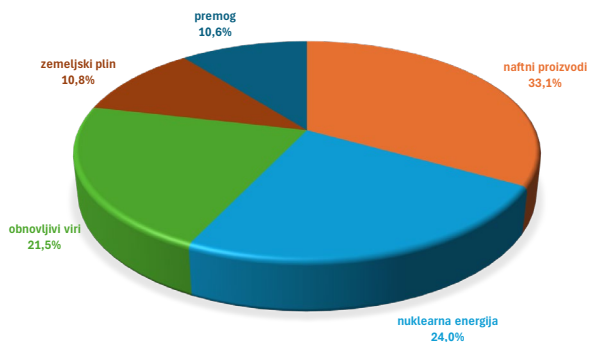
1 Uvod

1.1 Oskrba z energijo v Republiki Sloveniji

V Sloveniji se oskrbujemo iz različnih primarnih virov energije. Več kot polovico energije dobimo iz fosilnih goriv; med njimi največ iz uvožene nafte in naftnih proizvodov (predvsem za potrebe prometa), iz uvoženega zemeljskega plina (predvsem za ogrevanje) in iz premoga (predvsem za električno energijo).

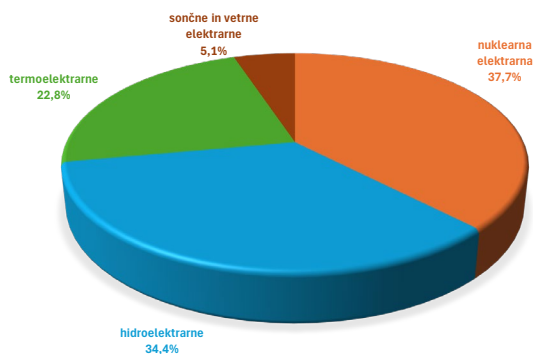
Z domačimi viri energije je Slovenija v letu 2023 zadovoljila 53 % potreb po energiji, preostala količina je bila zagotovljena iz uvoza.

S slike 1.1 je razvidno, da so v strukturi oskrbe z energijo tudi v letu 2023 prevladovali naftni proizvodi, katerih delež je znašal 33,1 %; delež nuklearne energije je znašal 24 %, delež energije iz obnovljivih virov (vključno s hidroenergijo) je znašal 21,5 %, delež premoga 10,6 % in delež zemeljskega plina 10,8 %. [1]



Struktura oskrbe z energijo v Republiki Sloveniji za leto 2023. [1]

Tudi pri proizvodnji električne energije igrajo fosilna goriva pomembno vlogo, saj iz njih pridobimo skoraj 23 % celotne električne energije. Več kot 37 % jo proizvedemo iz nuklearne energije, dobro tretjino pa iz hidroenergije. Drugi viri (predvsem biomasa, sončna in geotermalna energija) prispevajo v strukturo virov za proizvodnjo električne energije v Sloveniji manj kot 1 %. Na sliki 1.2 so prikazani deleži posameznega energetskega vira v proizvodnji električne energije za marec 2024. V poletnih mesecih se lahko struktura zaradi daljšega časa dnevnega sončnega obsevanja in zaradi sušnih obdobji nekoliko spremeni.



Proizvodnja električne energije v Republiki Sloveniji marca 2024. [2]

1.2 Obnovljivi viri energije

Obnovljivi viri energije (OVE) vključujejo vse vire energije, ki jih zajemamo iz stalnih naravnih procesov. To so sončno sevanje, veter, vodni tok v rekah, fotosinteza, zemeljski toplotni tokovi in tokovi morja. V naravi jih nikoli ne zmanjka,

saj se obnavljajo dokaj hitro ter so dokaj enakomerno porazdeljeni. V primerjavi s fosilnimi gorivi pri rabi energije iz OVE nastajajo manjše emisije toplogrednih plinov, kar prinaša pozitivne učinke na kakovost okolja. Okolju prijaznejše in učinkovitejše tehnologije rabe OVE privlačijo investicije za obnovo zastarelih tehnologij za pridobivanje energije. Razpršenost in dostopnost OVE omogočata boljšo uskladitev energije z lokalnimi potrebami. S povečevanjem uporabe postajajo OVE cenovno konkurenčni fosilnim gorivom. [3]

V Sloveniji sta najpomembnejša obnovljiva vira energije lesna biomasa in energija vodnega toka, v zadnjih letih pa je razvoj najbolj dinamičen pri izkoriščanju sončne energije in bioplina. V svetovnem merilu je energija vodnega toka (hidroenergija) najpomembnejši obnovljivi vir energije, saj je 21,6 % vse električne energije na svetu proizvedene z izkoriščanjem energije vode. K povečani porabi obnovljivih virov energije bodo poleg navedenih virov energije dodatno prispevali potenciali energije vetra in geotermalne energije.

1.2.1 Nacionalni cilji rabe obnovljivih virov do leta 2030

Slovenija ima zastavljen krovni nacionalni cilj do leta 2030 doseči najmanj 27-odstotni delež OVE v končni bruto rabi energije.

Skladno z Nacionalnim energetske in podnebni načrtom (NEPN) so za leto 2030 določeni tudi sektorski ciljni deleži OVE v bruto končni rabi energije:

- sektor toplota in hlajenje = 41,4 %;
- sektor električna energija = 43,3 %;
- sektor promet = 20,8 % (delež biogoriv je vsaj 11 %).

1.2.2 Hidroenergija

Voda je naravni vir, ki ga je v Sloveniji v izobilju. Energija vodnega toka (hidroenergija) je kinetična energija toka površinskih voda oziroma potencialna energija naravnih in umetnih (zajezenih) stoječih voda. Energijo valovanja in plimovanja tako uvrščamo med hidroenergijo, notranje energije morja pa med hidroenergijo ne uvrščamo.

1.2.2.1 Hidroenergija v Republiki Sloveniji

Visokogorja na zahodu in severu Slovenije zadržujejo prodore toplih in vlažnih zračnih mas iz Sredozemlja. Posledica je obilje padavin v podalpskem območju, iz katerih se napajajo večji vodotoki Slovenije. Rečni pretoki rek so v splošnem odvisni od velikosti vodozbirnega zaledja (porečja). Zaradi podnebne raznolikosti vodozbirnih zaledij, ki zajema različne količine padavin in taljenje snega ter izhlapevanje, imajo naše reke različne rečne pretočne režime. Rečni pretočni režim je nihanje oziroma spreminjanje pretoka vode prek leta. Na rečni režim reke lahko vpliva en ali več podnebnih dejavnikov, na podlagi katerih režime ločimo na enostavne, mešane in kombinirane. Pri enostavnih rečnih režimih na pretok vpliva samo en dejavnik, in sicer dežni (pluvialni), snežni (nivalni) ali ledeniški (glacialni). Če ima reka največji pretok v času deževja, gre za dežni režim, če ima reka največji pretok v času taljenja snega, pa za snežni režim. Ledeniški režim imajo reke z najvišjim pretokom v času taljenja ledu. V mešani rečni režim uvrščamo reke, na katere delujeta dva podnebna dejavnika. Zanje sta značilna najmanj dva minimuma (nižka) in maksimuma (viška) pretokov rek na hidrogramu. Tretji je kombinirani rečni režim, značilen za večje reke, ki prehajajo skozi podnebne pasove, ob toku pa se spreminja sestava porečja. Režim slovenskih rek je enostavni ali mešani, napajajo pa se iz snega ali dežja [4]. V imenu mešanih rečnih režimov sta tako dve besedi, pri čemer prva označuje pomembnejši podnebni dejavnik (dež ali sneg). V primeru slovenskih rek imajo reke z dežno-snežnim režimom glavni nižek poleti, ko je manj padavin, medtem ko imajo reke s snežno-dežnim režimom glavni nižek pozimi, ko nizke temperature preprečujejo taljenje snega.

Za dežni režim so značilne visoke vode v mrzli polovici leta in izrazito nizke vode v poznem poletju. Take značilnosti imajo vodotoki v južnem delu jadranskega povodja (Rižana). Dežno-snežni režim ima dva viška in dva nižka. Glavni višek je zgodaj spomladi, ko se v gorah tali sneg. Sledijo nizke vode poleti, drugi višek v jeseni (jesenske padavine) in majhen pretok pozimi. Ta režim je pri nas najpogostejši. Imajo ga vodotoki Pomurja, Posotolja in Pokolpja na vzhodu ter vodotoki v porečju Ljubljance, Idrije in Vipave. Snežno-dežni režim imajo reke, ki s porečjem segajo v visokogorje slovenskih Alp. Značilnost režima je zimski nižek, ko padavine obležijo kot snežna odeja. Poletni nižek je običajno manj izrazit, pomaknjen proti koncu poletja. Spomladanske visoke vode presegajo jesenske. Dodatno narastejo zaradi taljenja snežnih zalog. Take značilnosti imajo Tolminka in Učja, Sava Bohinjka in Dolinka s pritoki, Tržiška Bistrica, Kokra, Kamniška Bistrica, Savinja in Meža.

Sava, Soča in Savinja zadržijo poteze tega režima še daleč po toku navzdol. Nekaj snežnega režima z majhnimi zimskimi in nadpovprečnimi poletnimi pretoki imata pri nas le Drava in Mura v zgornjem toku. Odražata klimatske značilnosti avstrijskega visokogorja, kjer je glavnina njunega porečja. [5]

Naša najbolj vodnata reka je Drava, saj ima obsežno porečje in nekateri njeni pritoki dobivajo vodo iz ledenikov v Visokih Turah. V Avstriji in na celotnem toku skozi Slovenijo ima snežni dežni režim, kar pomeni, da ima najvišje vodne pretoke junija, v času taljenja ledenikov, ko se pri večini drugih rek že kažejo posledice poletne suše. Drugi vodni vrhunec doseže novembra, ko jo napolnijo jesenska deževja širokega alpskega zaledja. Porečje reke Drave v Italiji in Avstriji obsega 10.964 km², na območju Slovenije pa še 2.700 km².

Porečje reke Save obsega 10.872 km². Rečni režim reke Save se vzdolž toka spreminja s spremembo podnebja in konfiguracije terena. V gornjem toku prevladuje snežno-dežni režim, ki preide v srednjem in spodnjem toku s pritoki iz Notranjske v dežno-snežni režim. Letni maksimumi se pojavljajo v spomladanskih in jesenskih mesecih, minimumi pa v poletnih in zimskih mesecih. [6]

Reka Soča izvira v alpskem svetu zahodne Slovenije in se v Italiji pod Tržičem izliva v Jadransko morje. Porečje reke Soče je 3400 km². Reka Soča ima zaradi konfiguracije terena zahodnega dela Slovenije snežno-dežni režim vse do Solkana. Druge slovenske reke imajo bistveno manjša porečja in zato precej manjše pretoke. Za izkoriščanje energije vodnega toka oziroma za postavitev hidroelektrarn so najprimernejše reke s snežnim in snežno-dežnim režimom, saj imajo vodo vse leto. V nadaljevanju bo podan pregled večjih elektrarn na treh največjih slovenskih rekah. Na sliki 1.3 so prikazane pomembnejše hidroelektrarne na treh največjih rekah. Velikost kroga ponazarja moč elektrarne. Za primerjavo sta na zemljevid vrisani še TE Šoštanj in NE Krško.



Hidroelektrarne v Sloveniji. [7]

1.2.2.2 Hidroelektrarne na reki Dravi

Na reki Dravi so naslednje elektrarne:

- Dravograd (26,2 MW);
- Vuzenica (55,6 MW);
- Vuhred (72,3 MW);
- Ožbalt (73,2 MW);
- Fala (58 MW);
- Mariborski otok (69 MW);
- Zlatoličje (136 MW);
- Formin (116 MW).

1.2.2.3 Hidroelektrarne na reki Savi

Na reki Savi so naslednje večje hidroelektrarne:

- Moste (21 MW);

- Mavčiče (38 MW);
- Medvode (25 MW);
- Vrhovo (34,2 MW);
- Boštanj (32,5 MW);
- Blanca (39,12 MW);
- Krško (39,12 MW);
- Brežice (47,4 MW);
- Mokrice (28,05 MW).

1.2.2.4 Hidroelektrarne na reki Soči

Na Soči so naslednje večje hidroelektrarne:

- Doblar 1 (30 MW);
- Doblar 2 (40 MW);
- Plave 1 (15 MW);
- Plave 2 (20 MW);
- Solkan (32 MW);
- ČHE Avče (180 MW).

1.2.3 Prednosti in slabosti proizvodnje električne energije v hidroelektrarnah

Izraba hidroenergije za proizvodnjo električne energije ima številne prednosti. V nadaljevanju so predstavljene glede na tehnični, ekonomski in ekološko-sociološki vidik.

Tehnični vidik

- preizkušena tehnika;
- kratek čas zagona in ustavitve;
- enostavna regulacija;
- neproblematično obratovanje;
- velik izkoristek (več kot 90 %).

Ekonomski vidik

- majhni obratovalni in vzdrževalni stroški;
- gonilo razvoja gospodarstva (nerazvite države);
- inflacija po izgradnji ne vpliva na ceno proizvedene energije.

Ekološko-sociološki vidik

- koriščenje obnovljivih in trajnostnih energetskih virov;
- ni onesnaževanja zraka;
- ni termičnega vpliva na vodo (TE, NE);
- ni radioaktivnih odpadkov (NE);
- ni prispevka h globalnemu segrevanju (CO₂);
- na zajezenem delu so številni pozitivni učinki (rekreacija, ribolov, turizem, oskrba s pitno vodo, melioracija poplavnih območij ...).

Kljub številnim prednostim pa imajo hidroenergetski sistemi tudi nekatere slabosti. Pomembnejše med njimi se nanašajo na umeščanje hidroenergetskih sistemov v okolje. Glede na različne vidike so našteje v nadaljevanju.

Tehnični vidik

- hidroenergija je na voljo v bolj hribovitih območjih, v ravninskih pa je povezana z višjimi tokovnimi izgubami;
- »odjemna mesta« oziroma porabniki električne energije so hidroelektrarne, ki morajo biti ob rekah zelo oddaljene, kar je povezano z izgubami energije pri prenosu do porabnikov;
- veliki jezovi povzročajo mehansko obremenitev tal in imajo negativen vpliv na seizmiko zemljine;
- otežena izgradnja v hribovitih in visokogorskih območjih (daljši čas, zahtevnejša tehnologija);
- obilna deževja lahko povzročijo nevarnost preobremenitve jezov in poplavljanja območja pod jezo;
- mulj, kavitacija, vodni udar lahko poškodujejo vitalne dele strojev.

Ekonomski vidik

- visoki investicijski stroški;
- premeščanje objektov in preseljevanje prebivalstva s poplavljenih območij.

Ekološko-sociološki vidik

- poseg v naravno okolje;
- vpliv na živali in rastline in s tem na biološko raznovrstnost;
- sprememba vodotokov;
- veliki vodni rezervoarji (akumulacijska jezera) povzročajo velike poplavljene površine;
- negativni vplivi na ozonsko plast;
- erozija rečnih območij.

2 Hidrologija in postavitve hidroelektrarne

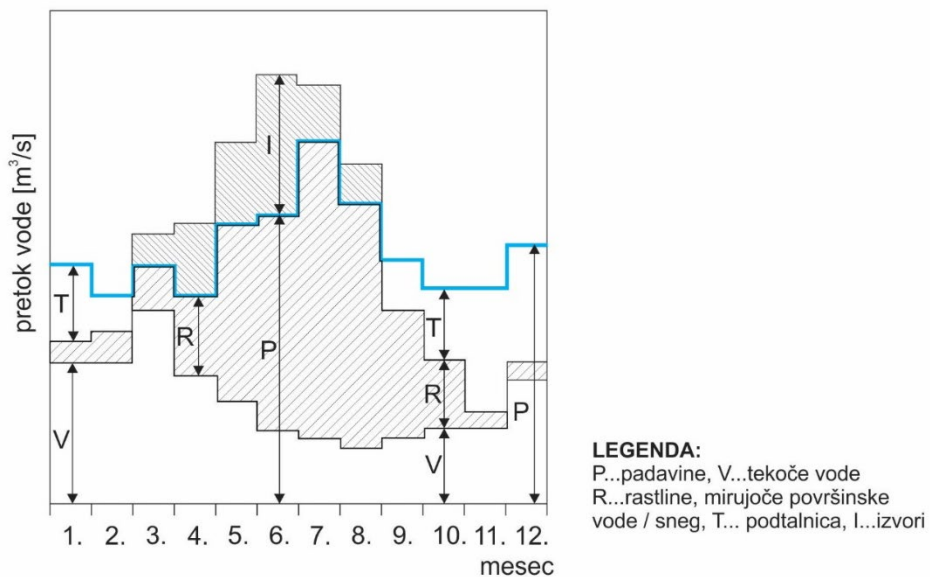
2.1 Hidrološki cikel

Kroženje vode na Zemlji imenujemo hidrološki oziroma vodni cikel (slika 2.1). Hidrološki cikel poganja sonce, ki s svojo energijo segreje vodo v oceanih in morjih. Voda izhlapeva skozi zrak kot vodna para, medtem ko led in sneg s hladnejših območij na zemeljski površini sublimirata v vodno paro neposredno. Vodno paro pri dihanju oddajamo v zrak vsa živa bitja; poleg tega pa hlapi vodne pare prehajajo v ozračje tudi pri zgorevanju organskih in drugih snovi. Dvigajoči zračni tokovi lahko dvignejo paro visoko v ozračje, kjer hladnejše temperature povzročijo kondenzacijo in nastanek oblakov, ki se premikajo po atmosferi.

Voda, nakopičena v oblakih, v obliki padavin (P), ki so lahko sneg, toča ali dež, pade na zemeljsko površino (slika 2.2). Sneg se lahko akumulira v hladnejših območjih (R), medtem ko večina vode pade nazaj v oceane ali na površino Zemlje kot dež. Del vode iz dežja porabijo rastline, del ostane shranjen kot mirujoča voda v jezerih ali takoj izhlapi (R), preostanek pa na površju steče po rekah in potokih v dolino proti morju in oceanom (V). Del padavin, ki prodre globoko v zemljo, dopolni podzemne vodonosnike (I). Nekateri med njimi pozneje izvirajo nazaj v površinske vode (I) in se vrnejo v morje, kjer se vodni cikel ponovi.



Slika 2.1: Hidrološki cikel. [8]



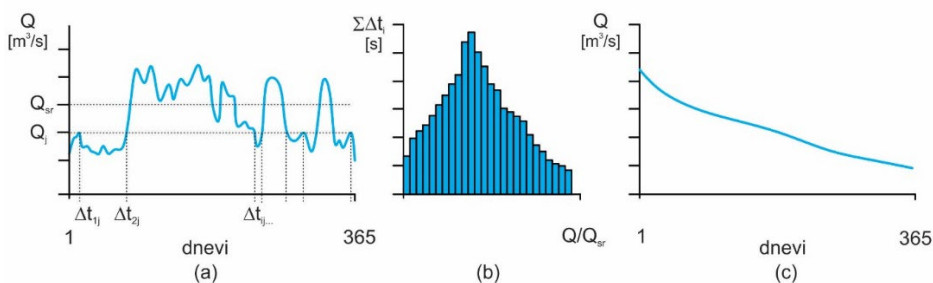
Slika 2.2: Potek razpoložljivih tekočih voda na površju.

2.2 Lokacija postavitve hidroelektrarne

Eden pomembnejših dejavnikov, ki definirajo količino proizvedene električne energije in inštalirano moč opreme na hidroelektrarni, je njena lokacija. Z izbiro lokacije je namreč definirana tako energijska razlika kot tudi povprečna letna količina vode v vodnem viru. Dejavniki, ki odločilno vplivajo na izbiro lokacije, bodo opisani v nadaljevanju.

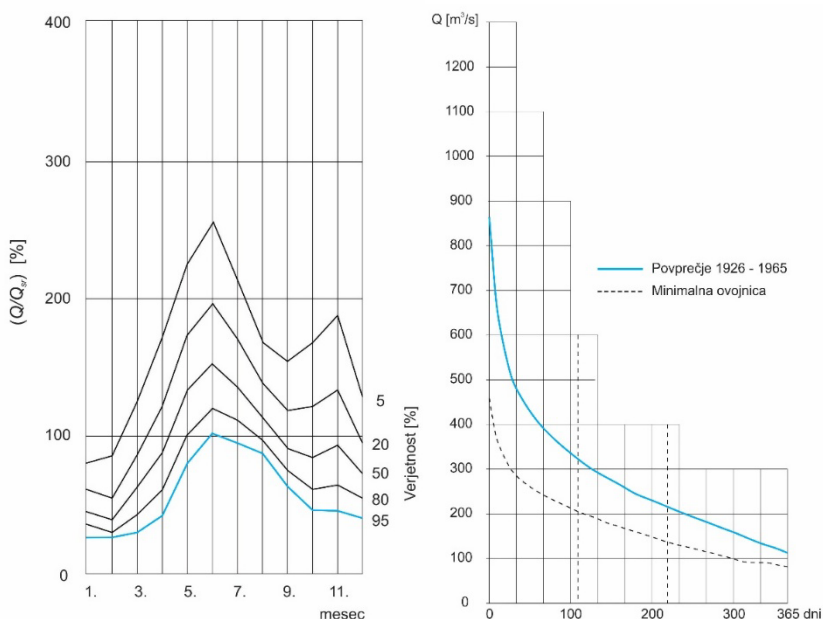
2.2.1 Količina vode v vodotoku

Pretok vodotoka je odvisen od topografskih, geoloških in klimatskih razmer opazovanega območja in se spreminja. Pri odločanju o lokaciji za hidroelektrarno je treba poznati pričakovano povprečno količino vode, ki je za proizvodnjo električne energije na voljo v vodotoku. Zaradi spreminjajoče se količine padavin in zaradi temperaturnih nihanj, ki povzročajo različne količine staljenega snega, se pretoki rek spreminjajo ter jih ni mogoče natančno predvideti. Odločitev o razpoložljivem pretoku vode mora tako temeljiti na statističnih podatkih iz minulega obdobja. Rečna elektrarna zato nikoli ne deluje v predvidenih in ustaljenih razmerah. Pričakovani dnevni pretoki med letom se spreminjajo precej naključno in jih po mesecih predstavimo v obliki hidrogramov za obdobje enega leta (slika 2.3 a). Za izračun pričakovane letne količine proizvedene električne energije morajo biti srednji dnevni pretoki razvrščeni glede na njihovo trajanje skozi leto. Iz hidrogramov se zato za vsak pretok Q_j izračuna skupni čas trajanja $\sum t_{ij}$. Na tak način dobimo frekvenčno porazdelitev pretokov (slika 2.3 b) in v nadaljevanju kumulativni prikaz letnih krivulj trajanja pretokov. Krivulje trajanja pretoka prikazujejo čas trajanja določenega srednjega dnevnega pretoka reke (slika 2.3 c) za obdobje enega leta.



Slika 2.3: Hidrogram pretoka (a), frekvenčna porazdelitev (b) in diagram trajanja srednjega dnevnega pretoka vodonosnika (c).

Na sliki 2.4 sta prikazana dejanski hidrogram in diagram trajanja pretoka reke Drave v Dravogradu. V hidrogramu je izračunan brezdimenzijski pretok Q/Q_{sr} , različne krivulje pa prikazujejo verjetnost pojava posameznega pretoka. V diagramu trajanja pretoka so prikazani povprečni pretoki in minimalni pretok v daljšem časovnem obdobju (1926–1965).



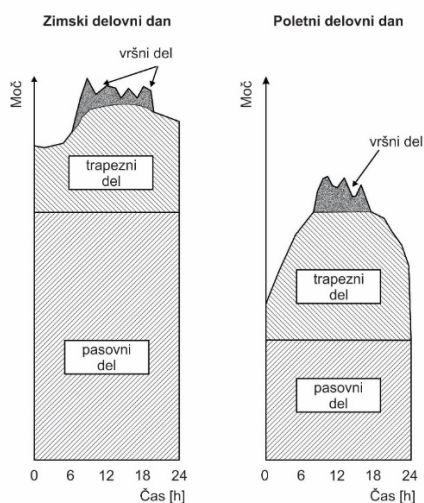
Slika 2.4: Hidrogram in diagram trajanja pretoka reke Drave.

Ob upoštevanju podatkov iz hidrogramov in diagramov trajanja pretoka se lahko letna proizvodnja energije izračuna z integracijo enačbe vodne moči čez leto. Dobra ocena pričakovane povprečne letne proizvodnje električne energije je tako mogoča le, če so na voljo zgodovinski podatki o pretoku vodotoka za dovolj dolgo obdobje (običajno 20 let ali več). Z uporabo ekstrapolacije in s korelacijskimi tehnikami lahko obdobje napovedi še ustrezno podaljšamo. Iz diagrama trajanja pretoka se določi trajna razpoložljiva količina vodotoka, ki definira moč hidroelektrarne, s katero bo ta lahko trajno obratovala.

Pri načrtovanju proizvodnje električne energije v hidroelektrarnah je zelo pomembno tudi uravnoteženje med načrtovano proizvodnjo in porabo v nekem časovnem obdobju, saj električne energije ni mogoče shranjevati. V

elektrogospodarstvu so zaradi navedenega zelo pomembni obremenilni diagrami, ki kažejo povprečno dnevno nihanje dejanske porabe električne energije (slika 2.5). Elektroenergetski sistem se mora s proizvodnjo (uvozom in izvozom) nenehno prilagajati dejanski porabi, kar pomeni časovno spreminjanje proizvodnje. Ker se različne elektrarne lahko različno hitro odzovejo na potrebe po spremembah proizvodnje električne energije, v obremenilnih diagramih ločimo vršni, srednji in osnovni pas. Zgornji del obremenilnega diagrama imenujemo vršni pas in ga v splošnem pokrivajo hidroelektrarne, saj so najprimernejše za dinamično časovno prilagajanje proizvodnje. Srednji del obremenilnega diagrama je trapezni pas, ki ga večinoma pokrivajo termoelektrarne; medtem ko spodnji pasovni del pokrivajo nuklearne elektrarne, če elektrogospodarstvo države take elektrarne ima.

Slovenski elektroenergetski sistem nima velikih akumulacijskih hidroelektrarn. Naše hidroelektrarne so večinoma pretočne ali izvedene z manjšimi urnimi oziroma dnevnimi akumulacijami. Zaradi pomanjkanja variabilnih virov energije v slovenskem elektroenergetskem sistemu del vršne energije tako pokriva tudi električna energija iz termoelektrarn.

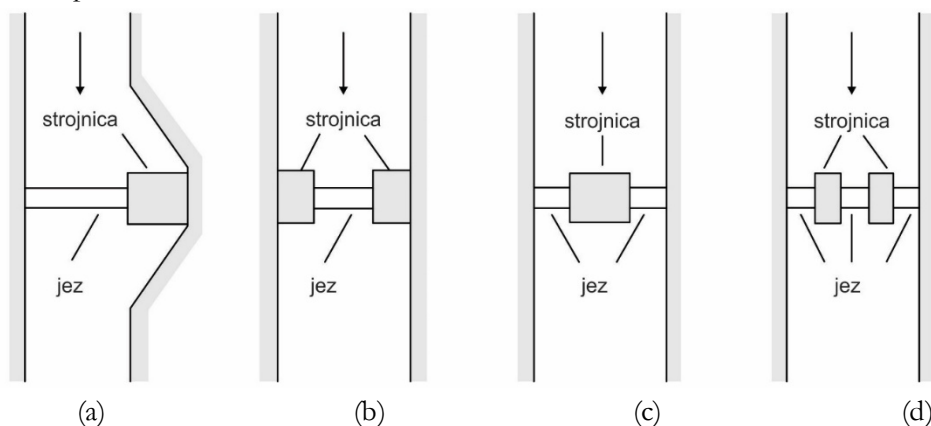


Slika 2.5: Obremenilni diagram v poletnem in zimskem času.

S slike 2.5 je razvidno, da je v zimskem času osnovni pasovni del zaradi potreb po ogrevalni toploti višji. Enako velja tudi za nižek v nočnem času trapeznega dela obremenitvenega diagrama.

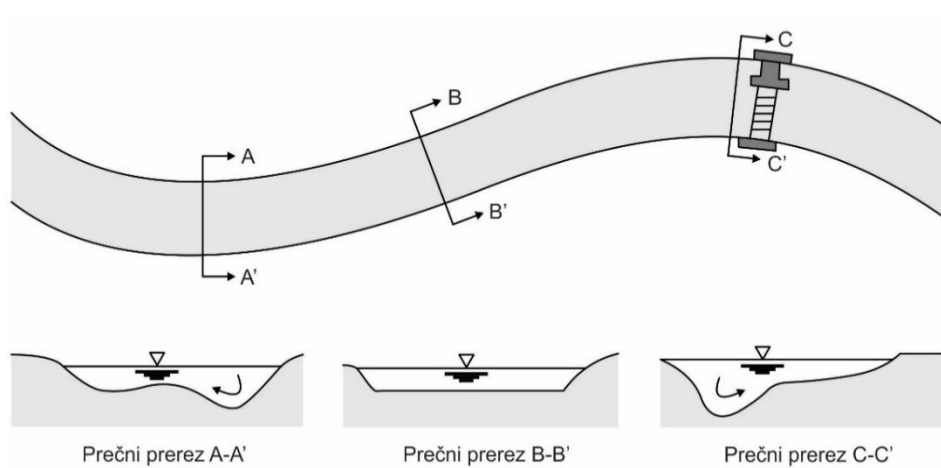
2.2.2 Topografija območja

Na mikrolokacijo postavitve hidroelektrarne pomembno vpliva tudi topografija. Topološke značilnosti oziroma relief in geološke značilnosti območja, kamor želimo postaviti hidroelektrarno, narekujejo lokacijo jeza, s katerim preusmerimo tok reke in/ali ustvarimo višinsko razliko na mestu izgradnje. Tudi položaj strojnice, v katero namestimo vodno turbino na jezu, je odvisen od več dejavnikov. Na sliki 2.6 so prikazane možne postavitev jeza in strojnice na hidroelektrarni glede na lastnosti mesta postavitve.



Slika 2.6: Možnosti postavitve jeza in strojnice na rečni strugi.

Na sliki 2.6 a je prikazan primer postavitve strojnice, ko rečna struga ni dovolj široka za zaježitev in postavitev strojnice. V tem primeru rečno strugo razširimo in umestimo strojnice v umetni zaliv. Postavitev dveh ločenih strojnic na rekah, ki razmejujejo države, je prikazana na sliki 2.6 b. V tem primeru lahko državi neodvisno proizvajata energijo glede na potrebe posameznega omrežja. Centralna postavitev strojnice 2.6 c je zaradi nedostopnosti primerna samo, ko tako zahtevajo geologija in pogoji temeljenja. Postavitev več strojnic, razporejenih vzdolž jeza (2.6 d), pa je primerna, ko so turbinska polja povezana z mostom med obema bregoma reke, prek katerega je dostop do strojnic neoviran. Takšen je primer hidroelektrarn na reki Dravi. Če reka na območju predvidene izgradnje hidroelektrarne naredi zavoje, je treba strojnico zaradi vrtinčenja toka, sedimentacije in nevarnosti zamuljevanja na notranji strani zavoja vedno izgraditi na zunanji strani zavoja (slika 2.7). Zaradi navedenega v novejšem času pri izgradnji hidroelektrarn strojnice največkrat postavijo ob brežino (2.6 a oziroma 2.6 b).



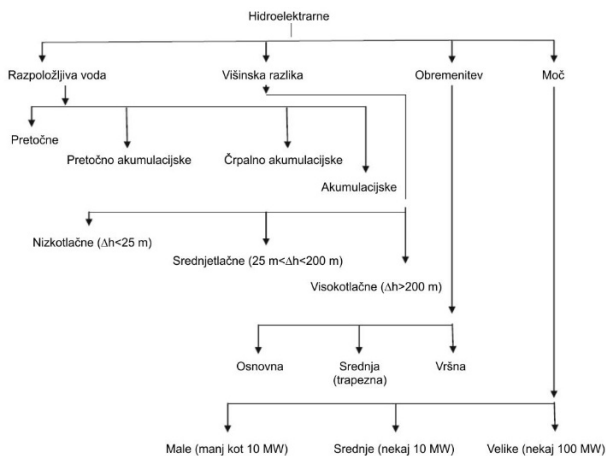
Slika 2.7: Postavitev hidroelektrarne v zavoju reke.

3 Hidroelektrarne

3.1 Tipi hidroelektrarn

Hidroelektrarne lahko razvrstimo na različne načine. Skladno s sliko 3.1 jih glede na razpoložljivo vodo razvrstimo v pretočne, pretočno-akumulacijske, črpalno-akumulacijske in akumulacijske. Glede na višinsko razliko jih delimo na nizkotlačne, srednjetačne in visokotlačne. Če jih razvrstimo glede na segment obremenitve, ki ga pokrivajo v električnem omrežju, ločimo hidroelektrarne za osnovno (pasovno), srednjo (trapezno) in vršno oskrbo z električno energijo. Glede na moč pa lahko hidroelektrarne razvrstimo v velike, srednje in male.

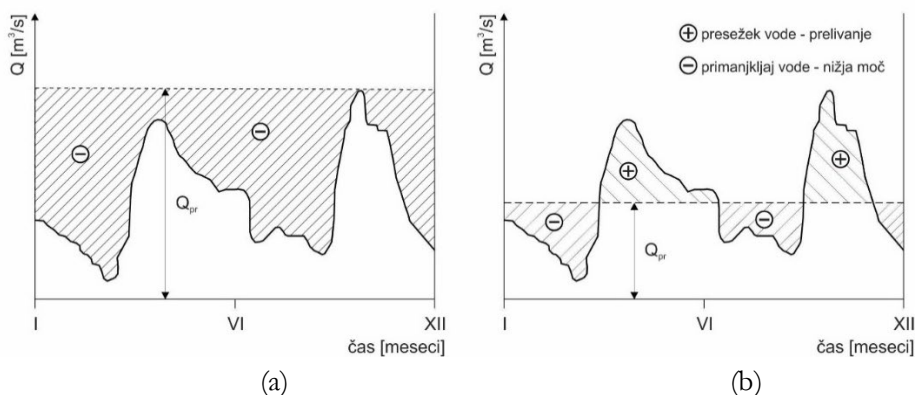
Male hidroelektrarne pogosto ločimo na mikro elektrarne ($P < 100$ kW), mini elektrarne ($100 \text{ kW} < P < 1 \text{ MW}$) in male elektrarne ($1 \text{ MW} < P < 10 \text{ MW}$). V nadaljevanju bomo podrobneje obravnavali razvrstitev elektrarn glede na vodo, ki je na voljo za delovanje hidroelektrarne.



Slika 3.1: Razvrstitev hidroelektrarn.

3.1.1 Pretočne elektrarne

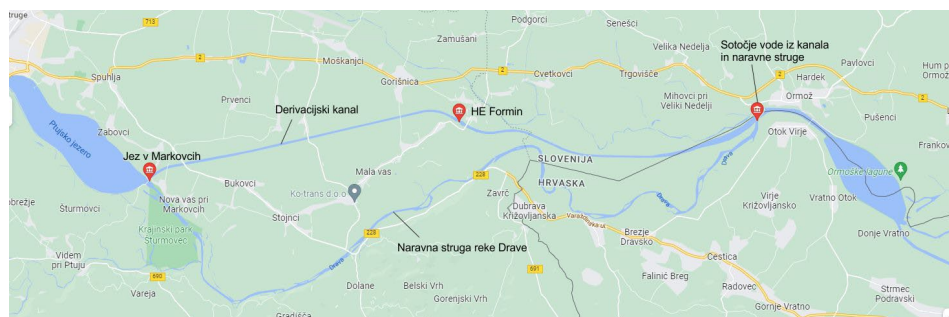
Pretočne elektrarne nimajo možnosti zbiranja vode nad jezom, temveč sproti izrabijo tisto količino vode, ki priteka po strugi reke, jez pa služi samo za ustvarjanje ustrezne višinske razlike. Največkrat izrabljajo hidroenergijo na rekah z visokimi pretoki in nizkimi padci. Ker voda teče brez zadrževanja čez jez, so take elektrarne postavljene na rekah, kjer volumski pretok niha minimalno in se uporabljajo za osnovno oskrbo omrežja z električno energijo. Slabost takih elektrarn je, da sta moč in proizvedena energija direktno odvisni od pretoka reke, zaradi česar ob večjem nihanju volumskega pretoka dolgoročno ni mogoče napovedati količine proizvedene energije. Na pretočnih elektrarnah je moč vgrajenih turbin sorazmerna preračunskemu pretoku ($P \propto Q_{pr}$), ki se iz diagrama trajanja pretoka določi v času projektiranja elektrarne. Če je preračunski pretok kar maksimalni letni pretok vode, je vodni vir v celoti izkoriščen (slika 3.2 a). V tem primeru bo turbina pri pretokih, nižjih od Q_{pr} , delovala s slabšimi izkoristki, hkrati bosta manjši tudi njena moč in količina proizvedene električne energije. Če je preračunski pretok elektrarne nižji od maksimalnega letnega pretoka (slika 3.2 b), se lahko pojavita dva režima obratovanja. V prvem obratovalnem režimu, ko je trenutni pretok večji od preračunskega, prelivamo presežek vode neizkoriščen čez prelivna polja in s tem izgubljamo energijo. Če je trenutni pretok nižji od preračunskega pretoka, pa elektrarna obratuje z manjšo močjo in je količina proizvedene električne energije temu ustrezno manjša (slika 3.2 a).



Slika 3.2: Nihanje pretoka v pretočni elektrarni v enem letu.

3.1.1.1 Pretočne kanalske hidroelektrarne

Med pretočne elektrarne spadajo tudi kanalske oziroma hidroelektrarne z umetno zgrajenim (derivacijskim) kanalom, po katerem teče vodotok izven naravne struge. Kot smo zapisali v zgornjem poglavju, so pretočne elektrarne zgrajene na vodotokih z nizkimi padci in velikimi, čim bolj konstantnimi pretoki. Če je naravni padec terena zelo nizek, so lahko izgube trenja toka v naravni strugi previsoke. Da zmanjšamo izgube zaradi upora na poti, ki jo mora voda premagovati, zgradimo derivacijski kanal iz materiala (beton, asfalt), ki ima nižji koeficient trenja. Pri tem mora v naravni strugi ostati tolikšen del pretoka (biološki minimum), da se ohrani življenje v vodotoku. Derivacijski kanal lahko uporabimo tudi v primeru, če bi zajezeitev reke zaradi položnega reliefa povzročila poplavitve prevelike površine. Primera pretočne kanalske hidroelektrarne pri nas sta HE Zlatoličje in HE Formin (slika 3.3) na reki Dravi.



Slika 3.3: Derivacijski kanal HE Formin. [13]

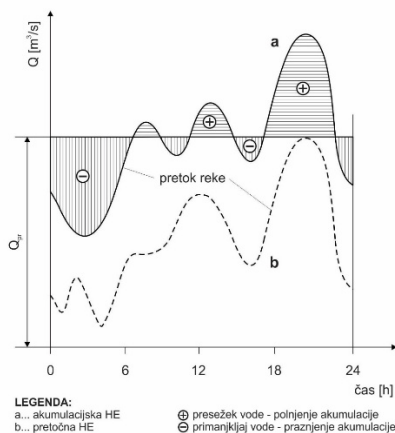
3.1.2 Akumulacijske elektrarne

Akumulacijske elektrarne so elektrarne, pri katerih z zaježitvijo ustvarimo zalogo vode oziroma akumulacijo, iz katere lahko zagotovimo preračunski pretok vode čez turbine tudi v sušnih obdobjih, ko je naravni pretok reke nižji; ali pa odvečno vodo akumuliramo, ko je potreba po električni energiji nižja od razpoložljive energije vodonosnika. Ločimo elektrarne z dnevno, tedensko in letno oziroma sezonsko akumulacijo.

Pri elektrarnah z dnevno akumulacijo se v akumulacijskem bazenu zbira voda, ki služi za kompenzacijo med povečanimi obremenitvami podnevi (bazen se prazni) in znižanimi obremenitvami v električnem omrežju ponoči (bazen se polni). Primer elektrarn z dnevno akumulacijo v Sloveniji so hidroelektrarne na Dravi. Pri načrtovanju hidroelektrarn z dnevno akumulacijo je preračunski pretok višji od srednjega pretoka reke, in sicer:

$$Q_{pr} = (1,2 \div 1,6) \cdot Q_{sr} \quad 3.1$$

Na sliki 3.4 je podana razlika med elektrarno z dnevno akumulacijo (a) in pretočno elektrarno (b). Razvidno je, da pretočna elektrarna pri pretokih, nižjih od preračunskega pretoka reke, deluje z znižano močjo, medtem ko elektrarna z dnevno akumulacijo lahko kompenzira nihanje pretoka s polnjenjem in praznjenjem akumulacije.



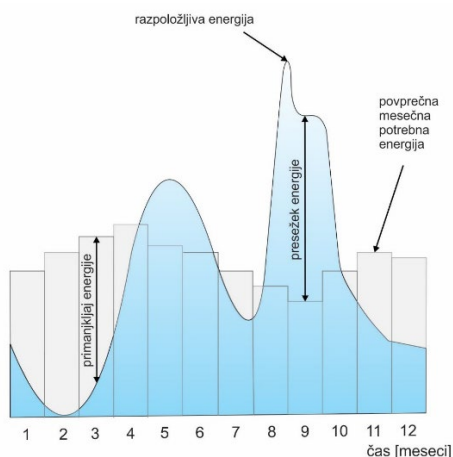
Slika 3.4: Hidroelektrarna z dnevno akumulacijo.

Hidroelektrarne s tedensko akumulacijo izravnavajo nihanja med potrebami elektro omrežja in razpoložljivim pretokom reke na tedenski ravni. Praviloma to pomeni, da se voda akumulira od petka zvečer do ponedeljka zjutraj, ko elektrarna miruje oziroma obratuje z minimalno močjo. V ta namen mora biti akumulacijski bazen ustrezno velik. Tako lahko elektrarna v večji meri zagotavlja večji delež vršnih potreb elektrogospodarstva. V Sloveniji ima tedensko akumulacijo hidroelektrarna Moste. Instaliran oziroma preračunski pretok je v primeru elektrarne s tedensko akumulacijo enak

$$Q_{pr} = (1,5 \div 2,5) \cdot Q_{sr} \quad 3.2$$

Hidroelektrarne z letno oziroma sezonsko akumulacijo imajo največje kompenzacijske bazene, saj z njimi izenačujejo celoletna oziroma sezonska nihanja pretoka vodnega vira (slika 3.5). Tako lahko z akumulacijo v celoti pokrivajo nihanja med razpoložljivo in potrebno energijo na letni ravni. To pomeni, da lahko v celoti pokrijejo daljša sušna obdobja, ko vodni vir morda tudi usahne (februar na sliki 3.5). Primer take elektrarne je hidroelektrarna na reki Yangtze (jez Treh sotesk) na Kitajskem, medtem ko v Sloveniji hidroelektrarn z letno oziroma sezonsko akumulacijo ni. V primeru hidroelektrarn z letno akumulacijo je zveza med preračunskim in srednjim pretokom definirana z enačbo 3.3:

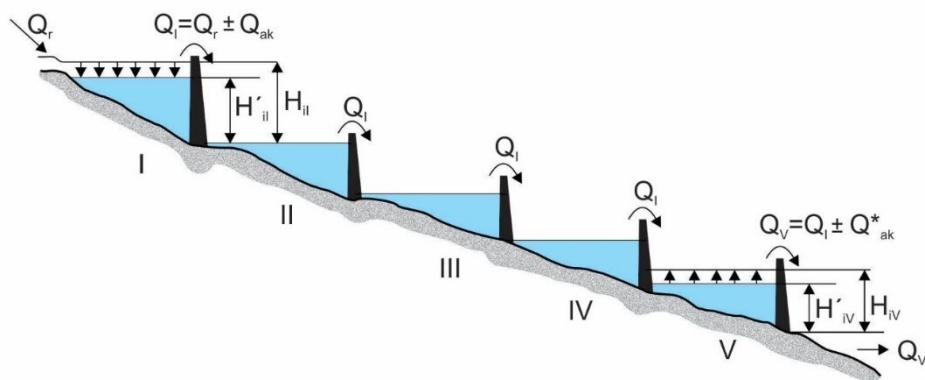
$$Q_{pr} \leq 3,5 \cdot Q_{sr} \quad 3.3$$



Slika 3.5: Hidroelektrarna z letno akumulacijo.

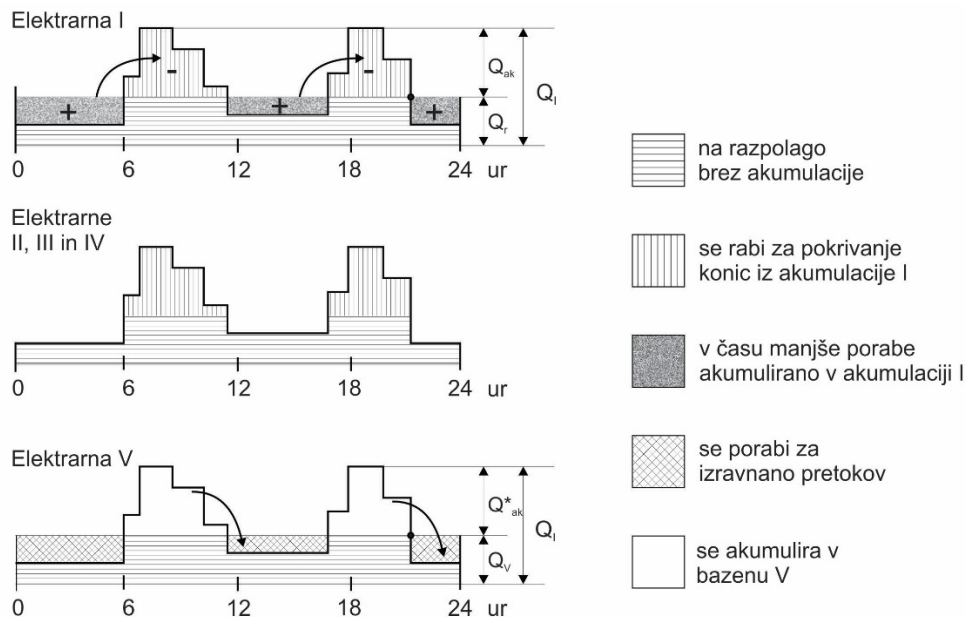
3.1.3 Pretočno akumulacijske elektrarne

Pretočno akumulacijske elektrarne so kombinacija pretočnih in akumulacijskih elektrarn. Izvedene so v obliki verige elektrarn na neki reki, pri čemer imata prva in zadnja elektrarna akumulacijski bazen. V primerjavi z akumulacijskimi so pri pretočno-akumulacijskih elektrarnah volumni akumulacijskih bazenov manjši. Slika 3.6 prikazuje verigo petih pretočno-akumulacijskih elektrarn. V prvo akumulacijo priteka pretok reke Q_r , skozi turbinska polja elektrarn I-IV pa pretok $Q_I = Q_r \pm Q_{ak}$, kjer je Q_{ak} pretok, ki se črpa iz ali akumulira v prvem akumulacijskem bazenu. Pretok skozi zadnjo elektrarno Q_V je enak pretoku Q_r , če velja $Q_{ak}^* = -Q_{ak}$. V nasprotnem primeru je $Q_V = Q_I \pm Q_{ak}^*$, kjer je Q_{ak}^* pretok, ki se črpa ali akumulira v bazenu pred elektrarno. Primera pretočno-akumulacijskih elektrarn sta veriga elektrarn med hidroelektrarno Moste in hidroelektrarno Brežice na reki Savi v Sloveniji ter veriga elektrarn na reki Drini med hidroelektrarno Višegrad v Bosni in Hercegovini ter hidroelektrarno Bajina Bašta v Srbiji.



Slika 3.6: Shematski prikaz delovanja verige pretočno-akumulacijskih elektrarn.

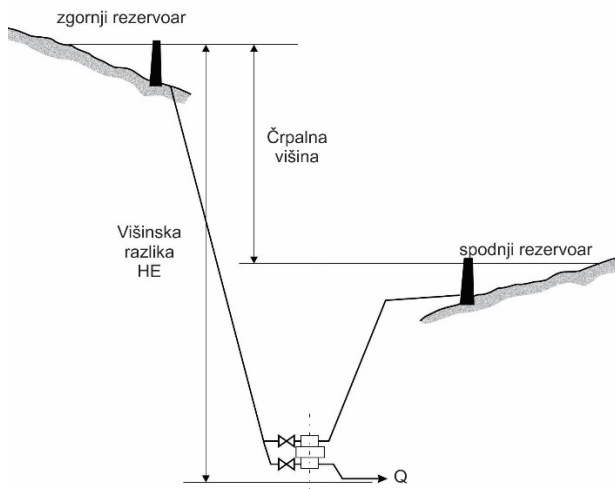
Na sliki 3.7 so prikazani pretočni režimi v verigi petih pretočno-akumulacijskih elektrarn, kjer so razvidni dinamika dnevnega spreminjanja pretoka na posamezni elektrarni in režimi polnjenja oziroma praznjenja akumulacije v odvisnosti od potreb po električni energiji. Diagrami pretočnih režimov kažejo tudi možnosti celotne verige elektrarn za pokrivanje konic v omrežju iz akumulacij pred elektrarnama I in V.



Slika 3.7: Pretočni režimi v pretočno-akumulacijskih elektrarnah.

3.1.4 Črpalno-akumulacijske elektrarne

Črpalno-akumulacijske elektrarne (ČHE) imajo dva zbiralnika oziroma rezervoarja (slika 3.8) z vodo in lahko delujejo v dveh obratovalnih režimih. V črpalnem režimu obratujejo takrat, ko v električnem omrežju nastaja presežek električne energije. V tem režimu črpalna črpa vodo iz spodnjega v zgornji rezervoar in pretvori električno energijo v potencialno. V turbinskem režimu obratuje ČHE takrat, ko proizvaja električno energijo. Za to porablja vodo iz zgornjega rezervoarja. Obstajata dve možni izvedbi črpalne hidroelektrarne. Prva je s kombinirano napravo, to je reverzibilno črpalno turbino. V tem primeru ČHE obratuje z agregatom, ki lahko deluje v obeh režimih. Druga izvedba je z dvema agregatoma, to je ločeno črpalno in turbino. Primarna naloga vsake ČHE je zagotavljanje električne energije. V primeru izpada katere od elektrarn iz elektrogospodarskega sistema pa ČHE tudi uravnavajo frekvenco omrežja. Zaradi izpada nastalo zmanjšanje proizvedene električne energije namreč zmanjšuje frekvenco v omrežju. Centralni nadzorni in regulacijski sistem verige elektrarn ali elektrogospodarstva se v primeru odstopanja frekvence odzove in ustrezno regulira frekvenco elektroenergetskega sistema z zagonom ali ustavitvijo ČHE.

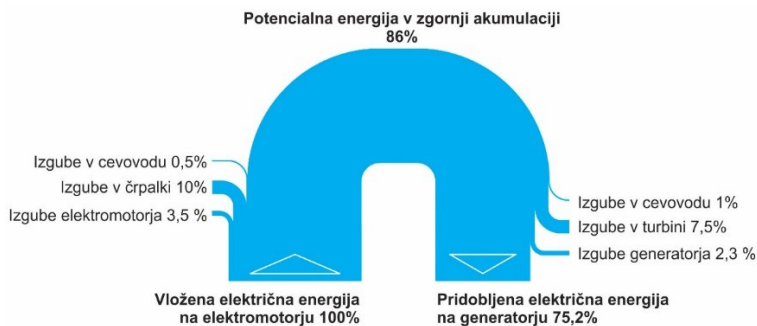


Slika 3.8: Črpalna hidroelektrarna.

Glede na izvedbo ločimo različne tipe črpalno-akumulacijskih postrojenj, in sicer:

- čisto črpalno turbinsko postrojenje brez naravnega dotoka v akumulacijo,
- postrojenje, izvedeno kot kombinacija naravne in čisto črpalne akumulacije,
- črpalno-turbinsko postrojenje z vodnimi rezervoarji, dodano na obstoječi vodni sistem.

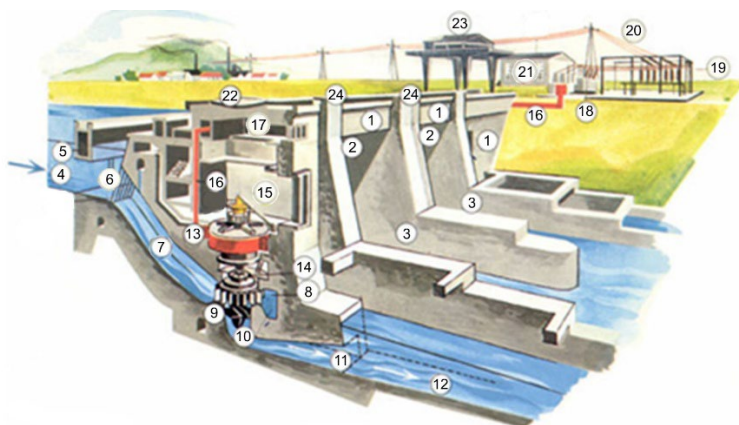
Pri analizi ekonomske upravičenosti delovanja vsake ČHE je treba poznati energijsko učinkovitost celotnega sistema vgrajenih naprav, kot je prikazana v Sankejevem diagramu na sliki 3.9. Zaradi nepopolnosti energijskih preobrazb v črpalnem in turbinskem režimu je namreč skupni izkoristek ČHE med 70 in 80 %. Črpalna za svoje delovanje namreč vedno porabi več električne energije, kot jo turbina proizvede. Količina izgubljene energije je odvisna od izgub posameznih gradnikov ter vpliva na proizvodno in prodajno ceno električne energije, hkrati pa definira rentabilnost celotnega postrojenja ČHE.



Sika 3.9: Energijska učinkovitost črpalne hidroelektrarne.

3.2 Zgradba in delovanje hidroelektrarne

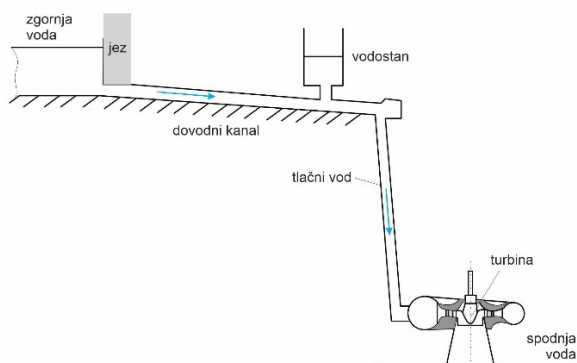
Zgradba, glavni sestavni deli in delovanje hidroelektrarne bo v nadaljevanju razloženo na primeru pretočne oziroma pretočno-akumulacijske elektrarne, kot je prikazana na sliki 3.10. Podobno zgradbo imajo vse hidroelektrarne na reki Dravi. Jez oziroma pregrada (1) zadržuje vodo med spodnjo in zgornjo gladino ter ustvarja višinsko razliko. Če je elektrarna akumulacijska, potem jez ustvarja tudi akumulacijo vode v akumulacijskem jezeru na zgornji koti. Jezovi so različnih vrst: nasipni, betonski, gravitacijsko ločni, stebni ali kombinacije navedenih kategorij. V jezu so pretočna in turbinska polja. Pretočno polje (3) se začne s prelivno zapornico (2). Pretočna polja se uporabijo izključno takrat, ko je vode v vodotoku preveč in jo prek zapornic prelivamo iz zgornjega na spodnji nivo brez energetskega izkoriščanja.



Slika 3.10: Prerez pretočne hidroelektrarne. [10]

Na vtoku v turbinsko polje (4) sta največkrat valobran oziroma zob (5) in rešetka (6). Zob zadržuje ves plavajoči material, ki ga prinese reka, medtem ko rešetka zadrži listje, kamenje, pesek ipd., ki je pod površjem. Tako se pred mehanskimi poškodbami zaščitijo vsi vitalni deli v turbinskem polju (podporne in vodilniške lopatice ter gonilnik turbine). Tlačni vod (7) povezuje zapornično komoro in spiralni vodilnik (8). Daljši tlačni vod ima jekleno steno, ki je sposobna prenašati visok tlak vode. V pretočnih elektrarnah je tlačni vod krajši in največkrat kar betonski. Tlačni cevovod mora poleg hidrostaticnega tlaka vzdržati tudi tlak, ki nastane pri hitrem zapiranju pretoka ob ustavljanju elektrarne (t. i. tlačni udar¹).

Če je jez daleč od strojnice, je tlačni vod povezan z akumulacijo in jezom z dovodnim kanalom, ki je v primerjavi s tlačnim vodom bolj položen (slika 3.11) in odprt. Na koncu dovodnega kanala ali tunela je običajno peskolov, kjer se zaradi povečanja pretočnega preseka hitrost toka zniža in omogoči posedanje delcev težjih od vode, dovodni kanal je pogosto opremljen z vodostanom. Vodostan zmanjšuje tlačna nihanja v tlačnem vodu in v dovodnem tunelu, ki jih povzročijo spremembe obratovalnega režima. Ko pri spremembi obratovalnega režima zaradi spremembe pretoka skozi dovodni sistem pride do tlačnih nihanj, se voda iz tlačnega cevovoda prelije v vodostan, v katerem se nivo vode poviša. Vodostan je lahko izveden kot enostaven navpičen valj, lahko pa ima več komor in je opremljen z dušilkami, ki blažijo nihanja. Vodostan na opisan način preprečuje, da bi se tlačni val razširil in poškodoval turbino ali povzročil večje razlitje vode iz dovodnega sistema [11] .



Slika 3.11: Prerez hidroelektrarne z jezom, oddaljenim od strojnice.

¹ Skladno z enačbo Joukovskega se pri spremembi hitrosti toka vode v cevovodu za vrednost $\Delta c = 1 \text{ m/s}$ tlak pri hitrosti širjenja motnje a $\approx 1000 \text{ m/s}$ spremeni za približno $\Delta p = 1 \text{ MPa}$.

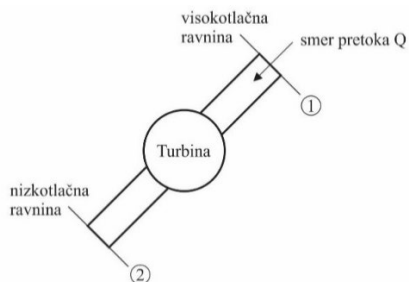
Naloga spiralnega vodilnika (8) je dovesti tok vode do lopatičnega vodilnika (9). Iz tangencialne smeri se tok v spirali preusmeri v radialno smer. Prerez spiralnega vodilnika se po obodu niža, tako da je vstopna hitrost v lopatični vodilnik po njegovem celotnem obodu enaka. Za zagotavljanje trdnosti spiralnega ohišja so pred vodilniškimi lopaticami lahko nameščene še podporne (predvodilniške) lopatice, ki hkrati usmerjajo tok iz spiralnega ohišja proti vodilniškim lopaticam in niso nastavljive. Vodilniške lopatice so nastavljive, saj lahko s hidravličnim krmiljenjem prek t. i. obroča sočasno okoli lastne osi sučemo vsako od lopatic in s tem reguliramo količino vode, ki steče v turbino (10). Obstaja več tipov gonilnikov vodnih turbin (Peltonov, Francisov, Kaplanov), ki jih bomo spoznali v poglavju 4. Voda iz turbinskega gonilnika steče v sesalno cev (11) in dalje skozi odtočni kanal (12) v spodnjo strugo reke. Gonilniki vodnih turbin so lahko postavljeni horizontalno ali vertikalno in so z gredjo povezani z električnim generatorjem (13). Gred je praviloma dvodelna. Deli se na turbinsko in generatorsko gred ter je ustrezno ležajena (14). Vodilni ležaji držijo gred na mestu v radialni smeri, nosilni ležaji pa jo podpirajo v aksialni smeri. Gonilnik je od suhega (generatorskega) dela, ki je nameščen v strojnici (15), ločen z jeklenim turbinskim pokrovom, ki je ustrezno tesnjen. Električni generatorji delujejo po principu električne indukcije, pri kateri v magnetnem polju permanentnih ali zunanje vzbujanih magnetov nastane električna napetost. Tako proizvedeno energijo vodimo od generatorja z električnimi vodniki (16) skozi zbiralne jaške (17) do transformatorjev (18) in stikališča (19) ter prek visokonapetostnih daljnovodov (20) v omrežje. Delovanje hidroelektrarne se nadzira in regulira iz kontrolne stavbe (21) ali centra vodenja, če je na isti reki v verigi več elektrarn. V primeru reke Drave je center vodenja na hidroelektrarni Mariborski otok. Za potrebe montaže in vzdrževalnih del je nad strojnico izvedena montažna odprtina (22), skozi katero se s pomočjo portalnega žerjava (23), ki se po žerjavni progi (24) lahko premika vzdolž jezua, dostopa do generatorja in gonilnika.

3.3 Energetski parametri

3.3.1 Specifična hidravlična energija vodnega toka

Specifična hidravlična energija je spremenljivka, ki pove skupno specifično energijo vodnega toka [J/kg] in je sestavljena iz prispevkov tlačne energije, kinetične energije in potencialne energije. Na sliki 3.12 je shematsko prikazana turbina v nekem

postrojenju, kjer je pred vstopom v turbino visokotlačna referenčna ravnina ① in za turbino nizkotlačna referenčna ravnina ②.



Slika 3.12: Shematski prikaz referenčnih ravnin hidroelektrarne.

Specifično hidravlično energijo turbine E v postrojenju s slike 3.12 izračunamo z enačbo:

$$E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad 3.4$$

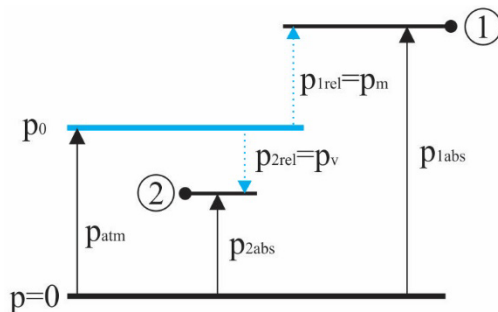
V zgornji enačbi sta p_{abs1} in p_{abs2} absolutna tlaka na mestu referenčnih ravnin ① in ② ter sta sestavljena iz relativnih tlakov p_{rel} v cevovodu in atmosferskega tlaka p_{atm} (slika 3.13). c_1 in c_2 sta srednji hitrosti toka, $z_1 - z_2$ pa predstavlja razliko geodetskih višin med obema referenčnima ravninama. Za natančno ovrednotenje prispevka kinetičnih energij v obeh ravninah bi morali korigirati srednjo vrednost hitrosti s Coriolisovima koeficientoma korekcije α in enačbo zapisati v obliki:

$$E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\rho} + \frac{\alpha_1 c_1^2 - \alpha_2 c_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \quad 3.5$$

Koeficienta α v ravninah ① in ② se izračunata kot:

$$\alpha = \frac{1}{A c^3} \iint_A c^3(A) dA \quad 3.6$$

kjer je $c(A)$ profil hitrosti po preseku A . Ker hitrostni profili največkrat niso znani, ta zapis v nadaljevanju opuščamo.



Slika 3.12: Shematski prikaz relativnih in absolutnih tlakov.

Če obravnavamo primer elektrarne s strugo s prosto površino (gladino) vode, sta tlaka v referenčnih ravninah ① in ② enaka p_{atm} . V tem primeru lahko pogosto privzamemo tudi enakost srednjih hitrosti toka v obeh ravninah, $c_1 = c_2$. Tako se enačba 3.4 poenostavi v obliko:

$$E \approx g(z_1 - z_2) = g h_{st} \quad 3.7$$

3.3.2 Bruto višinska razlika na hidroelektrarni

Skupna oziroma bruto višinska razlika na hidroelektrarni h_b se izračuna iz statične višinske razlike, ki ji prištejemo razliko kinetičnih energij med referenčnima ravninama ① in ②. Bruto višinska razlika na elektrarni s prosto površino v obeh referenčnih ravninah je skladno z enačbo 3.8 z višino izražena totalna energija vode na vstopni ravnini, zmanjšana za kinetično energijo (iztočno izgubo) na iztoku.

$$h_b = h_{st} + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \quad 3.8$$

3.3.3 Neto višinska razlika na hidroelektrarni

Neto višinska razlika na hidroelektrarni ali neto padec h_n dobimo, če od bruto padca odštejemo vse linijske in lokalne tokovne izgube Σh_{izg} v dovodnem delu do turbine in v odvodnem delu od turbine do spodnje akumulacije.

$$h_n = h_b - \Sigma h_{izg} = h_{st} + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} - \Sigma h_{izg} \quad 3.9$$

3.3.4 Moč vodnega toka

Moč, ki je na voljo za pretvorbo v mehansko in električno energijo na hidroelektrarni, je definirana kot produkt masnega pretoka $\dot{m}$ in specifične neto energijske razlike Y_n na hidroelektrarni:

$$P = \dot{m} Y_n = \dot{m} g h_n = \rho Q g h_n \quad 3.10$$

Če upoštevamo še izkoristek generatorja η_e , je lahko najvišja električna moč na sponkah generatorja hidroelektrarne:

$$P_e = \eta_e \dot{m} Y_n = \eta_e \dot{m} g h_n = \eta_e \rho Q g h_n \quad 3.11$$

Pri tem v zgornji enačbi nismo upoštevali izkoristkov turbine.

3.3.5 Eulerjeva energijska enačba

V splošni mehaniki velja, da sunek sile spremeni gibalno količino gibajočega se telesa. Za rotacijo lahko podobno zapišemo, da navor spremeni vrtilno količino rotirajočega telesa. To z enačbo zapišemo kot:

$$\sum \vec{r} \times \vec{F} = \frac{D(m\vec{r} \times \vec{c})}{Dt} \quad 3.12$$

kjer je na levi strani zgornje enačbe zapisan navor rezultante sil $\vec{F}$, na desni pa totalna sprememba vrtilne količine. $\vec{r}$ je ročica, okoli katere rezultanta sil vrtilni rotor turbinskega stroja. Iz izraza (3.12) izhaja, da je časovna sprememba vrtilne količine masnega sistema za poljubno vrlišče enaka navoru rezultante vseh sil, delujočih na masni sistem.

Ker velja

$$m = \int_V \rho dV \quad (3.13)$$

lahko spremembo vrtilne količine zapišemo kot

$$\frac{D}{Dt} \int_V (\rho \vec{r} \times \vec{c}) dV = \sum \vec{r} \times \vec{F} \quad (3.14)$$

Z uporabo Reynoldsovega prenosnega teorema dobimo

$$\frac{D}{Dt} \int_V (\rho \vec{r} \times \vec{c}) dV = \int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{r} \times \vec{c}) dV + \int_A \vec{n} \cdot (\rho \vec{c} \vec{r} \times \vec{c}) dA \quad (3.15)$$

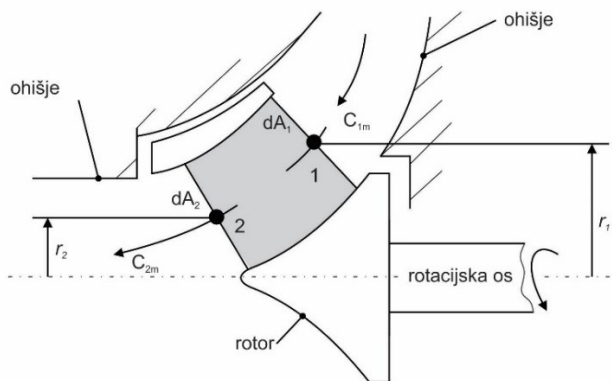
Ob upoštevanju $\rho \vec{n} \cdot \vec{c} dA = \dot{m}$ dobimo

$$\frac{D}{Dt} \int_V (\rho \vec{r} \times \vec{c}) dV = \int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{r} \times \vec{c}) dV + \int_A (\vec{r} \times \vec{c}) \dot{m} \quad (3.16)$$

Če zdaj razčlenimo še desno stran enačbe za izračun spremembe vrtilne količine na prispevek površinskih in masnih sil, dobimo:

$$\sum \vec{r} \times \vec{F} = \int_A \vec{r} \times (\vec{n} p) dA + \int_A \vec{r} \times (\vec{t} \tau) dA + \int_V \vec{r} \times g dm \quad (3.17)$$

Obravnavajmo zdaj poenostavljen turbinski rotor, prikazan na sliki 3.14.



Slika 3.14: Poenostavljen prikaz turbinskega rotorja.

Na sliki 3.14 sta z 1 in 2 označena vstopni in izstopni rob lopatice, z oznakama c_{1m} in c_{2m} pa meridianski komponenti absolutne hitrosti toka skozi rotor. Meridianski komponenti hitrosti sta vsota radialne in aksialne komponente in sta pravokotni na pretočni presek vzdolž kanala ter skladno z zapisom 3.13 definirata masni pretok:

$$\dot{m} = \rho Q = \int \rho c_m dA \quad (3.18)$$

kjer je dA elementarni del pretočnega preseka rotorskega kanala. Če zdaj združimo zgornje enačbe, dobimo

$$\begin{aligned} \int_V \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{r} \times \vec{c}) dV + \int_{A_{izstop}} (\vec{r} \times \vec{c}) d\dot{m} - \int_{A_{vstop}} (\vec{r} \times \vec{c}) d\dot{m} = \\ = \int_A \vec{r} \times (\vec{n} p) dA \\ + \int_A \vec{r} \times (\vec{t} \tau) dA + \int_V \vec{r} \times g d\dot{m} \end{aligned} \quad (3.19)$$

Integracijo prvih dveh členov na desni strani enačbe moramo izvesti na vstopni in izstopni površini ter steni lopatice:

$$\begin{aligned} \int_A \vec{r} \times (\vec{n} p) dA + \int_A \vec{r} \times (\vec{t} \tau) dA = \\ = \int_{A_{izstop}} \vec{r} \times (\vec{n} p) dA + \int_{A_{izstop}} \vec{r} \times (\vec{t} \tau) dA \\ + \int_{A_{vstop}} \vec{r} \times (\vec{n} p) dA + \int_{A_{vstop}} \vec{r} \times (\vec{t} \tau) dA \\ + \int_{A_{stena}} \vec{r} \times (\vec{n} p) dA + \int_{A_{stena}} \vec{r} \times (\vec{t} \tau) dA \end{aligned} \quad (3.20)$$

Zadnja dva člena zgornje enačbe predstavljata navor rezultante vseh sil na obravnavano tekočino oziroma reakcijski navor na lopatice rotorja, skozi katerega prehaja snov od vstopa 1 proti izstopu 2.

Splošno obliko enačbe za izračun navora na lopatico lahko tako zapišemo kot:

$$\begin{aligned}
 \vec{M} = & -\frac{\partial}{\partial t} \int_V (\vec{r} \times \vec{c}) dm + \int_{A_{vstop}} (\vec{r} \times \vec{c}) d\dot{m} - \int_{A_{izstop}} (\vec{r} \times \vec{c}) d\dot{m} \\
 & + \\
 & + \int_{A_{izstop}} \vec{r} \times (\vec{n} p) dA + \int_{A_{izstop}} \vec{r} \times (\vec{t} \tau) dA + \\
 & + \int_{A_{vstop}} \vec{r} \times (\vec{n} p) dA + \int_{A_{vstop}} \vec{r} \times (\vec{t} \tau) dA + \\
 & + \int_V \vec{r} \times g dm
 \end{aligned} \tag{3.21}$$

Prvi člen na desni strani predstavlja spremembo navora zaradi nestacionarnosti. Drugi in tretji člen predstavljata tok vrtilne količine čez vstopno in izstopno površino. V členih od štiri do sedem so zajeti prispevki tlaka in strižnih sil na vstopni in izstopni površini. Slednje v praksi pogosto zanemarimo. Če obravnavamo primer stacionarnega toka, lahko za komponento navora v obodni smeri, ki vrtilni rotor turbinskega stroja okoli rotacijske osi, zapišemo skrajšano obliko enačbe:

$$\vec{M}_u = \int_{A_{vstop}} (r_{vstop} c_{u,vstop}) d\dot{m} - \int_{A_{izstop}} (r_{izstop} c_{u,izstop}) d\dot{m} \tag{3.22}$$

oziroma

$$\vec{M}_u = \int_{A_1} (r_1 c_{1u}) d\dot{m} - \int_{A_2} (r_2 c_{2u}) d\dot{m} \tag{3.23}$$

kjer je c_u obodna komponenta absolutne hitrosti, ki pomembno prispeva k vrednosti navora okoli osi rotacije. Če je porazdelitev obodne hitrosti na vstopu in izstopu uniformna, lahko ob upoštevanju zveze $P = \vec{\omega} \cdot \vec{M}_u$, kjer je ω kotna frekvenca, zapišemo

$$P = \vec{\omega} \cdot \vec{M}_u = \vec{\omega} \cdot \dot{m}(r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}) = \dot{m}(u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}) \tag{3.24}$$

Zgoraj opisana enačba je Eulerjeva energijska enačba, ki jo bomo v nadaljevanju še obravnavali. Zadnji člen na desni strani enačbe je specifično delo, ki ga v turbinskih strojih označimo z Y . Tako dobimo splošni zapis:

$$Y = W/m = (u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u}) \quad (3.25)$$

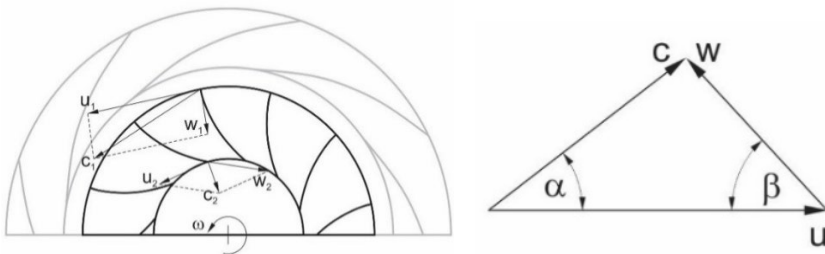
Kjer sta u_1 in u_2 obodni hitrosti na vstopnem oziroma izstopnem robu lopatice.

Iz Eulerjeve enačbe turbinskih strojev oziroma prve glavne enačbe turbinskih strojev (3.25) izhaja prvi funkcionalni pogoj za doseganje energijske razlike, ki pravi, da se mora rotor za ustvarjanje energijske razlike vrteti $u_i > 0$.

3.3.6 Trikotniki hitrosti

Tekočina pri pretoku skozi turbinski rotor teče skozi kanal, ki je omejen s sosednjima lopaticama in pestno ter pokrovno steno oziroma vencem.

Tekočina se skozi rotirajoči rotorski kanal giblje z relativno hitrostjo $\vec{w}$. Zaradi vrtenja rotorja je absolutna hitrost tekočine $\vec{c}$ vsota obodne in relativne hitrosti $\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}$. Kot absolutne hitrosti je označen z α , medtem ko je kot relativne hitrosti oziroma kot lopatice označen z β . Trikotnik hitrosti je prikazan na sliki 3.15.



Slika 3.15: Trikotniki hitrosti na radialnem rotorju.

Če na trikotniku hitrosti uporabimo kosinusni izrek, lahko relativno hitrost zapišemo kot:

$$w^2 = c^2 + u^2 - 2 u (c \cos(\alpha)) = c^2 + u^2 - 2 u c_u \quad 3.26$$

Zdaj lahko preuredimo izraz 3.25 in zapišemo še drugo obliko glavne enačbe turbinskih strojev:

$$Y = \frac{1}{2} [(u_1^2 - u_2^2) + (c_1^2 - c_2^2) + (w_2^2 - w_1^2)] \quad 3.27$$

Iz enačbe sledi, da je energijska razlika, ki jo rotor dosega, sestavljena iz prispevkov treh členov, iz katerih izhajajo dodatni funkcionalni pogoji za energijsko pretvorbo na rotorju:

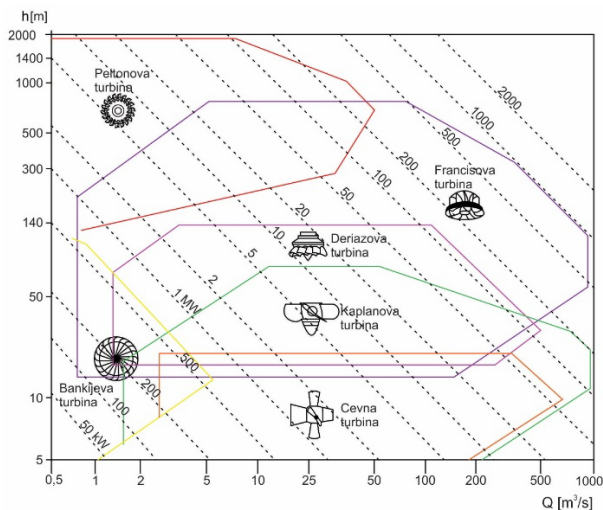
- v rotor turbine mora tok pritekati na večjem premeru $u_1 > u_2$,
- presek rotorskega kanala se mora zniževati $w_2 > w_1$, kar je doseženo s smerjo toka iz večjega na manjši premer $d_1 > d_2$,

kinetična energija toka se pretvori v mehansko $c_1 > c_2$. Poleg smeri pretoka v praksi za turbinskim rotorjem nameščamo še difuzorje, da hitrost odtekajoče vode dodatno znižamo na minimalno dovoljeno vrednost.

4 Vodne turbine

4.1.1 Razvrstitev vodnih turbin glede na pretok in padec

Poznamo različne turbine, ki se uporabljajo za različne volumnske pretoke Q [m^3/s] in glede na razpoložljive višinske razlike h [m]. Na sliki 4.1 je prikazan diagram, iz katerega je razvidno območje delovanja posameznega tipa vodne turbine glede na volumnski pretok Q in višinsko razliko h . [11]



Slika 4.1: Razvrstitev turbin glede na volumnski pretok in višinsko razliko [11].

S slike je razvidno, da se za najvišje višinske razlike uporabljajo Peltonove turbine, za najvišje pretoke Kaplanove in Francisove turbine, za najnižje višinske razlike pa cevne turbine.

4.1.2 Razvrstitev turbin glede na specifično vrtilno frekvenco

Za klasifikacijo in razvrstitev turbinskih strojev se pogosto uporablja tudi specifična vrtilna frekvenca n_s . Gre za brezdimenzijski koeficient, s katerim lahko na osnovi najbolj značilnih parametrov hidravličnega turbinskega stroja (volumski pretok Q , višinska razlika $h = z_2 - z_1$ in vrtilna frekvenca n) določimo ustrezen tip oziroma obliko stroja.

Specifično vrtilno frekvenco izpeljemo iz izrazov za pretočno število φ [16]

$$\varphi = \frac{Q}{n d^3} \quad 4.1$$

in tlačno število ψ [16]

$$\psi = \frac{gh_n}{n^2 d^2} \quad 4.2$$

S kombinacijo enačb (4.1) in (4.2) lahko zapišemo:

$$\frac{Q^{1/3}}{\varphi^{1/3} n^{1/3}} = \frac{(gh_n)^{1/2}}{n \psi^{1/2}} \quad 4.3$$

oziroma enačbo za vrtilno frekvenco n :

$$n = \frac{\varphi^{1/2} (gh_n)^{3/4}}{\psi^{3/4} Q^{1/2}} = n_s \frac{(gh_n)^{3/4}}{Q^{1/2}} \quad 4.4$$

V izrazu 4.4 smo za brezdimenzijsko razmerje zapisali $n_s = \varphi^{1/2} / \psi^{3/4}$, zdaj pa lahko preuredimo v enačbo za brezdimenzijsko specifično vrtilno frekvenco n_s :

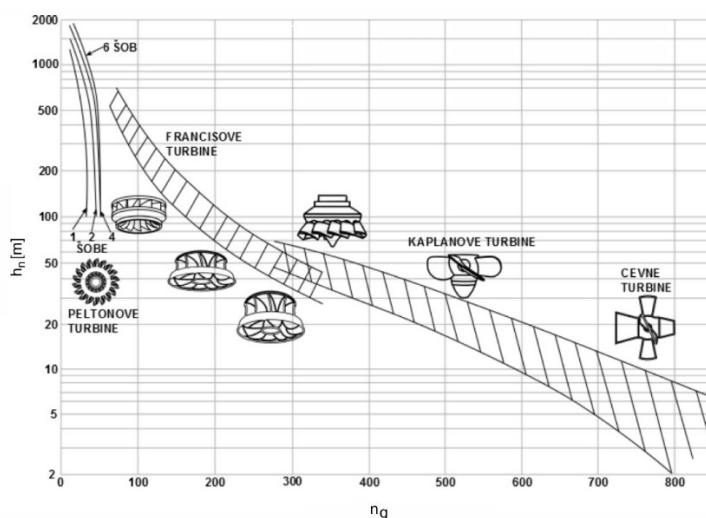
$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{(gh_n)^{3/4}} \quad 4.5$$

V praksi se za klasifikacijo vodnih turbin in turbočrpalk uporablja dimenzijska specifična vrtilna frekvenca n_q , ki predstavlja poenostavljeno različico enačbe za n_s :

$$n_q = n \frac{Q^{1/2}}{h_n^{3/4}} \quad 4.6$$

Specifična vrtilna frekvenca n_q oziroma n_s neke turbine se določa za točko najvišjega izkoristka.

Na osnovi spremenljivke n_s oziroma n_q turbine razvrstimo v osnovne skupine. Vodne turbine tako razvrščamo med Peltonove, Francisove, Kaplanove in cevne turbine. Razvrstitev je v odvisnosti od vrednosti specifične vrtilne frekvence podana z diagramom, kot je prikazan na sliki 4.2. Peltonove turbine pokrivajo področje velikih padcev in najnižjih volumskih pretokov, Francisove turbine pokrivajo področje srednjih volumskih pretokov in padcev, Kaplanove turbine pa so prisotne pri velikih pretokih in majhnih višinskih razlikah. Cevne turbine so namenjene najnižjim višinskim razlikam in imajo najvišje vrednosti n_q .

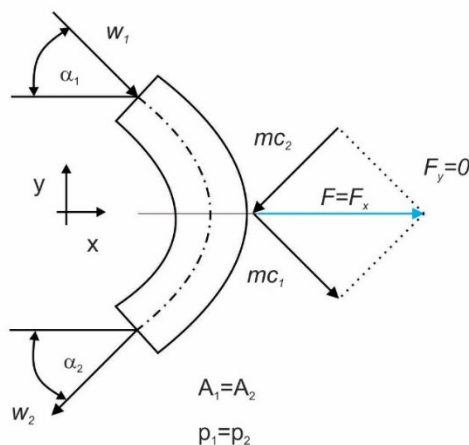


Slika 4.2: Razvrstitev turbin glede na vrednost n_q .

V nadaljevanju bomo obravnavali najbolj značilne vodne turbine, njihove lastnosti in obratovalne karakteristike.

4.1.3 Peltonova turbina

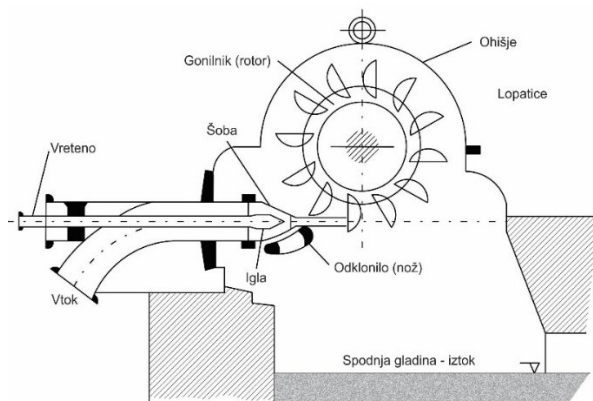
Peltonova turbina je impulzna (akcijska) turbina, saj pri pretoku vode prek lopatic v rotorskem kanalu ne prihaja do spremembe tlaka. Sila in navor, s katerima deluje tekočina na lopatico, sta torej posledica spremembe gibalne količine (slika 4.3). Impulznim turbinam rečemo tudi enakotlačne turbine.



Slika 4.3: Sila na lopatico v impulzni (enakotlačni) turbini.

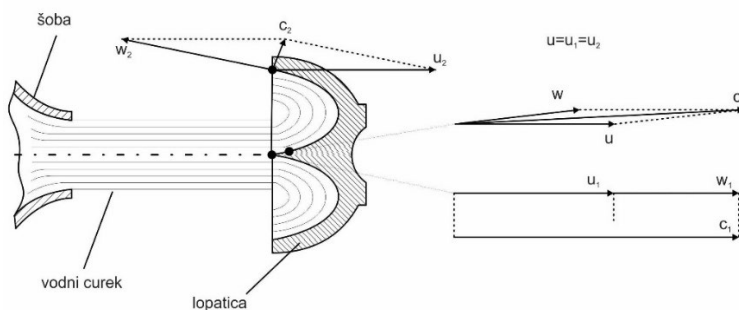
Voda priteče na lopatice Peltonove turbine v tangencialni smeri skozi šobo, kot je razvidno s slike 4.4. Oddaljenost od osi rotacije se pri pretoku čez lopatice ne spreminja, zato je obodna hitrost v rotorju konstantna $u_1 = u_2 = u$, Peltonovo turbino pa uvrščamo med aksialne turbine.

Do šobe priteče voda po tlačnem vodu (slika 3.11), kjer jo pospešimo in pri atmosferskem tlaku usmerimo proti rotorskemu kolesu oziroma gonilniku. V šobi se pri tem potencialna energija spremeni v kinetično, vodni tok pa v tangencialni smeri poganja gonilnik. Iz rotorja teče voda z nizko hitrostjo v spodaj ležeči rezervoar. Ta preprečuje potopitev rotorja v poplavnih razmerah.



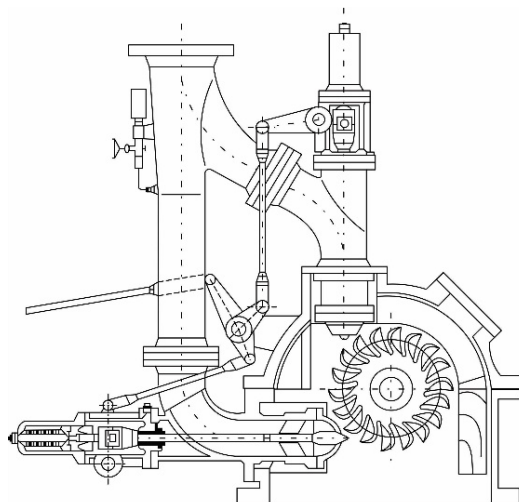
Slika 4.4: Shematski prikaz postavitve Peltonove turbine.

Lopaticice Peltonove turbine so dvojne polkrožne oblike. Voda priteka v sredino gibajoče se lopaticice z relativno hitrostjo w_1 in odda gibalno količino lopatici. Pri tem se smer relativne hitrosti w_2 spremeni skoraj za $\beta \approx 180^\circ$ glede na w_1 . Voda izteka na obeh straneh polkrožne lopaticice z absolutno hitrostjo c_2 tako, kot je razvidno iz trikotnikov hitrosti na vstopnem in izstopnem robu (slika 4.5). Notranja površina obeh polkrogel na lopatici je polirana, da se zmanjšajo hidravlične izgube.



Slika 4.5: Trikotniki hitrosti na lopatici Peltonove turbine.

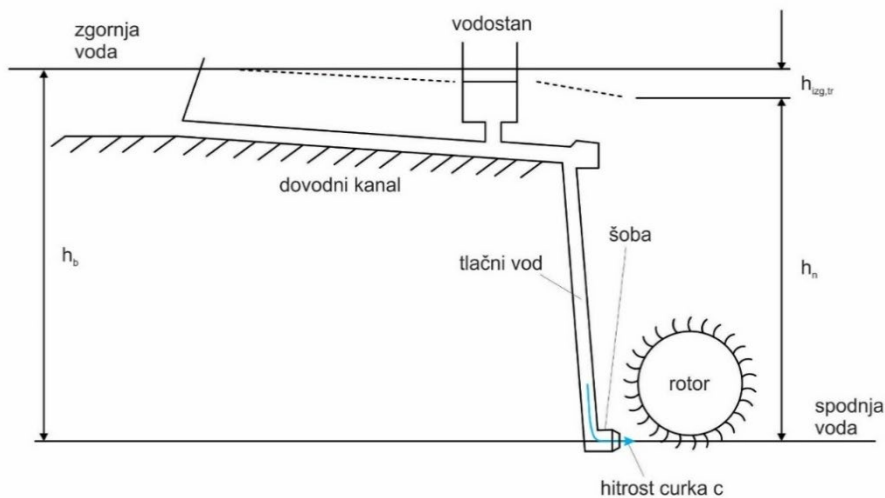
V primeru večjih turbin je pogosto uporabljena večšobna turbina, torej turbina z več šobami. V tem primeru se glavni tlačni vod razdeli na dva ali več vodov (slika 4.6), na koncu katerih voda skozi šobe odteka na lopaticice rotorja, podobno kot v primeru enošobne turbine.



Slika 4.6: Dvošobna Peltonova turbina.

4.1.3.1 Delovanje Peltonove turbine

Na sliki 4.7 je prikazana energijska shema postrojenja s Peltonovo turbino. Zbiralni rezervoar z vodnim virom se nahaja na višini h_b nad srednjico šobe. Vodostan je namenjen akumulaciji tlačnih nihanj v tlačnem vodu. Skozi šobo na koncu tlačnega voda teče vodni curek s hitrostjo c .



Slika 4.7: Energijska shema Peltonove turbine.

Bruto padec oziroma višina nad šobo je h_b . Če so $h_{izg,tr}$ izgube zaradi trenja v tlačnem vodu, je neto padec h_n

$$h_n = h_b - h_{izg,tr} \quad 4.7$$

kjer izgube v šobi $h_{izg,s}$ niso bile upoštevane. Izgube v tlačnem vodu so pri tem

$$h_{izg,tr} = \lambda \frac{l}{d} \frac{c^2}{2g} \quad 4.8$$

kjer je λ koeficient trenja, c pa hitrost toka v cevovodu.

V praksi so postrojenja s Peltonovo turbino konstruirana tako, da je pri nazivni moči neto padec približno 85–95 % bruto padca, neto padec pa se uporabi pri izračunu izkoristka turbine.

Absolutna hitrost toka pri natoku na lopatico gonilnika je

$$c = \Psi \sqrt{2gh_n} \quad 4.9$$

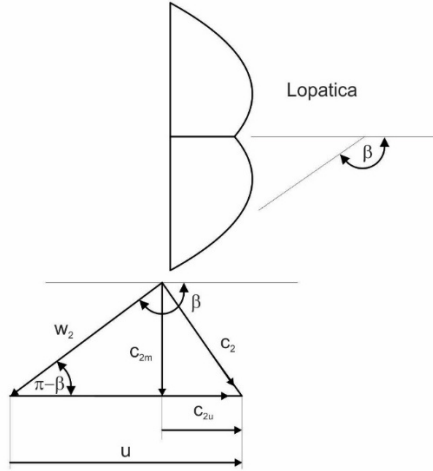
kjer za hitrostni koeficient šobe predpostavimo $\Psi = 1$. Na slikah 4.6 in 4.9 sta prikazana trikotnika hitrosti na vstopu in izstopu iz lopatice. S slike 4.6 je razvidno, da je trikotnik hitrosti na vstopnem robu lopatice ravna črta. Iz vstopnega trikotnika hitrosti izhajata zvezi $w_1 = c_1 - u$ in $c_1 = c_{1u}$. Relativna hitrost w_2 ima smer tangente na izstopnem robu lopatice in jo izračunamo kot $w_2 = \varepsilon w_1$, kjer je ε koeficient iztočne hitrosti.

Iz trikotnikov hitrosti izhajajo naslednje zveze:

$$w_2 = \varepsilon w_1 = \varepsilon (c_1 - u) \quad 4.10$$

$$c_{2u} = u - w_2 \cos(\pi - \beta) = u + w_2 \cos(\beta) \quad 4.11$$

kjer je $\pi = 180^\circ$, kot β pa je razviden s slike 4.8.



Slika 4.8: Izstopni trikotnik hitrosti v Peltonovi turbini.

S kombinacijo enačb 4.9 in 4.10 dobimo

$$c_{2u} = u + \varepsilon (c_1 - u) \cos \beta \quad 4.12$$

Če zdaj v Eulerjevo energijsko enačbo $Y = u(c_{1u} - c_{2u})$ vstavimo izraza za obodni komponenti absolutne hitrosti, dobimo

$$Y = u(c_1 - (u + \varepsilon (c_1 - u) \cos \beta)) \quad 4.13$$

oziroma

$$Y = u(c_1 - u - \varepsilon (c_1 - u) \cos \beta) = u(c_1 - u)(1 - \varepsilon \cos \beta) \quad 4.14$$

Iz zgornje enačbe izhaja, da ni prenosa energije, kadar gonilnik miruje ($u = 0$) ali ko je obodna hitrost gonilnika enaka hitrosti curka $u = c_1$. Iz navedenega sledi, da bo najvišja energijska razlika dosežena pri neki vmesni vrednosti obodne hitrosti gonilnika. Lokalni ekstrem bomo izračunali z odvajanjem dY/du .

$$\frac{dY}{du} = (c_1 - 2u)(1 - \varepsilon \cos \beta) = 0 \quad 4.15$$

Ker drugi faktor zgornjega produkta ne more biti nič, moramo za dosego lokalnega ekstrema izpolniti pogoj $c_1 = 2u$ oziroma:

$$u = \frac{1}{2} c_1 \quad 4.16$$

Iz izpeljanega izhaja, da mora biti obodna hitrost gonilnika za najvišjo možno energijsko razliko Y_{maks} enaka polovici hitrosti curka na šobi.

$$Y_{maks} = \frac{1}{2} c_1 \left(c_1 - \frac{1}{2} c_1 \right) (1 - \varepsilon \cos \beta) \quad 4.17$$

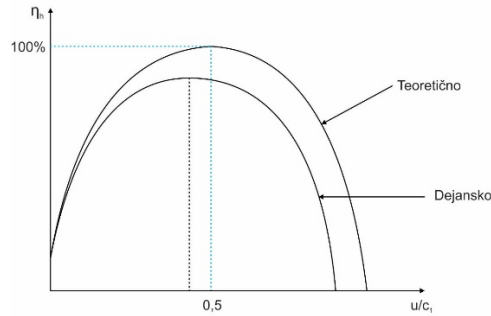
oziroma

$$Y_{maks} = \frac{c_1^2}{4} (1 - \varepsilon \cos \beta) \quad 4.18$$

Če je kinetična energija curka sorazmerna $Y_{kin} \propto c_1^2/2$, potem je najvišji teoretični hidravlični izkoristek Peltonovega rotorja

$$\eta_{h,maks} = \frac{Y_{maks}}{Y_{kin}} = \frac{\frac{c_1^2}{4} (1 - \varepsilon \cos \beta)}{\frac{c_1^2}{2}} = \frac{(1 - \varepsilon \cos \beta)}{2} \quad 4.19$$

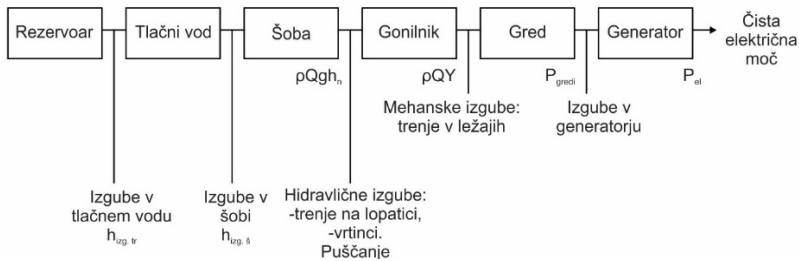
Pri vrednostih $\varepsilon = 1$ in $\beta = 180^\circ$ dosežemo izkoristek $\eta_{h,maks} = 100 \%$. Fizikalno te vrednosti ni mogoče doseči. V praksi sta najvišji možni vrednosti koeficienta iztočne hitrosti $\varepsilon \approx 0,9$ in kota $\beta \approx 165^\circ$, kar pomeni, da so najvišje vrednosti izkoristka $\eta_{h,maks} \approx 93 \%$. Maksimalni izkoristek nastopi pri nekoliko nižji vrednosti razmerja u/c_1 oziroma pri $u \approx 0,45 c_1$, kot je razvidno s slike 4.10.



Slika 4.9: Hidravlični izkoristek Peltonove turbine.

4.1.3.2 Izkoristek Peltonove turbine

Na sliki 4.10 je prikazan potek energijskih pretvorb na hidroelektrarni s Peltonovim gonilnikom od zbirnega rezervoarja do električnega generatorja.



Slika 4.10: Izgube in izkoristki v impulzni (Peltonovi) turbini.

Skladno s sliko lahko za Peltonovo turbino definiramo naslednje izkoristke:

- hidravlični izkoristek

$$\eta_h = \frac{\text{hidravlična moč gonilnika}}{\text{razpoložljiva moč vode}} = \frac{\rho Q Y}{\rho Q g h_n} \quad 4.20$$

- mehanski izkoristek

$$\eta_m = \frac{\text{moč na gredi turbine}}{\text{hidravlična moč gonilnika}} = \frac{P_{gredi}}{\rho Q Y} \quad 4.21$$

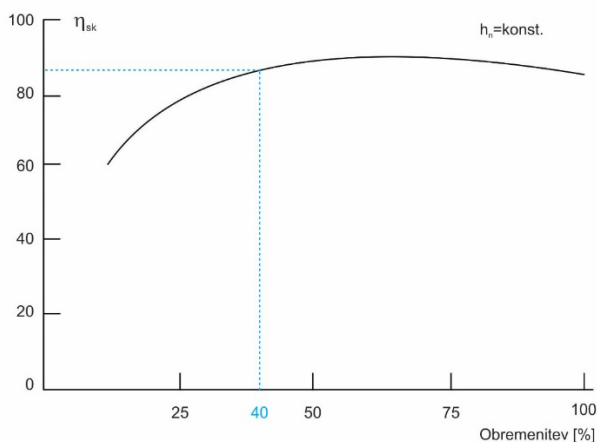
- skupni izkoristek

$$\eta_{sk} = \frac{\text{moč na gredi turbine}}{\text{hidravlična moč vodnega curka}} = \frac{P_{gredi}}{\rho Q g h_n} \quad 4.22$$

Oziroma:

$$\eta_{sk} = \eta_h \eta_m \quad 4.23$$

Na sliki 4.11 je prikazana odvisnost skupnega izkoristka Peltonove turbine od obremenitve pri konstantnem padcu.



Slika 4.11: Odvisnost skupnega izkoristka Peltonove turbine od obremenitve.

Iz diagrama na sliki 4.11 je razvidno, da pri obremenitvah, nižjih od 40 %, izkoristek Peltonove turbine pade, medtem ko je pri višjih pretokih enak oziroma višji od 90 %. Zaradi tega Peltonove turbine uporabljamo v območju nad 40 % nazivne obremenitve.

4.1.3.3 Regulacija Peltonove turbine

Vodne turbine so prek sklopke povezane z električnim generatorjem, ki mora za konstantno frekvenco električne napetosti vedno obratovati pri konstantni vrtilni frekvenci. Zveza med vrtilno frekvenco generatorja n [min^{-1}], frekvenco električne napetosti f [Hz] in številom polov generatorja p je podana v obliki

$$f = \frac{n p}{120} \quad 4.24$$

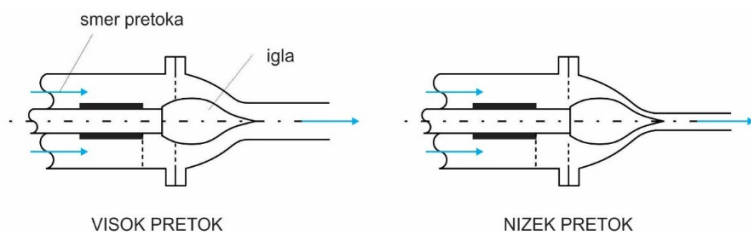
Ker želimo, da turbina obratuje pri optimalnem razmerju u/c_1 , bo pri dani višinski razliki h_n konstantna tudi hitrost curka c_1 . Tako lahko moč Peltonovega kolesa skladno z enačbo

$$P = \rho Q g h_n \quad 4.25$$

reguliramo samo s spremembo volumnskega pretoka Q . Ker velja:

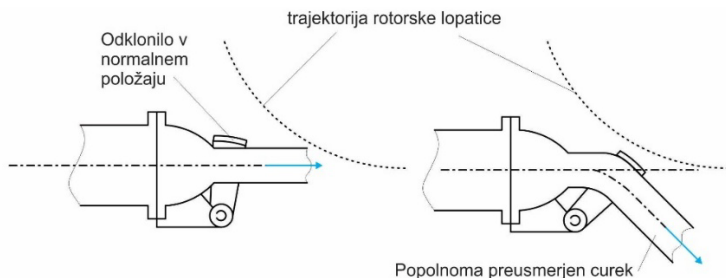
$$Q = \text{pretočni presek šobe} \times \text{hitrost curka} \quad 4.26$$

je sprememba obremenitve in moči Peltonovega kolesa možna samo s spremembo pretočnega preseka šobe oziroma premera curka. Spremembo pretočnega preseka šobe dosežemo s spremembo položaja igle, kot je prikazano na sliki 4.12.



Slika 4.12: Regulacija obremenitve Peltonove turbine s spremembo pretočnega preseka na šobi.

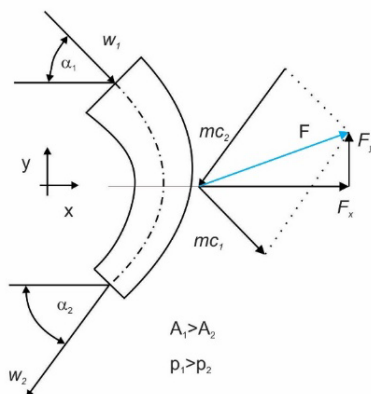
V primeru hitre spremembe obremenitve ali zaustavljanja turbine se uporabi odklonilo oziroma nož, ki curek preusmeri od lopatic in s tem omogoči premik igle na novo pozicijo (slika 4.13).



Slika 4.13: Regulacija obremenitve turbine s pomočjo odklanjanja curka z odklonilom.

4.1.4 Francisova turbina

Hidravlične vodne turbine razvrstimo med impulzne (akcijske) in reakcijske. Pri impulznih turbinah ni spremembe tlaka med lopaticami v rotorskem kanalu (slika 4.4), medtem ko v primeru reakcijskih turbin spremembo tlaka razdelimo na tlačni padec v vodilniku in tlačni padec v rotorskem kolesu oziroma gonilniku (slika 4.14). V primerjavi z impulznimi turbinami obratujejo reakcijske turbine z nižjimi višinskimi padci in višjimi pretoki. Rotor reakcijskih turbin je postavljen v ohišje oziroma spiralni vodilnik in je popolnoma potopljen v kapljevino. Reakcijske turbine lahko najdemo v različnih geometrijskih izvedbah, to je v obliki radialnega, kombiniranega (diagonalnega) in aksialnega rotorja.

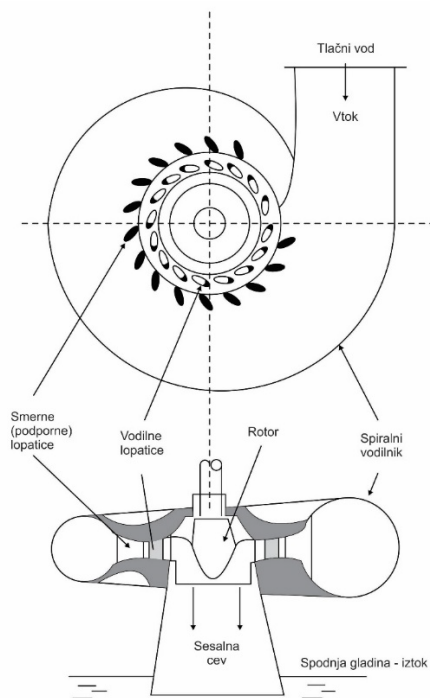


Slika 4.14: Sila na lopatico v reakcijski (nadtlačni) turbini.

Francisova turbina je radialna in diagonalna vodna turbina, ki je ime dobila po ameriškem inženirju Jamesu B. Francisu.

Na sliki 4.15 je prikazan shematski prikaz Francisove turbine. Turbinski sklop je sestavljen iz spiralnega vodilnika, sistema smernih oziroma podpornih in vodilnih lopatic, gonilnika in sesalne cevi. Voda priteka po tlačnem vodu v spiralni vodilnik in skozi fiksirane smerne lopatice proti vodilnim lopaticam, katerih kot je nastavljen. S tem se med obratovanjem turbine nastavlja velikost pretočnega preseka med vodilnimi lopaticami in pretok skozi sistem. Za lopatičnim vodilnikom priteka voda na lopatice gonilnika, in sicer iz večjega radija na manjši radij. Sprememba gibalne količine kapljevine se odraža na navoru na gredi turbine oziroma nanjo povezanega električnega generatorja. Za rotorjem voda odteče na spodnjo gladino skozi sesalno

cev oziroma difuzor. S povečevanjem pretočnega preseka se v difuzorju zniža hitrost toka in poviša statični tlak. Sesalna cev je zelo pomemben sestavni del energetskega postrojenja s Francisovo turbino, saj zagotavlja podtlak za turbino in tako viša energijsko razliko oziroma moč turbine.

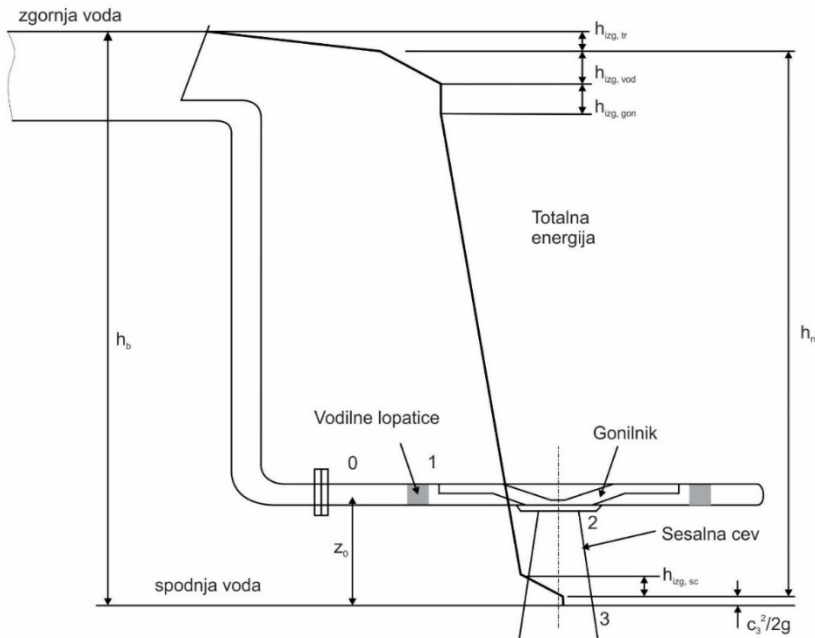


Slika 4.15: Francisova turbina.

4.1.5 Delovanje Francisove turbine

Na sliki 4.16 je prikazana energijska shema postrojenja s Francisovo turbino. Bruto padec oziroma višinska razlika med zgornjim in spodnjim nivojem vode je h_b . Če so $h_{izg,tr}$ hidravlične izgube zaradi trenja v tlačnem vodu in $c_3^2/2g$ iztočne izgube za difuzorjem, je neto višinska razlika oziroma padec, ki je na voljo za energijsko pretvorbo v turbini enak:

$$h_n = h_b - h_{izg,tr} - \left(\frac{c_3^2}{2g} \right) \quad 4.27$$



Slika 4.16: Energijska shema postrojenja s Francisovo turbino.

Neto padec h_n lahko zapišemo tudi kot razliko totalnih energij na vstopu ① in izstopu ③ iz turbinskega sklopa

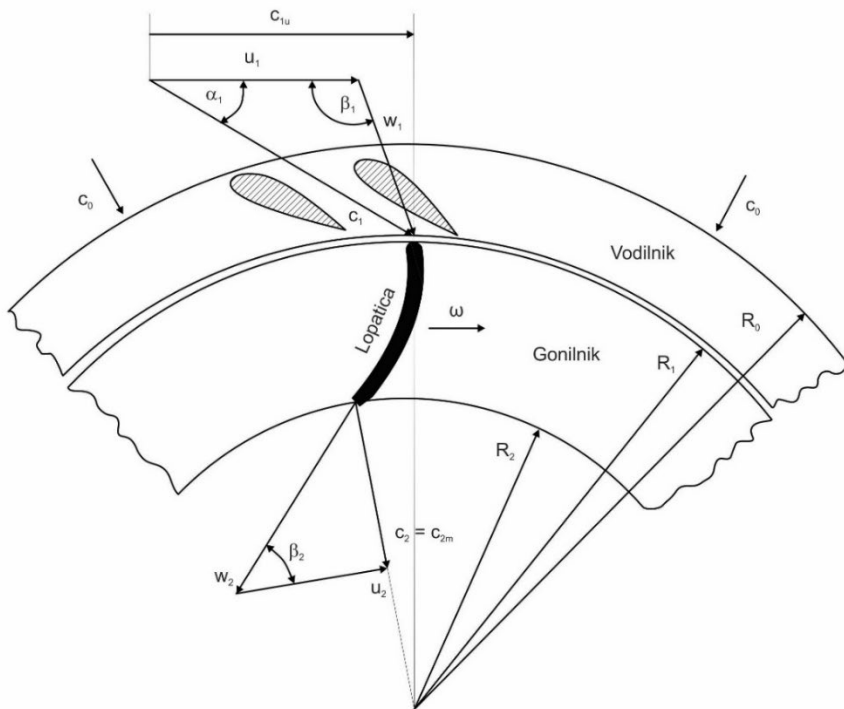
$$h_n = \left(\frac{p_0}{\rho g} + \frac{c_0^2}{2g} + z_0 \right) - \left(\frac{p_3}{\rho g} + \frac{c_3^2}{2g} + z_3 \right) \quad 4.28$$

Ker za absolutni tlak $p_{3,abs}$ velja $p_{3,abs} = p_{atm}$, je vrednost relativnega tlaka $p_3 = 0$. Ob upoštevanju $z_3 = 0$ lahko zgornjo enačbo poenostavimo v

$$h_n = \left(\frac{p_0}{\rho g} + \frac{c_0^2}{2g} + z_0 \right) - \left(\frac{c_3^2}{2g} \right) \quad 4.29$$

kjer je p_0 nadtlak pred vodilnikom.

Na sliki 4.17 sta narisana trikotnika hitrosti na vstopnem ① in izstopnem robu ② lopatice Francisove turbine. Voda priteka iz vodilnika v gonilnik na polmeru R_1 z absolutno hitrostjo c_1 pod kotom α_1 glede na u_1 . Absolutno hitrost c_1 lahko razstavimo na obodno hitrost $u_1 = \omega R_1$ in relativno hitrost w_1 , katere kot je β_1 .



Slika 4.17: Trikotniki hitrosti na lopatici Francisove turbine.

Voda zapušča gonilnik na polmeru R_2 z relativno hitrostjo w_2 pod kotom lopatice β_2 , glede na obodno hitrost $u_2 = \omega R_2$. Vektorska vsota relativne in obodne hitrosti je absolutna hitrost c_2 . Če je obodna komponenta absolutne hitrosti na izstopu $c_{2u} = 0$, potem je specifično delo turbine skladno z Eulerjevo energijsko enačbo enako

$$Y = u_1 c_{1u} \quad 4.30$$

4.1.5.1 Izkoristki v Francisovi turbini

Izkoristki v Francisovi turbini so definirani kot:

$$\eta_h = \frac{\text{hidravlična moč gonilnika}}{\text{razpoložljiva moč vode}} = \frac{\rho Q Y}{\rho Q g h_n} = \frac{u_1 c_{1u}}{g h_n} \quad 4.31$$

- mehanski izkoristek

$$\eta_m = \frac{\text{moč na gredi turbine}}{\text{hidravlična moč gonilnika}} = \frac{P_{gredi}}{\rho Q Y} \quad 4.32$$

- skupni izkoristek

$$\eta_{sk} = \frac{\text{moč na gredi turbine}}{\text{razpoložljiva moč vode}} = \frac{P_{gredi}}{\rho Q g h_n} \quad 4.33$$

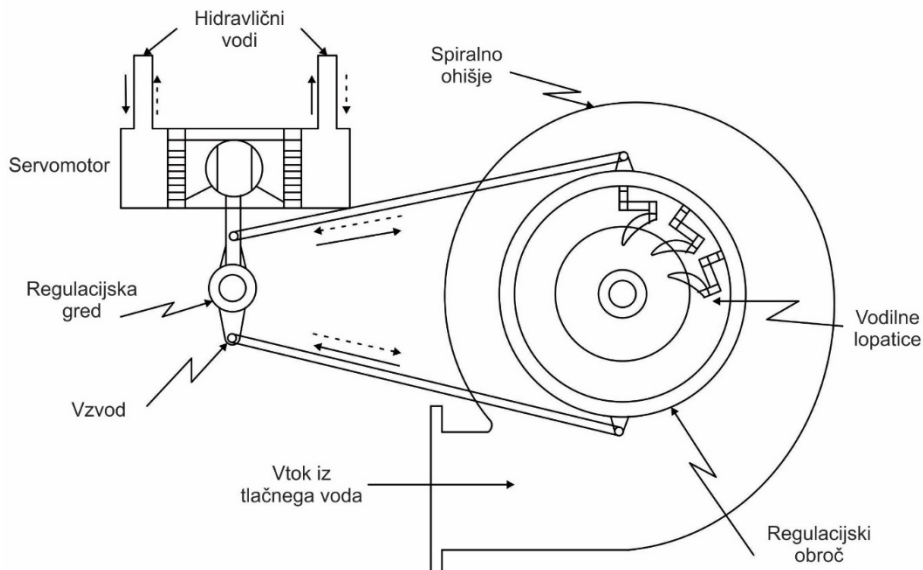
oziroma

$$\eta_{sk} = \eta_h \eta_m \quad 4.34$$

4.1.5.2 Regulacija Francisove turbine

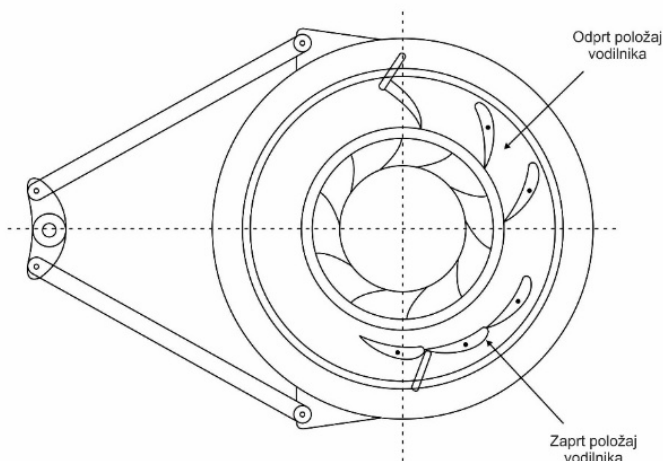
Francisove turbine so prek sklopke največkrat povezane z električnim generatorjem, ki mora za konstantno frekvenco električne napetosti vedno obratovati pri konstantni vrtilni frekvenci. Tudi razpoložljiv padec h_n , s katerim obratuje turbina, se med obratovanjem ne spreminja, zato moramo za prilagajanje moči turbine potrebam omrežja ustrezno spremeniti pretok vode skozi turbino. Zaradi visokih hidravličnih izgub za regulacijo pretoka ne uporabljamo konvencionalnih ventilov, ampak nastavljive vodilne lopatice. Te so med seboj povezane z obročem, s pomočjo katerega lahko hkrati spreminjamo kot α_1 na vseh lopaticah, nameščenih po obodu na izstopu iz spiralnega ohišja. S spremembo kota α_1 se bo skladno s sliko 4.17 spremenila obodna in meridianska komponenta hitrosti ter z njima tudi kot β_1 . Tako bo v primeru delnih obremenitev manjši tudi izkoristek turbine. Poleg vtočnih razmer se z regulacijo spremenijo tudi razmere na iztoku iz turbine, pojavi se obodna komponenta absolutne hitrosti c_{2u} , kar poleg znižanja specifičnega dela turbine lahko v nekaterih režimih povzroči tudi neželen padec tlaka in kavitacijo.

Regulacija oziroma premikanje obroča in s tem nastavljanje kota vodilnih lopatic se izvede s pomočjo servo pogona, kot je razvidno s slike 4.18.



Slika 4.18: Regulacijski mehanizem Francisove turbine.

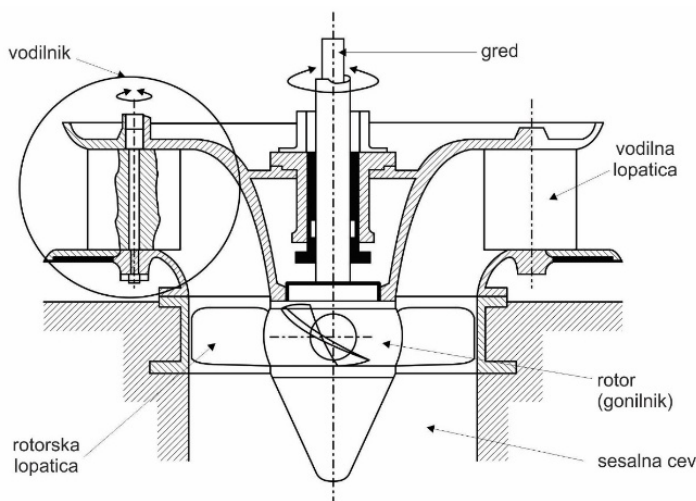
S slike je razvidno, da se mora za znižanje obremenitve Francisove turbine bat na servo motorju premakniti v desno, kar povzroči zasuk regulacijskega obroča in zapiranje lopatic vodilnika. Na sliki 4.19 sta prikazana položaja za popolnoma zaprt in za popolnoma odprt položaj lopatic.



Slika 4.19: Skrajna lega regulacijskega obroča na Francisovi turbini.

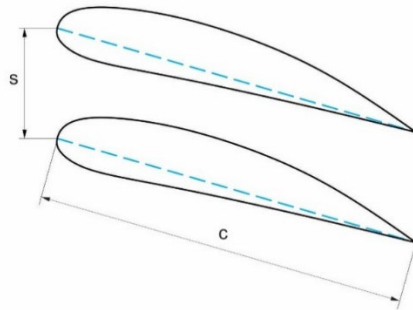
4.1.6 Kaplanova turbina

Kaplanove turbine so reakcijske turbine, skozi katere teče skozi rotorsko kolo tok v smeri rotacijske osi, zato jih imenujemo tudi aksialne turbine (slika 4.20). V prejšnjem poglavju smo ugotovili, da je moč vodne turbine sorazmerna produktu višinske razlike in pretoka. Kaplanove turbine dosegajo v primerjavi s Peltonovimi in Francisovimi najvišje pretoke in najnižje višinske razlike. V primeru Kaplanovih turbin se regulacija izvaja s spreminjanjem kota vodilniških in s spreminjanjem kota gonilniških lopatic, kar imenujemo dvojna regulacija. Zaradi dvojne regulacije lahko dosegajo Kaplanove turbine visoke izkoristke (90–95 %) v širokem razponu obratovalnih pretokov, torej tudi izven preračunske obratovalne točke, za katero je bila turbina dimenzionirana.



Slika 4.20: Kaplanova turbina.

Kaplanova turbina ima gonilnik s 4 do 6 profiliranimi lopaticami, kot je razvidno s slike 4.21. Sistem spiralnega vodilnika in vodilnih lopatic je zelo podoben vodilniškemu sistemu Francisove turbine. Voda priteka skozi vodilniške lopatice v radialni smeri. Kot vodilniških lopatic se lahko zvezno spreminja glede na potrebno moč turbine. Za vodilniškimi lopaticami se tok vode preusmeri za kot 90° v aksialno smer in proti gonilniku. Profili gonilniških lopatic so glede na delitev dolgi, razmerje delitve s z dolžino tetive profila lopatic c gonilnikov znaša $1 < s/c < 1,5$ (slika 4.21).



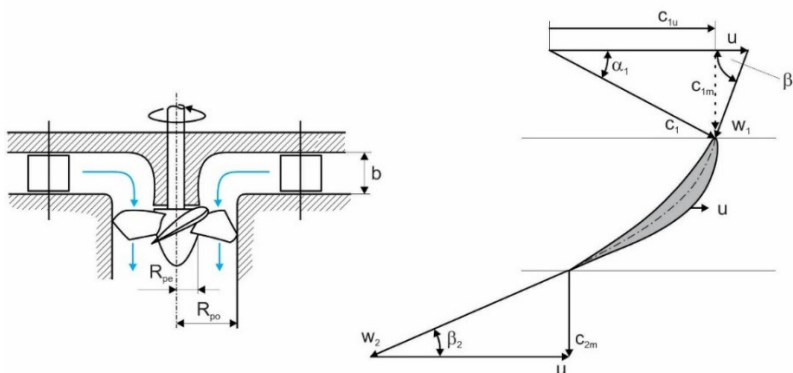
Slika 4.21: Delitev in dolžina tetive lopatice.

4.6.1 Delovanje Kaplanovih turbin

Na sliki 4.22 sta prikazana trikotnika hitrosti na lopatici gonilnika Kaplanove turbine. Zaradi velike razlike med polmerom pesta R_{pe} in polmerom pokrova oziroma cevi R_{po} so trikotniki narisani na srednjem polmeru $(R_{pe} + R_{po})/2$ gonilnika. Aksialna oziroma meridianska komponenta hitrosti c_m je skladno z zakonom ohranitve mase ($\dot{m} = konst.$) konstantna:

$$c_{1m} = c_{2m} = c_m \quad 4.35$$

Trikotnik hitrosti na vstopu v gonilnik dobimo tako, da od absolutne hitrosti c_1 odštejemo obodno hitrost u in tako dobimo relativno hitrost w_1 . Da bi preprečili udarne izgube, mora imeti relativna hitrost w_1 smer tangente na vrh lopatice na vstopu. Kot relativne hitrosti označimo z β_1 .



Slika 4.22: Polmeri Kaplanove turbine in trikotniki hitrosti na srednjem polmeru.

Trikotnik hitrosti na iztoku iz Kaplanovega gonilnika dobimo tako, da k relativni hitrosti w_2 , katere smer je skladna s tangento na izstopni rob lopatice, prištejemo obodno hitrost u . Vsota je absolutna hitrost c_2 . Za doseganje najvišje vrednosti izkoristka mora biti obodna komponenta absolutne hitrosti na iztoku $c_{2u} = 0$. V tem primeru je $c_2 = c_{2m}$.

Eulerjevo energijsko enačbo za optimalne razmere zapišemo v obliki:

$$Y = u c_{1u} \quad 4.36$$

Ker velja:

$$c_{1u} = u - c_m \operatorname{ctg} \beta_1 \quad 4.37$$

Lahko pišemo:

$$Y = u (u - c_m \operatorname{ctg} \beta_1) = u^2 - u c_m \operatorname{ctg} \beta_1 \quad 4.38$$

Specifično delo Y se vzdolž lopatice zaradi aksialnega toka $R = \text{konst.}$ ne spreminja. Skladno s kontinuitetno enačbo

$$Q = \pi (R_{po}^2 - R_{pe}^2) c_m = \frac{\pi}{4} (D_{po}^2 - D_{pe}^2) c_m \quad 4.39$$

Velja tudi $c_m = \text{konst.}$, zato se mora med pestom in vrhom lopatice s povišanjem polmera ustrezno spreminjati tudi vrednost kota $\beta_1 = \beta_1(R)$. Iz navedene relacije sledi ukrivljenost lopatice na vstopnem robu oziroma angl. »Blade twist angle«.

4.1.7 Izkoristki v Kaplanovi turbini

Izkoristki v Kaplanovi turbini so definirani kot:

- hidravlični izkoristek

$$\eta_h = \frac{\text{hidravlična moč gonilnika}}{\text{razpoložljiva moč vode}} = \frac{\rho Q Y}{\rho Q g h_n} = \frac{u_1 c_{1u}}{g h_n} \quad 4.40$$

- mehanski izkoristek

$$\eta_m = \frac{\text{moč na gredi turbine}}{\text{hidravlična moč gonilnika}} = \frac{P_{gredi}}{\rho Q Y} \quad 4.41$$

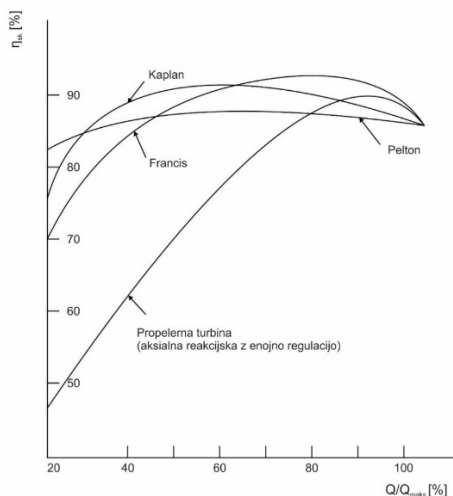
- skupni izkoristek

$$\eta_{sk} = \frac{\text{moč na gredi turbine}}{\text{razpoložljiva moč vode}} = \frac{P_{gredi}}{\rho Q g h_n} = \eta_h \eta_m \quad 4.42$$

4.1.7.1 Propelerna turbina

Propelerna turbina je posebna izvedenka Kaplanove turbine. Geometrijsko je podobna Kaplanovi turbini, vendar ima nepremične gonilniške lopate. Propelerska turbina je zato turbina z enojno regulacijo, saj se obratovalni režimi regulirajo samo s položajem vodilnih lopatic, enako kot pri Francisovi turbini. Zaradi preprostejše zasnove in višje vrtilne frekvence se s propelrnimi turbinami nadomeščajo starejše Francisove turbine, predvsem tiste, ki so nameščene v hidroelektrarnah z nizkimi padci (do 10 m). Višja vrtilna frekvenca omogoča manjši in cenejši generator.

Na sliki 4.23 je prikazana primerjava potekov krivulj skupnega izkoristka η_{sk} za različne vodne turbine v odvisnosti od razmerja pretokov Q/Q_{maks} , kjer je Q_{maks} najvišji pretok, s katerim lahko obratuje posamezna turbina.

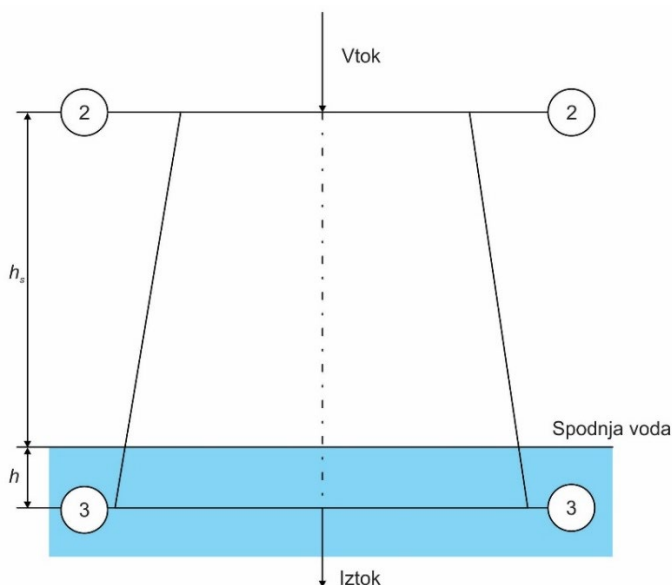


Slika 4.23: Primerjava izkoristkov vodnih turbin.

S slike je razvidno, da je Peltonova turbina najmanj občutljiva na spremembo pretoka oziroma obratovanje izven optimalne točke. Vidimo, da Francisove turbine dosegajo največje izkoristke in da je Kaplanova turbina tista, ki dosega velike izkoristke (več kot 85 %) čez največji del obratovalnega območja.

4.1.8 Sesalna cev

Sesalna cev je nameščena med izstopom iz gonilnika in spodnjo gladino, da med njima zagotovi neprekinjen vodni stolpec. Izvedena je v obliki divergentne cevi oziroma kanala (difuzorja), v katerem narašča statični tlak in pada hitrost toka. Ker je na spodnji vodni gladini atmosferski tlak, bo na globini h na izstopu iz sesalne cevi ③ nadtlak; na izstopu iz turbine (vstopu v sesalno cev) ② pa podtlak oziroma negativni relativni tlak.



Slika 4.24: Sesalna cev.

Popišimo zdaj razmere v sesalni cevi še z Bernoullijevo energijsko enačbo za referenčni ravnini ② in ③, kot je razvidno s slike 4.24

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{c_2^2}{2g} + (h_s + h) = \frac{p_3}{\rho g} + \frac{c_3^2}{2g} + 0 + h_{izg,sc} \quad 4.43$$

kjer so $h_{izg,sc}$ hidravlične izgube v sesalni cevi. Ob upoštevanju izraza

$$\frac{p_3}{\rho g} = \frac{p_{atm}}{\rho g} + h \quad 4.44$$

dobimo za vrednost tlaka v referenčni ravnini ②

$$p_2 = p_{atm} + \frac{\rho}{2}(c_3^2 - c_2^2) - \rho g h_s + \rho g h_{izg,sc} \quad 4.45$$

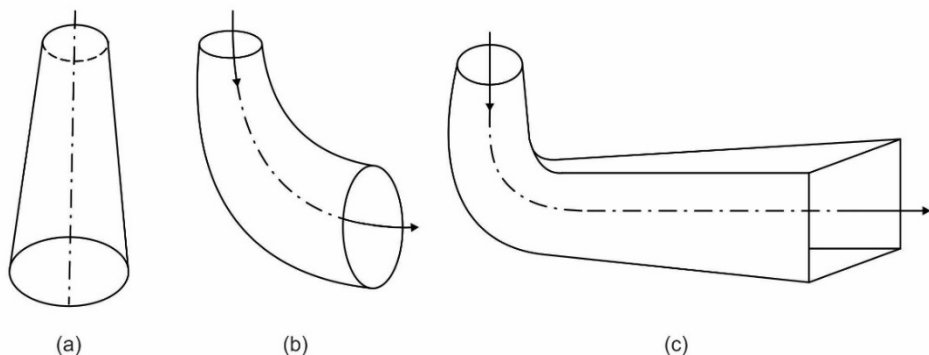
Glede na veljavnost neenačbe $c_3 < c_2$ in ker so hidravlične izgube v sesalni cevi nizke, bo člen $p_2 < p_{atm}$. Izpeljano dokazuje povišanje energijske razlike zaradi vgradnje sesalne cevi. Iz zgoraj izpeljanega sledita dve temeljni nalogi sesalne cevi:

- Reakcijske turbine so zaradi enostavnejšega vzdrževanja nameščene nad spodnjo gladino vode, zaradi česar je del višinske razlike med zgornjo in spodnjo gladino za energetsko izrabo izgubljen. Naloga sesalne cevi je regenerirati čim večji del te energije. Da lahko povišamo energijsko razliko na turbini, je tlak na vstopu v sesalno cev nižji od atmosferskega tlaka (podtlak), kot to izhaja iz enačbe 4.45.
- V primeru vodne turbine predstavlja iztočna kinetična energija izgubljeno energijo. Da je ta izgubljena energija čim nižja, ima sesalna cev konusno obliko, zaradi katere velja $c_2 > c_3$.

V primeru predolge sesalne cevi lahko tlak na izstopu iz turbine oziroma tlak v vstopni referenčni ravnini ② pade pod vrednost uparjalnega tlaka pri temperaturi okolice, kar ima za posledico neželeno uparjanje kapljavine, ki jo imenujemo kavitacija.

Na sliki 4.25 so prikazane najbolj pogoste oblike sesalnih cevi, ki jih na Francisovih turbinah najdemo v praksi, in sicer:

- enostavna sesalna cev (a),
- sesalno koleno (b),
- sesalno koleno s krožnim vtokom in pravokotnim iztokom (c).



Slika 4.25: Oblike sesalnih cevi. [16]

4.1.8.1 Izkoristek sesalne cevi

$$\eta_d = \frac{\text{dejansko pretvorjena kinetična energija v statični tlak}}{\text{teoretično pretvorjena kinetična energija v statični tlak}} = \frac{\Delta W_{k,dej}}{\Delta W_{k,teor}} \quad 4.46$$

Kjer sta

$$\Delta W_{k,teor} = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2}$$

$$\Delta W_{k,dej} = \frac{c_2^2 - c_3^2}{2} - gh_{izg,sc}$$

4.2 Obratovalne karakteristike turbin

Obratovalne karakteristike vodnih turbin podajajo analitično ali grafično zvezo med geometrijskimi (D_1, α_V, φ), energetskimi (Y, P, Q, η, M, n) in kavitacijskimi parametri (σ, h_s) določenega tipa turbine in imajo velik pomen pri:

- načrtovanju in oblikovanju novih turbin,
- načrtovanju hidroelektrarn in
- krmiljenju oziroma regulaciji turbin.

Obratovalne karakteristike turbin se določajo na testiranjih modelnih (pomanjšanih) turbin v akreditiranih laboratorijih in se po teoriji podobnosti preračunavajo na prototipe oziroma turbine naravne velikosti. Načrtovanje in oblikovanje novih

turbin temelji na obstoječih turbinah z znanimi karakteristikami. Z njihovo uporabo se v fazi konstrukcije določajo vsi pomembnejši parametri nove turbine ali hidroelektrarne, kot so: število turbinskih agregatov, premer rotorskega kolesa, obratovalna točka, število vrtljajev, kota postavitve (globina potapljanja sesalne cevi) ... Zanesljive obratovalne karakteristike so nujne tudi za pravilno delovanje že zgrajenih hidroelektrarn, saj je optimalni obratovalni režim odvisen od potrebne moči agregata in pritoka vode na hidroelektrarno.

Obratovalne (energetske in kavitacijske) karakteristike turbin z enojno regulacijo, to je turbin, pri katerih za regulacijo pretoka spreminjamo samo en parameter (Peltonove, Francisove, propelerne ...), lahko zapišemo z naslednjimi funkcijskimi odvisnostmi:

$$\begin{aligned} P &= f_1(D_1, a_0, Q, n) & h &= f_2(D_1, a_0, Q, n) \\ \eta &= f_3(D_1, a_0, Q, n) & \sigma_{kr} &= f_4(D_1, a_0, Q, n) \end{aligned} \quad 4.47$$

kjer predstavlja a_0 položaj elementa za reguliranje obratovalnega režima turbine in se skladno s sliko 4.26 za Francisovo in propelerno turbino lahko zapiše kot

$$\alpha_V = f(a_0) \quad 4.48$$

oziroma za Peltonovo turbino v obliki

$$s_0 = f(a_0) \quad 4.49$$

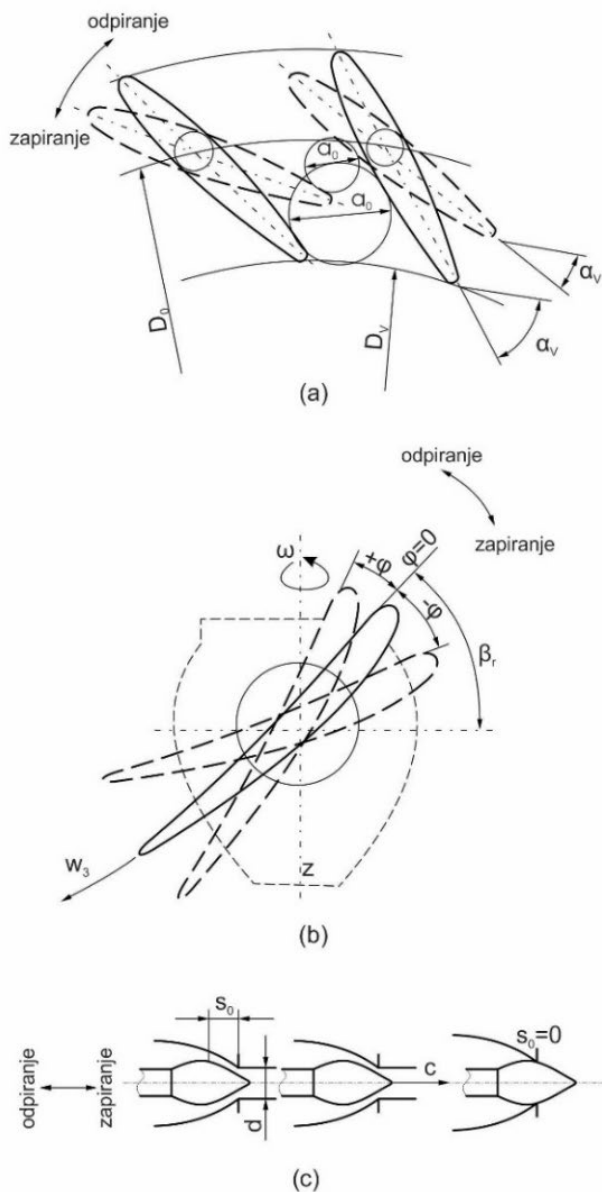
V primeru turbin z dvojno regulacijo se sprememba pretoka doseže s spreminjanjem kota odprtja lopatic vodilnika α_V in zasukom lopatic rotorskega kolesa φ , kar s funkcijskimi odvisnostmi zapišemo kot:

$$\begin{aligned} P &= f_1(D_1, a_0, \varphi, Q, n) & h &= f_2(D_1, a_0, \varphi, Q, n) \\ \eta &= f_3(D_1, a_0, \varphi, Q, n) & \sigma_{kr} &= f_4(D_1, a_0, \varphi, Q, n) \end{aligned} \quad 4.50$$

Pri turbinah z dvojno regulacijo obstaja dodatna odvisnost, in sicer

$$\alpha_V = f_5(\varphi, h) \quad 4.51$$

Zgornja enačba predstavlja kombinatorno zvezo med odprtostjo sistema vodilnih lopatic $\alpha_V = f(a_0)$, kota zasuka lopatic na rotorju φ in neto padca $h = h_n$ pri največjem izkoristku η v obravnavani delovni točki.



Slika 4.26: Določanje položaja regulacijskega elementa za nastavljanje pretoka skozi turbino:
(a) odprtje vodilnika, (b) položaj rotorske lopatice, (c) položaj igle Peltonove turbine.

Položaj lopatic vodilnika se definira s premerom vrisanega kroga a_o med dvema lopaticama ali kotom α_V med tetivo profila lopatice in smerjo obodne hitrosti (tangento na premer vodilnika D_V), kot je razvidno s slike 4.26 a.

Položaj lopatic rotorskega kolesa se označuje s kotom zasuka φ , kjer je začetni položaj $\varphi = 0$ določen s preračunsko točko turbine oziroma računskim kotom β_r , ki je kot med tangento na tlačno stran lopatice in obodno smerjo v preračunski točki. Vrednost $\varphi > 0$, ko se lopatica odpira, oziroma $\varphi < 0$, ko se rotorska lopatica zapira (slika 4.26 b).

V primeru Peltonove turbine se odprtje šobe definira s položajem igle s_0 , kot je razvidno s slike 4.26 c. V položaju, ko igla nasede na ohišje oziroma steno šobe, je $s_0 = 0$.

4.2.1 Regulacija pretoka skozi turbino

Vsaka turbina deluje v nekem energetskega sistemu. Glede na potrebe energetskega sistema mora turbina obratovati z različnimi močmi P , ki se spreminjajo skladno s spodnjim zapisom:

$$P = \rho Q g h_n \eta \quad 4.52$$

Iz zgornje enačbe sledi, da se moč lahko spremeni s spremembo pretoka Q ali neto višinske razlike h_n . Neto višinska razlika je odvisna od kote zgornje in spodnje vode ter v manjši meri od izgub. h_n se med obratovanjem turbine, ko nastopi potreba po spremembi moči, ne da bistveno spremeniti. Tako regulacijo moči turbine izvajamo s spremembo pretoka skozi turbino.

V primeru Peltonovih (akcijskih) turbin je pretok definiran kot produkt hitrosti curka c in pretočnega prereza A , ki je definiran s položajem igle s_0 . Tako lahko zapišemo:

$$Q = c A = \Psi \sqrt{2 g h_n} A = f(s_0, h_n) \quad 4.53$$

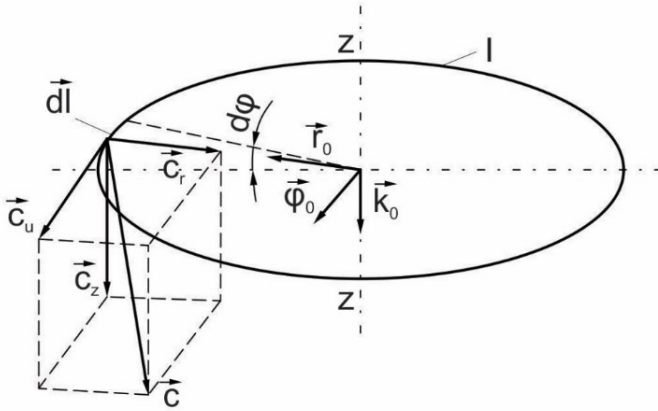
Kjer je Ψ hitrostni koeficient, odvisen od energijskih izgub v šobi. Vidimo, da pretok Peltonove turbine ni odvisen od vrtilne frekvence rotorja niti od oblike lopatic. Ker se h_n pri Peltonovih turbinah ne spreminja veliko, je pretok skozi Peltonovo turbino odvisen pretežno od položaja igle s_0 .

Za primer reakcijskih turbin je odvisnost pretoka od geometrijskih parametrov, vrtilne frekvence in energetskih parametrov nekoliko bolj zapletena. Iz Eulerjeve energijske enačbe 3.25 sledi, da je specifično delo enako:

$$Y = u_1 c_{1u} - u_2 c_{2u} = \omega(r_1 c_{1u} - r_2 c_{2u}) \quad 4.54$$

Kjer smo upoštevali hidravlični izkoristek η_h . Zapišimo zdaj skladno s sliko 4.27 cirkulacijo Γ obodne komponente absolutne hitrosti c_u vzdolž sklenjene krivulje l za primer osnosimetričnega toka:

$$\begin{aligned} \Gamma &= \oint_l \vec{c} \cdot d\vec{l} = \oint_l (c_r \vec{r}_0 + c_u \vec{\varphi}_0 + c_z \vec{k}_0) \cdot \vec{\varphi}_0 dl = \int_0^{2\pi} c_u r d\varphi \\ &= 2\pi r c_u \end{aligned} \quad 4.55$$



Slika 4.27: Cirkulacija obodne komponente absolutne hitrosti.

S kombinacijo zgornjih enačb zdaj lahko za specifično delo izpeljemo:

$$Y = \frac{\omega}{2\pi} (\Gamma_1 - \Gamma_2) \quad 4.56$$

Cirkulacija v točki A (slika 4.28) na iztoku iz vodilnika $\Gamma_A = \pi D_V c_{Au}$ je enaka cirkulaciji na vtoku v rotor Γ_1 :

$$\Gamma_1 = \Gamma_A = \pi D_V c_{Au} = \pi D_V c_{Ar} \operatorname{ctg} \alpha_V \quad 4.57$$

Če za radialno komponento absolutne hitrosti zapišemo $c_{Ar} = Q/A_V = Q/\pi D_V b_V$, dobimo za cirkulacijo na vstopnem robu rotorske lopatice:

$$\Gamma_1 = \frac{Q}{b_V} \operatorname{ctg} \alpha_V \quad 4.58$$

Cirkulacijo na iztočnem robu rotorske lopatice izračunamo kot:

$$\Gamma_2 = \pi D_{2s} c_{2u} \quad 4.59$$

Iz trikotnika hitrosti na iztočnem robu lopatice sledi $c_{2u} = u_2 - w_{2u} = u_2 - c_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2$, za obodno hitrost pa uporabimo zvezo $u_2 = \omega D_{2s}/2$.

Tako lahko zapišemo:

$$\Gamma_2 = \pi D_{2s} \left(\frac{\omega D_{2s}}{2} - \frac{\eta_Q Q}{A_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right) \quad 4.60$$

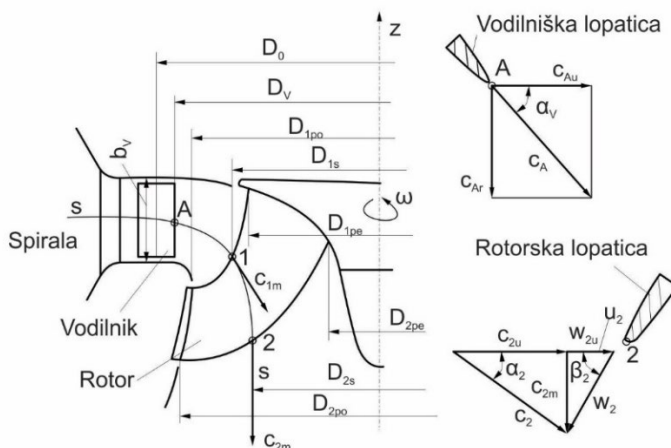
Pri čemer smo za meridiansko komponento hitrosti v točki 2 (slika 4.28) uporabili izraz $c_{2m} = Q_{rotorja}/A_2$ in je dejanski pretok skozi rotor enak $Q_{rotorja} = \eta_Q Q$, kjer je η_Q volumetrični izkoristek.

Če zdaj zapišemo razširjen izraz (4.56) za specifično delo, dobimo

$$Y = \frac{\omega}{2\pi} \left(\frac{Q}{b_V} \operatorname{ctg} \alpha_V - \frac{\pi \omega D_{2s}^2}{2} + \eta_Q Q \frac{\pi D_{2s}}{A_2} \operatorname{ctg} \beta_2 \right) \quad 4.61$$

Iz zgornje enačbe lahko zdaj izrazimo pretok

$$Q = \frac{\frac{2\pi Y}{\omega} + \frac{\pi \omega D_{2s}^2}{2}}{\frac{1}{b_V} \operatorname{ctg} \alpha_V + \eta_Q \frac{\pi D_{2s}}{A_2} \operatorname{ctg} \beta_2} \quad 4.62$$



Slika 4.28: Pretok reakcijske turbine.

Iz zgoraj zapisane enačbe lahko zaključimo, da je pretok Q skozi turbino odvisen od:

- geometrijskih parametrov D_{2s} , b_V , A_2 ,
- kotov α_V in β_2 , ki vplivata na tok v kanalu in druge kote glede na trikotnik hitrosti,
- kotne hitrosti ω ,
- specifičnega dela Y in
- volumetričnega izkoristka η_Q ,

kjer je odvisnost od izkoristka η_Q majhna. Ker v reakcijskih turbinah pretok najpogosteje spreminjamo s spremembo kota rotorskih lopatic β_2 in položajem vodilnika α_V , lahko zvezo 4.62 zapišemo v obliki

$$Q = \frac{C_1}{C_2 \operatorname{ctg} \alpha_V + C_3 \operatorname{ctg} \beta_2} \quad 4.63$$

Tako lahko reakcijsko turbino reguliramo s:

- spreminjanjem kota vodilniških lopatic α_V oziroma odprtja vodilnika a_o pri Francisovih in propelernih turbinah,

- spreminjanjem kota rotorskih lopatic β_2 oziroma kota zasuka lopatic φ ,
- kombinacijo položaja (kota) rotorskih β_2 in vodilniških lopatic α_V pri Kaplanovi turbini.

4.2.2 Vrste obratovalnih karakteristik

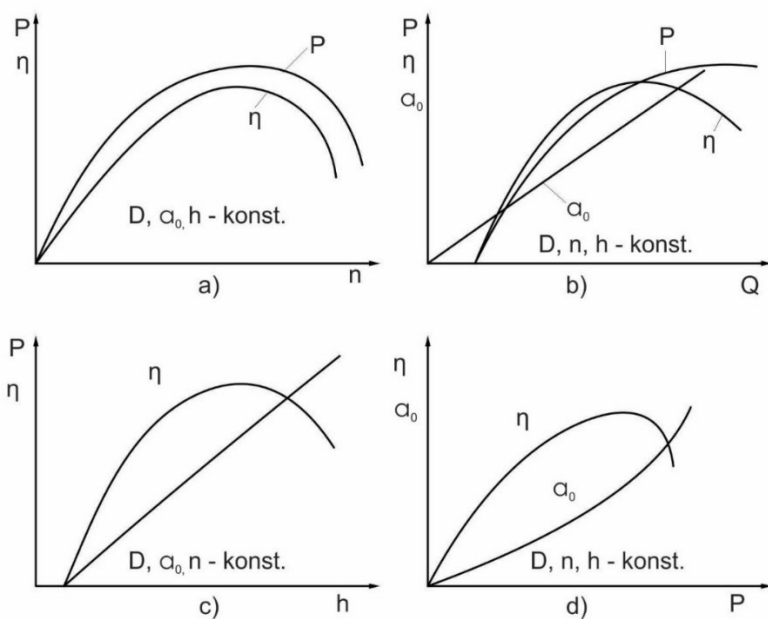
4.2.2.1 Delne obratovalne karakteristike

Splošnih funkcijskih odvisnosti, ki definirajo obratovalne karakteristike turbin z enojno (4.47) in dvojno regulacijo (4.50), grafično zaradi velikega števila neodvisnih spremenljivk ni mogoče prikazati. Lahko pa namesto splošnih funkcijskih odvisnosti zapišemo enostavnejše, pri katerih so posamezne spremenljivke konstantne. Poenostavljene karakteristike, ki prikazujejo funkcijske odvisnosti dveh spremenljivk, medtem ko so druge podane v obliki konstantnih parametrov, imenujemo delne karakteristike. Glede na neodvisno spremenljivko ločimo naslednje delne karakteristike:

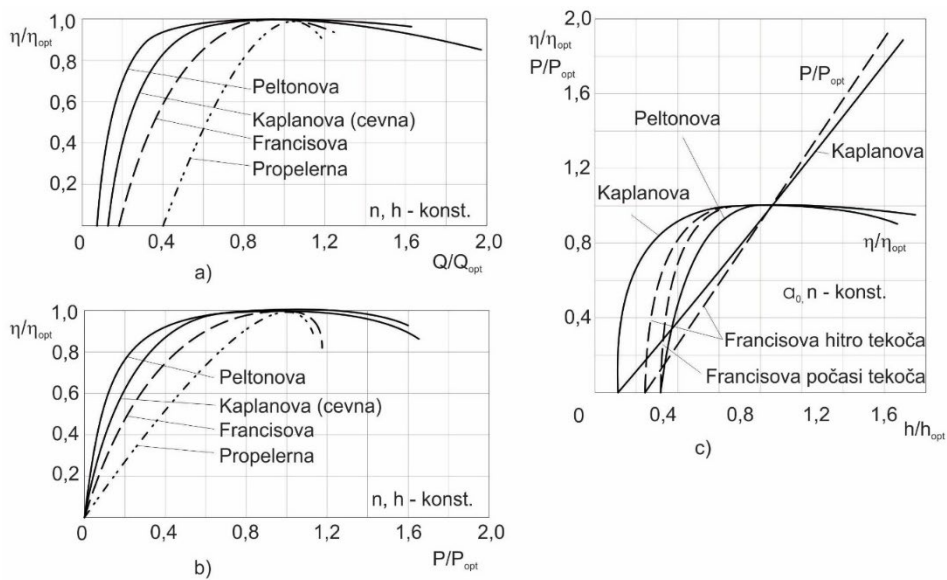
- karakteristike vrtilne frekvence (slika 4.30 a),
- karakteristike pretoka (slika 4.30 b),
- karakteristike višinske razlike (padca) (slika 4.30 c),
- karakteristike moči (slika 4.30 d).

V diagramih, ki prikazujejo delne obratovalne karakteristike turbin, morajo biti navedene tudi spremenljivke oziroma parametri, ki so konstantni. Delne karakteristike se zaradi svoje enostavnosti v praksi uporabljajo zelo pogosto, saj na turbinskem postrojenju v hidroelektrarni nekaterih parametrov ni mogoče spreminjati (D_1, n). Poleg navedenega uporabljamo delne karakteristike pri konstruiranju univerzalnih karakteristik turbin. Na sliki 4.30 so podane brezdimenzijske delne obratovalne karakteristike turbin.

Iz brezdimenzijskih delnih obratovalnih karakteristik turbin je razvidna možnost uporabe posamezne vrste oziroma tipa turbine v območju izven optimalne obratovalne točke. S slike 4.30 je razvidno, da imajo pred drugimi turbinami v tem segmentu prednost Peltonove in turbine z dvojno regulacijo.



Slika 4.29: Delne obratovalne karakteristike turbin.



Slika 4.30: Brezdimenzijske delne obratovalne karakteristike turbin; (a) pretoka, (b) moči, (c) višinske razlike.

4.2.2.2 Univerzalne obratovalne karakteristike

Celovit vpogled v energijske in kavitacijske lastnosti turbin podajajo samo karakteristike, ki zajemajo vse vplivne parametre, definirane z relacijami (4.47) in (4.50). Da bi lahko grafično popisali vse odvisnosti, uporabimo naslednja brezdimenzijska števila:

- Pretočno število

$$\varphi = \frac{Q}{n D_1^3} \propto \frac{c_m}{u} \quad 4.64$$

kjer velja $c_m \propto Q/D^2$ in $u \propto nD$.

- Tlačno število

$$\psi = \frac{g h_n}{n^2 D^2} \propto \frac{g h_n}{u^2} \quad 4.65$$

- Izkoristek

$$\eta = \frac{P_n}{\rho Q g h_n} \quad 4.66$$

- Kavitacijski koeficient

$$\sigma = \frac{NPSH}{h} \quad 4.67$$

$NPSH$ je neto pozitivna sesalna višina in predstavlja razliko med totalno energijo, izraženo z višino Y/g , in višino zaradi parnega tlaka $H_v = p_v / (\rho g)$.

Notranja moč P_n v enačbi 4.66 je definirana kot hidravlična moč $P_h = \rho Q g h_n$, zmanjšana za hidravlične izgube v turbini $Y_{izg,h}$, izgube zaradi trenja med tekočino in zunanjimi stenami rotorja $Y_{izg,tr}$ ter volumetrični izkoristek η_Q

$$P_n = \rho \eta_Q Q (g h_n - Y_{izg,h} - Y_{izg,tr}) \quad 4.68$$

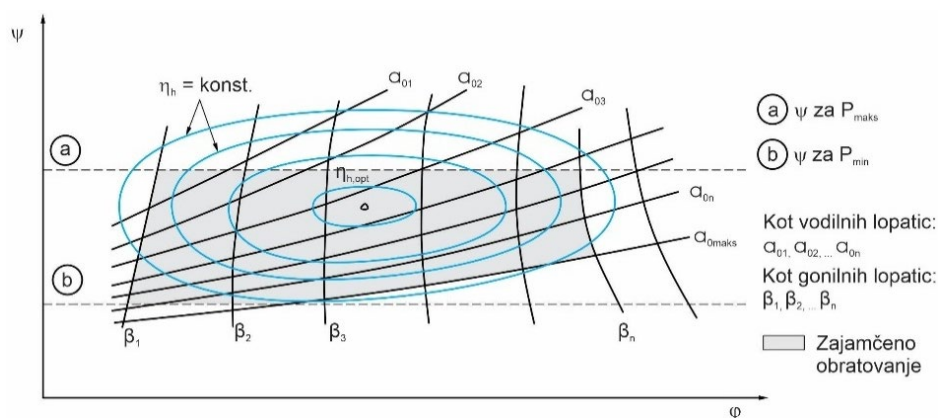
Volumetrični izkoristek je definiran kot razmerje med dejanskim pretokom Q_{dej} skozi rotorske kanale in celotnim pretokom skozi turbino Q :

$$\eta_Q = \frac{Q_{dej}}{Q} \quad 4.69$$

Pri čemer razlika $\Delta Q = Q - Q_{dej}$ predstavlja volumski pretok, ki uhaja skozi rego med cevjo in rotorjem.

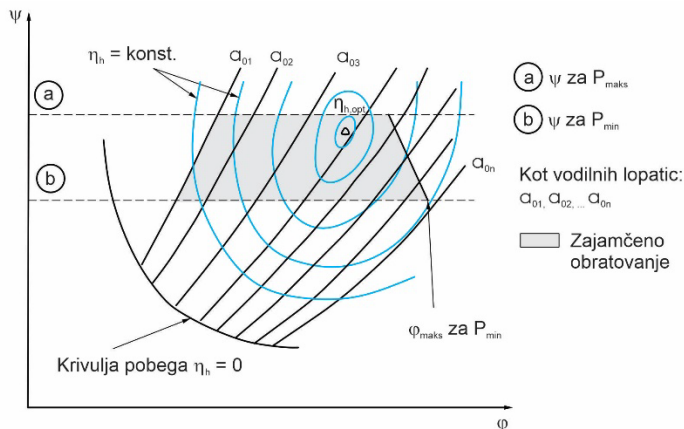
Grafični prikaz medsebojnih odvisnosti φ , ψ , η , σ za turbino imenujemo univerzalna karakteristika. Ime univerzalna izhaja iz dejstva, da je taka karakteristika splošno veljavna za turbino in vse njej geometrijsko podobne turbine. Za univerzalno karakteristiko obstajata še alternativna naziva, in sicer topografski oziroma školjčni diagram.

Slika 4.31 kaže školjčni diagram Kaplanove turbine [11] V školjčnem diagramu so za kombinacijo pretočnih φ in tlačnih števil ψ prikazane krivulje konstantnega odprtega vodilnika α_0 , krivulje kota lopat rotorja β in krivulje konstantnega izkoristka η .



Slika 4.31: Univerzalna obratovalna karakteristika turbine z dvojno regulacijo.

Iz školjčnega diagrama lahko operater v vsakem trenutku glede na razpoložljiv pretok in višinsko razliko izbere optimalno obratovalno točko. Na sliki 4.32 je prikazana univerzalna obratovalna karakteristika turbine z enojno regulacijo, v kateri je označeno področje zajamčenega obratovanja in vrisana krivulja pobega.



Slika 4.32: Univerzalna obratovalna karakteristika turbine z enojno regulacijo.

Področje zajamčenega obratovanja je omejeno s črtama a in b, ki predstavljata najvišje ψ_{maks} oziroma najnižje ψ_{min} vrednosti tlačnih števil za minimalna $\alpha_{0,min}$ odprtja sistema vodilniških lopatic ter maksimalno vrednost pretočnega števila φ v pri dani vrednosti tlačnega števila ψ . Področje zajamčenega obratovanja predstavlja del obratovalnega območja, v katerem proizvajalec zagotavlja nazivne hidravlične karakteristike (moč, izkoristek), odpornost proti kavitacijski eroziji in abraziji, stabilno obratovanje brez vibracij, prekomernega hrupa, uhajanja tekočine ... za povprečno življenjsko dobo, ki ne sme biti krajša od 35 let.

Krivulja pobega je krivulja, po kateri se spremenita tlačno ψ in pretočno φ število turbine pri ničelni obremenitvi, ko pride do izpada generatorja. Tlačno število se pri tem zelo zniža, pretočno pa spremeni po krivulji konstantnega odprtja, v kateri v trenutku izpada generatorja deluje turbina.

4.2.2.2.1 Postopek določanja univerzalnih obratovalnih karakteristik turbine

Univerzalne obratovalne karakteristike modelnih turbin se na podlagi predpisov IEC² določajo eksperimentalno. Predpisi IEC za modelsko preizkušanje (testiranje) turbin zajemajo naslednje vsebine:

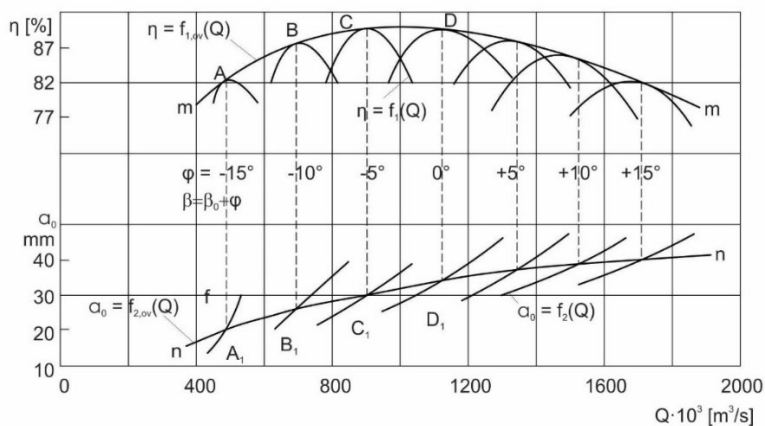
² IEC, International Electrotechnical Commission, <https://iec.ch/homepage>

- splošna priporočila,
- zahtevano terminologijo,
- vsebino in obseg tehniških garancij,
- pogoje za izvedbo preizkušanja,
- postopek izvedbe preizkušanja,
- postopek obdelave rezultatov,
- vsebino in obliko poročil o izvedenem preizkušanju.

Modelske teste lahko izvedemo na odprtih in zaprtih merilnih postrojenjih. Na odprtih postrojenjih izvajamo meritve obratovalnih karakteristik turbin v brez kavitacijskih obratovalnih režimih, medtem ko zaprta merilna postrojenja uporabljamo za meritve obratovalnih in kavitacijskih karakteristik modelnih turbin. Za določanje univerzalnih obratovalnih karakteristik se na merilnih postrojenjih merijo naslednje veličine: odprtje sistema vodilniških lopatic α_0 , kot rotorskih lopatic β , navor na gredi M , pretok Q , neto višinska razlika (padec) h_n ter v primeru kavitacijskih karakteristik še sesalna višina h_s , in tlak nad gladino vode v rezervoarju za turbino.

Postopek meritve obratovalnih karakteristik turbin z dvojno regulacijo je naslednji:

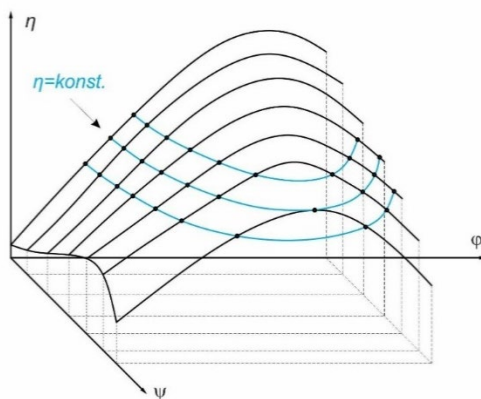
- Z obtočno črpalko nastavimo energijsko razliko h_n .
- Nastavimo kot rotorskih lopatic β in s tem omejimo pretok Q .
- Spreminjamo odprtje vodilniških lopatic α_0 od popolnoma odprtih do popolnoma zaprtih pri $n = n_{gen} = konst$. Tako dobimo ustajene režime, v katerih izmerimo M in Q ter izračunamo izkoristek η .
- Postopek ponovimo za različne vrednosti kota β .
- Najvišje vrednosti izkoristka η_{maks} nam definirajo točke A, B, C ..., ki jih prenesemo v točke A_1 , B_1 , C_1 ..., na krivuljah konstantnega odprtja vodilnika α_0 . Tako dobimo optimalna odprtja vodilnika.
- Povežemo točke A, B, C ... s krivuljo (ovojnico) m-m in točke A_1 , B_1 , C_1 ... s krivuljo n-n. Tako dobimo odvisnosti $\beta = f(Q)$ in $\alpha_0 = f(Q)$, prikazane na sliki 4.34.



Slika 4.33: Delna karakteristika turbine z dvojno regulacijo.

Pri turbinah z enojno regulacijo izvedemo merjenje delnih obratovalnih karakteristik samo za en kot rotorskih lopatic β . Meritev karakteristik za Peltonove turbine se izvaja po postopku, ki je enak postopku meritev za turbine z enojno regulacijo, pri čemer mora merilno postrojenje omogočati izvedbo meritev karakteristik pri znatno povišanih višinskih razlikah.

Školjčni diagram turbine z dvojno regulacijo dobimo iz 3D diagrama delnih karakteristik (slika 4.34), v katerih linije konstantnega izkoristka $\eta = konst.$ preslikamo v ravnino $\varphi - \psi$.



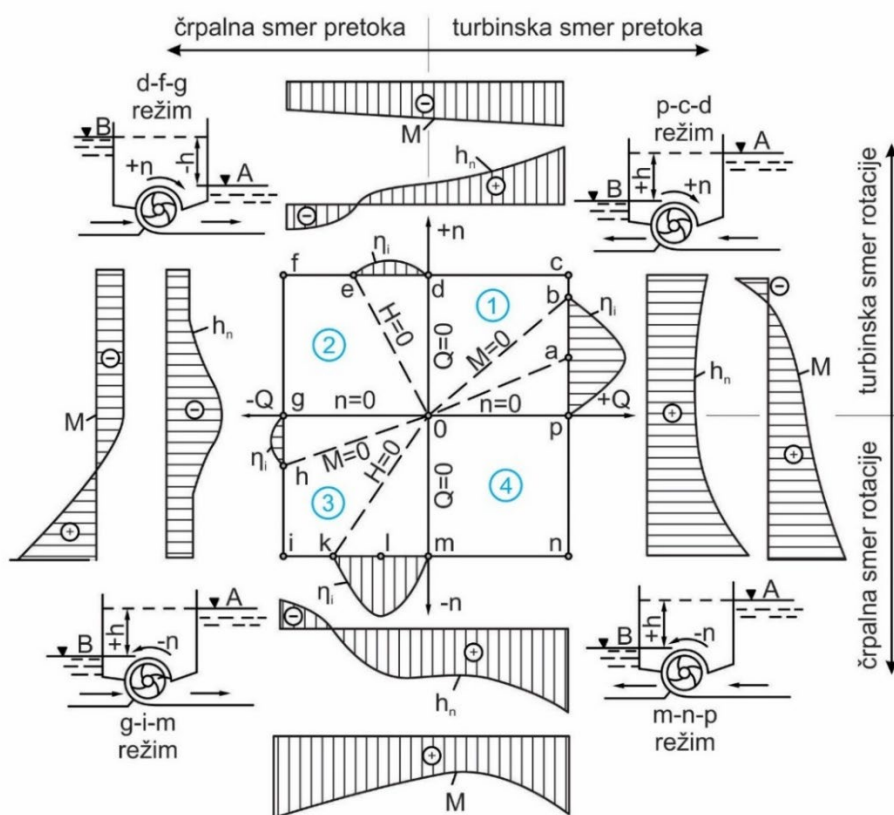
Slika 4.34: 3D diagram delnih karakteristik.

4.2.2.3 Krožne obratovalne karakteristike

V prehodnih obratovalnih režimih (zagon agregatov, višanje ali nižanje obratovalne moči, pobeg ...) turbine in črpalne (reverzibilne) turbine obratujejo v režimih (turbinski, zavorni, črpalni), ki niso razvidni iz predstavljenih univerzalnih obratovalnih karakteristik. Da prikažemo lastnosti turbin in črpalnih turbin v vseh možnih obratovalnih režimih, je najprimerneje narisati krožno obratovalno karakteristiko, kot je za primer Francisove turbine prikazana na sliki 4.35. Krožne obratovalne karakteristike se narišejo za konstantna odprtja sistema vodilniških lopatic in konstanten kot rotorskih lopatic. V karakteristiko se vpišejo spremembe izkoristka η , navora na gredi M in neto višinske razlike h_n . Obravnavali bomo koordinatni sistem $Q - n$, v katerem ležijo režimi podobnega obratovanja na daljicah $n = kQ$, znotraj stranic pravokotnika, omejenega z daljicami $Q = konst.$, $n = konst.$ in $-Q = konst.$ ter $-n = konst.$

Turbinski obratovalni režim je prikazan v kvadrantu ① med točkama p in b , kjer velja $Q > 0$ in $n > 0$. V točki p rotor miruje ($n = 0$), navor na gredi pa je najvišji. Notranja moč rotorskega kolesa $P_n = M\omega$ in izkoristek η sta enaka nič. Pri povišanju vrtilne frekvence $n > 0$ izkoristek in notranja moč rotorja P_n pri konstantni hidravlični moči $P_h = \rho ghQ$ narasteta. V točki a dosežemo maksimalno vrednost izkoristka. Podobni obratovalni režimi, v katerih turbina dosega maksimalni izkoristek, ležijo na daljici $0 - a$. Če vrtilno frekvenco iz točke a še povišujemo, se izkoristek zniža na vrednost 0 v točki b , ki predstavlja režim pobega turbine. Na daljici $0 - b$ ležijo podobni ubežni obratovalni režimi, ko je $M = 0$. Nadaljnje povišanje vrtilne frekvence na odseku $b - c$ je možno le, če uporabimo pogonski elektromotor. V tem primeru sta moč rotorja in navor na gredi negativna, turbina pa obratuje v zavornem obratovalnem režimu. Na odseku $c - d$ se pretok v zavornem režimu $M < 0$ niža zaradi zmanjševanja višinske razlike. Levo od točke d začne pretok tekočine teči v obratni smeri $Q < 0$, rotor pa se še vedno vrti v turbinski smeri $n > 0$. Ta režim je obratni črpalni režim, saj voda teče nazaj v rezervoar A, rotor pa se vrti v turbinski smeri. Zaradi obratnega režima je izkoristek zelo majhen. V točki e je višinska razlika enaka $h_n = 0$. Med točkama e in f je $h_n < 0$ in agregat spet deluje v zavornem režimu. Zavorni režim poteka tudi v območju $f - g$. Vrtilna frekvenca se v tem režimu niža, h_n pa raste do maksimalne vrednosti v g .

V točki g se smer rotacije zamenja in agregat preide v obratni turbinski obratovalni režim, v katerem tekočina teče v obratni turbinski smeri, to je od sesalne cevi proti spiralnemu vodilniku, vrti pa se v črpalni smeri. Zaradi obratnega pretoka je tudi tukaj izkoristek zelo majhen. Daljica $0 - h$ predstavlja režime pobega v obratnem turbinskem režimu, ko je $M = 0$. V območju $h - i$ narašča vrtilna frekvenca v črpalni (negativni) smeri, navor $M > 0$, režim pa je spet zavorni. Tak režim se ohrani tudi na delu $i - k$. Pri tem je $n = konst.$, pretok pada, padec pa se bliža vrednosti 0. V točki k je $h_n = 0$. $k - l - m$ predstavlja črpalni obratovalni režim. V točki k doseže črpalna maksimalni pretok, v l pa maksimalni izkoristek. V točki m se spremeni smer pretoka, navor in padec rasteta do točke n , moč je negativna. Agregat na $m - n - p$ deluje v zavornem režimu. V režimu $n - p$ se vrtilna frekvenca nižja do vrednosti 0, navor in padec sta negativna.



Slika 4.35: Krožna karakteristika reakcijske (nadtlačne) turbine.

Iz diagrama na sliki 4.35 je razvidno, da turbina lahko obratuje v osmih obratovalnih režimih, in sicer:

- turbinski režim $p - b$,
- obratni turbinski režim $g - h$,
- črpalni režim $k - m$,
- obratni črpalni režim $d - e$,
- zavorni režimi $b - c - d$, $e - f - g$, $h - i - k$ in $m - n - p$.

Obratovalne režime lahko glede na hidravlično moč $P_h = \rho ghQ$, notranjo moč $P_n = M\omega$ in vrtilno frekvenco n definiramo tudi kot:

- turbinski režim $P_h > 0, P_n > 0$:
 - normalni $n > 0$,
 - obratni $n < 0$,
- črpalni režim $P_h < 0, P_n < 0$:
 - normalni $n < 0$,
 - obratni $n > 0$,
- zavorni režimi $P_h > 0, P_n < 0, n \begin{smallmatrix} < \\ > \end{smallmatrix} 0$

Skladno z zgoraj navedenimi definicijami sta izkoristek turbine $\eta = P_n/P_h$ in izkoristek črpalke $\eta = P_h/P_n$ vedno pozitivni veličini. V zavornih režimih je izkoristek enak nič, ker se energija dovaja, koristnega dela pa ni.

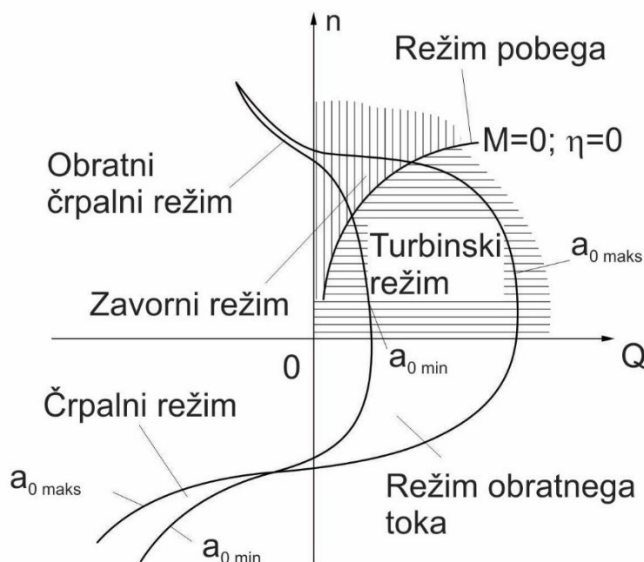
Vsi obratovalni režimi turbin ležijo v kvadrantu ①. Režimi reverzibilnih postrojenj (črpalnih turbin) ležijo v kvadrantih ①, ② in ③. Režimi črpalke ležijo v kvadrantu ③.

4.2.2.4 Univerzalne karakteristike v štirih kvadrantih

Dobra lastnost krožnih obratovalnih karakteristik je kakovosten prikaz vseh možnih obratovalnih režimov črpalne turbine. Pri tem je prva omejitev konstantno odprte sistema vodilniških lopatic in konstanten kot rotorskih lopatic, druga omejitev pa je kvantitativna obravnava obratovalnega režima. Ta je možna samo z dodatnimi črtami, pravokotnimi na stranice pravokotnika, omejenega z daljicami $Q = konst.$,

$n = konst.$ in $-Q = konst.$ ter $-n = konst.$, ki potekajo od vsakokratne obratovalne točke do diagramov izkoristka η , navora na gredi M in neto višinske razlike h_n .

Enostavnejšo kvantitativno predstavitev obratovalnih karakteristik dosežemo z univerzalno karakteristiko črpalne turbine v štirih kvadrantih, kot je za primer Francisovega rotorja razvidno s slike 4.36.



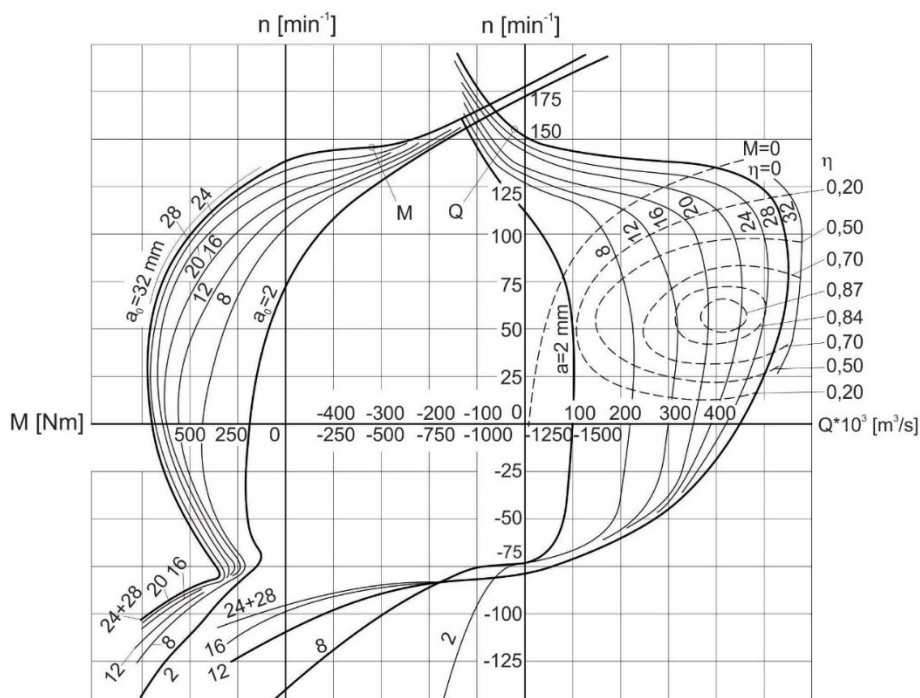
Slika 4.36: Univerzalna obratovalna karakteristika Francisove črpalne turbine v štirih kvadrantih.

Normalna obratovalna režima črpalke in turbine sta v prvem in tretjem kvadrantu. Preostali prikazani obratovalni režimi se pojavljajo v prehodnih režimih. V turbinskem obratovalnem režimu se pretok viša s povečevanjem odprtja sistema vodilniških lopatic od $a_{0,min}$ do $a_{0,maks}$. V tretjem kvadrantu, v črpalnem obratovalnem režimu, je pretok manj odvisen od odprtja vodilnika. Sicer so obratovalni režimi prikazani z naslednjimi vrednostmi spremenljivk:

- Turbinski režim: $n_{po} > n > 0, Q > 0$;
- Režim pobega: $n = n_{po}, M = 0, \eta = 0$;

- Črpalni režim: $n < 0, Q < 0$;
- Zavorni režim: $n > n_{po}, Q > 0$;
- Obratni črpalni režim: $n > n_{po}, Q < 0$;
- Režim obratnega toka: $n < 0, Q > 0$.

Na sliki 4.37 je prikazana razširjena obratovalna karakteristika Francisove črpalne turbine v štirih kvadrantih. Na levi strani diagrama je prikazana sprememba navora na gredi v odvisnosti od režima obratovanja črpalne turbine. Pri tem so presečišča krivulj navora z ordinato točke pobega, ki so v prvem kvadrantu označene s črtkano krivuljo pobega $M = 0$.



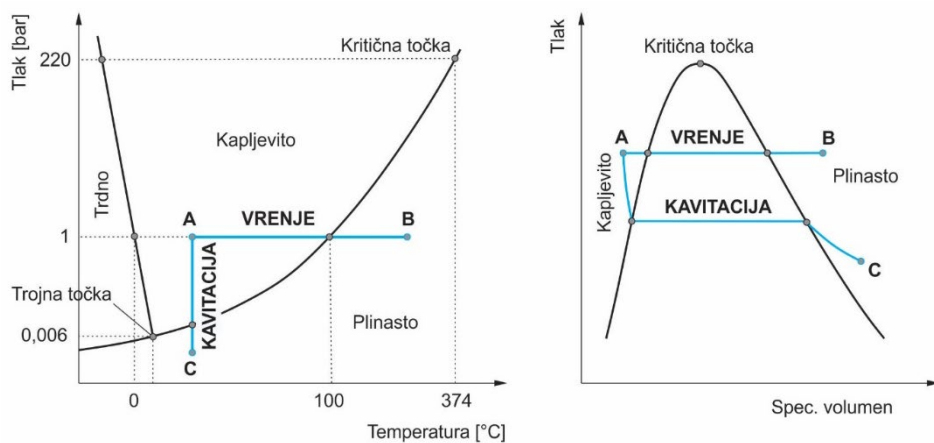
Slika 4.37: Razširjena univerzalna obratovalna karakteristika črpalne turbine v štirih kvadrantih.

Univerzalne obratovalne karakteristike črpalne turbine v štirih kvadrantih lahko pretvorimo v brezdimenzijsko obliko in jih take uporabljamo za primerjavo karakteristik med modeli in prototipi turbin. V brezdimenzijskem prikazu tako

narišemo diagram $n/n_{opt} = f(Q/Q_{opt})$, v katerega vrisujemo spremenljivke h/h_{opt} in η/η_{opt} , kjer se indeks opt nanaša na preračunsko oziroma optimalno obratovalno točko turbine.

5 Kavitacija

Kavitacija je sprememba agregatnega stanja tekočine iz kapljevitega v plinasto in nazaj. Pojav kavitacije je podoben vrenju, le da nastopa fazna sprememba pri kavitaciji zaradi padca tlaka pri konstantni temperaturi, medtem ko je vrenje pojav spremembe agregatnega stanja pri povišanju temperature in konstantnem tlaku. V hidravličnih turbinskih strojih je kavitacija nezaželena in predstavlja spremembo agregatnega stanja iz kapljevitega v plinasto in nazaj.



Slika 5.1: Kavitacija v diagramu $p=f(t)$ in $p=f(v)$

Na sliki 5.1 je v diagramih $p = f(T)$ in $p = f(v)$ podana razlika med procesoma vrenja in kavitacije. Začetno stanje kapljevine je podano s točko A. Sprememba agregatnega stanja zaradi kavitacije je definirana z izotermo A–C, medtem ko poteka vrenje po izobari A–B. Pod pojem kavitacije uvrščamo tudi prehod parne faze nazaj v kapljevito, med fazo implozije, ki nastopi zaradi lokalnega povišanja tlaka na začetno vrednost. Pri tem se parni mehurček oziroma oblak sesede sam vase, nastali prazen prostor pa zapolni okoliška kapljevina. Tlačni val, ki nastane med implozijo, se širi skozi kapljevino in lahko poškoduje bližnjo trdno površino (lopatico, pesto, ohišje ...) hidravličnega stroja. Intenzivnost tlačnega vala, nastalega pri imploziji, je odvisna predvsem od tlačnega gradienta.

Glede na način nastanka ločimo hidrodinamično kavitacijo, akustično kavitacijo, optično kavitacijo in kavitacijo delcev. Najpogostejša tipa kavitacije sta hidrodinamična in akustična. Hidrodinamična kavitacija, ki nastopa v hidravličnih turbinskih strojih, je posledica lokalnega znižanja tlaka kapljevine pod uparjalni tlak zaradi povišanja hitrosti toka. Dinamika hidrodinamične kavitacije je odvisna od karakteristike toka in geometrije tokovnega primera. Akustična kavitacija nastane zaradi razširjanja longitudinalnih zvočnih valov skozi kapljevino. Ti v kapljevini povzročajo zgoščine in razredčine. Ko tlak v razredčinah pade pod vrednost uparjalnega tlaka, se pojavi plinasta faza. Pri optični kavitaciji pride do uparjanja zaradi kratkega, fokusiranega in visokoenergijskega laserskega žarka, medtem ko pri kavitaciji delcev pride do absorpcije energije elementarnih delcev (npr. protonov) v kapljevini, kar povzroči nastanek plinskega/parnega mehurčka.

Kavitacijske parametre lahko popišemo s kavitacijskim koeficientom σ , ki predstavlja modificirano obliko Eulerjevega števila in ga v literaturi imenujemo Thomajevo³ število. Definirano je kot:

$$\sigma = \frac{p_0 - p_v}{\frac{\rho c_0^2}{2}} \quad 5.1$$

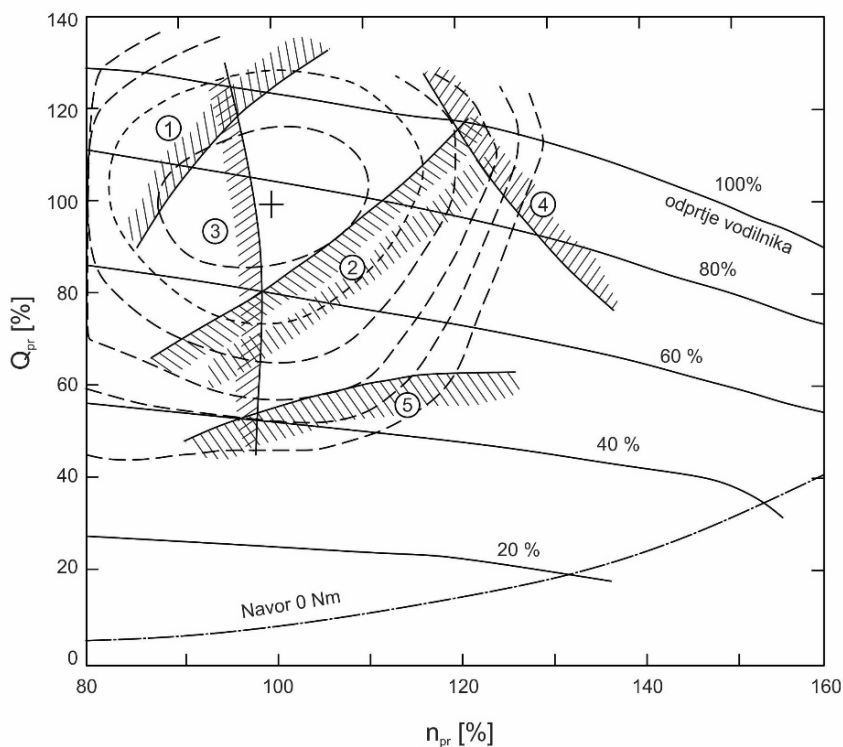
kjer sta p_0 in c_0 vrednosti tlaka in hitrosti v referenčni točki, p_v pa uparjalni tlak. Nižanje vrednosti kavitacijskega števila pomeni večjo verjetnost pojava kavitacije oziroma njeno večjo intenzivnost. Vrednost kavitacijskega koeficienta, pri katerem

³ Dieter Thoma, nemški inženir, konstruktor vodnih turbin in hidrodinamik, 1881–1942.

se kavitacija pojavi, označimo s σ_i in je za različne turbine (tokovne primere) različna.

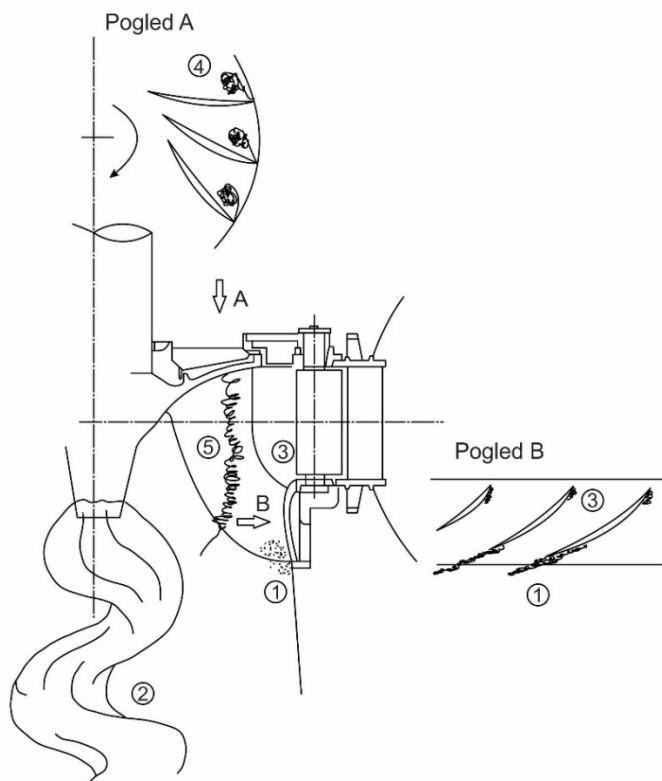
5.1 Kavitacija v Francisovi turbini

Francisova turbina je oblikovana za obratovanje v določeni, tako imenovani preračunski obratovalni točki, ki zajema določeno višinsko (energijsko) razliko, moč in vrtilno frekvenco turbine. Celotna tokovna pot skozi vodilnik, rotorsko kolo in sesalno cev je oblikovana tako, da je v preračunski obratovalni točki izkoristek energijske pretvorbe največji. Rotor Francisove turbine nima nastavljivih lopatic, s katerimi bi lahko izboljšali karakteristiko pri obratovanju izven preračunske točke, kot to lahko naredimo v primeru Kaplanove turbine. Zaradi tega se pri obratovanju izven preračunske točke v Francisovi turbini kavitacija lahko pojavi v različnih režimih. Na sliki 5.2 so ti režimi prikazani v diagramu.



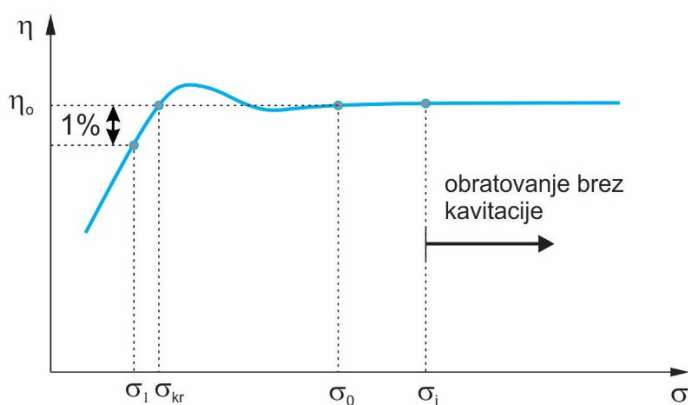
Slika 5.2: Izvenoptimalni obratovalni režimi Francisove turbine in pripadajoči kavitacijski režimi.

Obratovalno območje, ki je v diagramu na sliki 5.2 prikazano z ①, je območje preobremenitve, ko se kavitacija pojavi na iztočnem robu rotorskih lopatic, kot je razvidno s slike 5.3. Če kavitacijski koeficient σ v obratovalnem režimu ① nižamo, začne v trenutku, ko je kavitacijski oblak velik za približno polovico koraka lopatice, izkoristek naglo padati. Vrednost kavitacijskega koeficienta, pri kateri se to pojavi, imenujemo kritični kavitacijski koeficient σ_{kr} . Če vrednost koeficienta σ nižamo pod vrednost σ_{kr} , se velikost kavitacijskega območja naglo povečuje. Pri padcu izkoristka za 2–3 % se lahko kavitacijsko območje razteza čez celotni iztočni presek rotorja. Tak režim je povezan z intenzivnim kavitacijskim hrupom. Če se kavitacija pojavi na iztočnem robu lopatic ①, mehurčki pa implodirajo nižje v toku, kavitacijske erozije ne bo. Če mehurčki implodirajo pred iztočnim robom, pa se lahko pojavijo intenzivne poškodbe lopatic turbine. Vrednost σ_{kr} v splošnem narašča s povečanjem obremenitve turbine.



Slika 5.3: Značilna pojavna mesta kavitacije v Francisovi turbini.

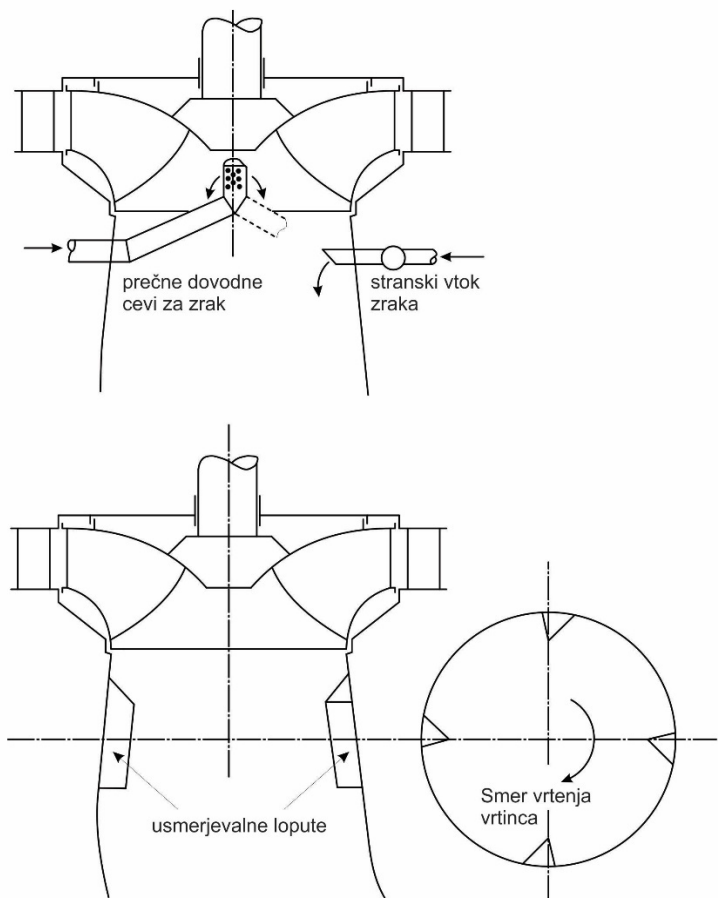
Predpisi IEC poleg kritične vrednosti kavitacijskega števila definirajo še minimalno vrednost kavitacijskega števila σ_0 , pod katero nastopijo spremembe izkoristka turbine zaradi prisotnosti kavitacije (slika 5.4) in σ_1 , ki predstavlja vrednost kavitacijskega koeficienta, ko izkoristek pade za 1 % glede na vrednost izkoristka η_0 pri σ_0 .



Slika 5.4: Karakteristične vrednosti kavitacijskega koeficienta po IEC.

Pri delni obremenitvi turbine, v območju pretokov nižjih od preračunskega, se v obratovalnem režimu ② (slika 5.2) v sesalni cevi turbine pojavi kavitacijski vrtnec, kot je razvidno s slike 5.3. Kavitacijski vrtnec je posledica zaostale obodne komponente absolutne hitrosti c_{2u} na iztoku iz turbine. Kavitacijski vrtnec je vijajčne oblike in ima vrtilno frekvenco, ki znaša 25–35 % vrtilne frekvence rotorja. Ta kavitacijski obratovalni režim ne povzroča erozije, temveč velike nizkofrekvenčne tlačne pulzacije in fluktuacijo moči turbine. V območju 50–60 % polne moči turbine kavitacijski vrtnec lahko povzroči pokajoči hrup v sesalni cevi ali močne vibracije turbine in strojnice. Da bi se izognili tem neželenim posledicam, se v praksi uporabljata dve metodi, in sicer:

- dodajanje zraka skozi prečne dovodne cevi ali stranske vtoke v zgornjem delu sesalne cevi (slika 5.5 a);
- namestitev usmerjevalnih loput v zgornjem delu sesalne cevi (slika 5.5 b).



Slika 5.5: Metode za preprečevanje vibracij v sesalni cevi Francisove turbine.

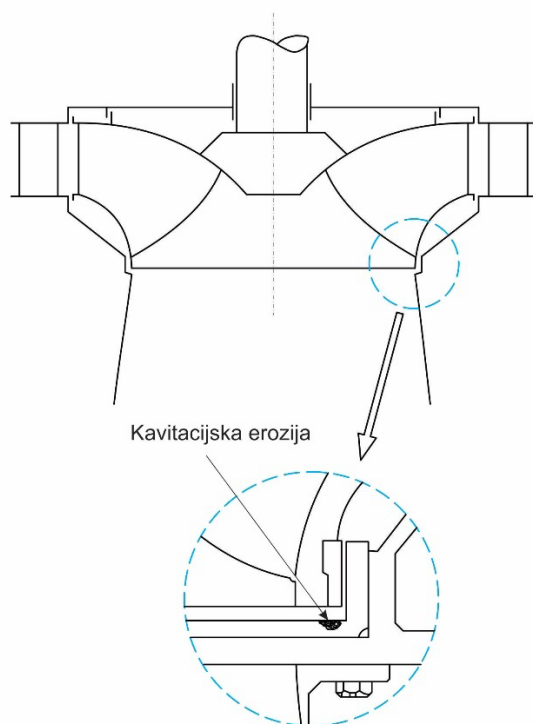
V obratovalnem režimu ③ (slika 5.2), ki je posledica obratovanja z velikimi energijskimi (višinskimi) razlikami, se kavitacijske strukture pojavijo lokalno, na sesalni strani lopatice blizu vstopnega roba ob pokrovni steni. Kavitacijske strukture, ki nastanejo v tem režimu, so majhne in povzročajo intenzivno kavitacijsko erozijo na lopatici. Da bi preprečili ta tip kavitacije, je treba že v fazi razvoja pravilno omejiti obratovalno območje modela turbine v testnem laboratoriju. Na pojav in znižanje intenzivnosti kavitacije v tem obratovalnem režimu lahko vplivamo z ustreznim geometrijskim profilom lopatice, z optimiranjem kota med sesalno stranjo lopatice in pestno steno ter z optimiranjem razdalje med vodilniškimi lopaticami in vstopom v rotorski kanal.

Pri delni obremenitvi turbine, v območju pretokov, nižjih od preračunskega, se v obratovalnem režimu ④ pojavi odlepljanje toka na vstopnem robu rotorskih lopatic. Zgornji del kavitacijskega vrtnca, ki nastane pri tem, lahko samo izjemoma povzroči rahle poškodbe na pestu rotorja, medtem ko se spodnji del (vrh) vrtnca praviloma niti ne dotakne pokrovne stene. To kavitacijsko strukturo pogosto imenujemo medlopatični kavitacijski vrtinec.

V obratovalnem režimu ⑤ se zaradi obratovanja z ekstremno nizkimi pretoki ($Q < 0,7 \cdot Q_{pr}$) ustvarijo kavitacijske vrtnčne strukture, ki so posledica negativnih vpadnih kotov in povzročajo močne vibracije.

Poleg naštetih kavitacijskih režimov oziroma erozijskih pojavnih mest se lahko pojavi še kakšno dodatno. Eno takih je na nosilnem obroču, pod rego tesnila rotorja, kot je razvidno s slike 5.6. Kavitacijska erozija na tem mestu je največkrat zanemarljiva, vendar se poveča, če se poveča velikost rege med rotorjem in okrovom.

Potopitev turbine oziroma položaj vgradnje turbine med zgornjo in spodnjo gladino, potreben za obratovanje brez kavitacije, se ponavadi določi na osnovi kritične vrednosti kavitacijskega koeficienta σ_{kr} . V splošnem je dejanski kavitacijski koeficient turbine na elektrarni σ_{el} za varnostni faktor povečana vrednost σ_{kr} . Potopitev turbine se tako izračunava glede na σ_{el} . Ne glede na navedeno pa izračun potopitve turbine na opisan način ne zagotavlja brez kavitacijskega obratovanja. Pri turbinah, ki obratujejo z majhno energijsko razliko, je kavitacijski erozijski potencial nizek, zato te lahko obratujejo v kavitacijskih obratovalnih režimih. V primeru turbin, ki obratujejo z visokimi energijskimi razlikami, je intenziteta kavitacije in erozijski potencial zaradi visokih hitrosti toka zelo visok. V teh primerih je smiselno izpolniti pogoj $\sigma_{el} > \sigma_i$.



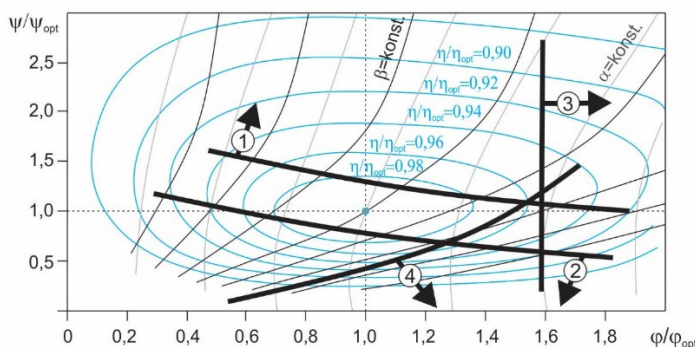
Slika 5.6: Kavitacijska poškodba pod rego tesnila na nosilnem obroču.

5.2 Kavitacija v Kaplanovi turbini

Kaplanove turbine so aksialne turbine z dvojno regulacijo, kar pomeni, da regulacijo izvajamo s spreminjanjem naklona vodilniških in s spreminjanjem naklona gonilniških lopatic. Tako lahko brez kavitacijsko obratovanje zagotovimo v širšem obsegu obratovalnih režimov. Kljub navedenemu pa se pri neustrezni regulaciji tudi v Kaplanovih turbinah pojavijo značilni kavitacijski obratovalni režimi.

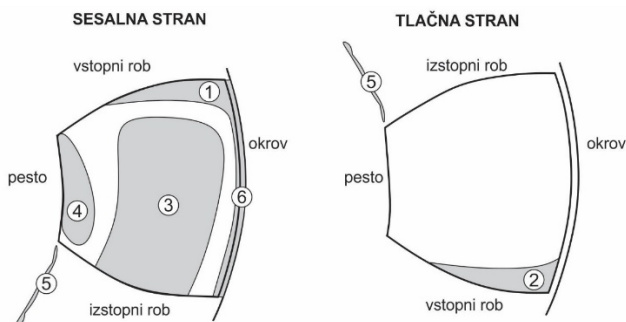
Na sliki 5.7 je prikazan školjčni diagram Kaplanove turbine. V diagramu so prikazane krivulje konstantnega izkoristka (η) v odvisnosti od pretočnih (φ) in tlačnih števil (ψ) za različne kote odprtja vodilnika (α) in gonilnika (β). V školjčnem diagramu so različna področja obratovanja označena z oznakami ①–④. Za vsako področje obratovanja so na sesalni ali tlačni strani lopatice Kaplanove turbine na sliki 5.8 prikazana mesta pojava kavitacije.

Vidimo, da se v primeru obratovanja zunaj optimalne točke zaradi nepravilnih natočnih kotov v območjih ① in ② razvije kavitacija ob vstopnem robu na sesalni ali na tlačni strani. Pri obratovanju z visokimi pretoki se v območju ③ razvije ploskovna kavitacija na sesalni strani lopatice. Ta je posledica velikih hitrosti, lahko tudi nizkih sesalnih tlakov in se lahko pojavlja v obliki potujočih mehurčkov ali kavitacijskega oblaka. V obratovalnem območju ④ se kavitacija pojavi zaradi neustrezne geometrije lopatice ob prehodu v pesto rotorja.



Slika 5.7: Kavitacijski obratovalni režimi v Kaplanovi turbini.

Podobno kot pri črpalkah in Francisovih turbinah se v območju nizkih pretokov kavitacija v obliki kavitacijskega vrtinca pojavi zaradi neustreznih kotov (območje ⑤) v sesalni cevi. Kavitacijski vrtinec povzroča tlačne pulzacije in povečuje tokovni upor, medtem ko erozije zaradi oddaljenosti od trdnih sten ne povzroča. Kavitacija v regi med vrhom lopatice in ohišjem (območje ⑥) se lahko pojavi v vseh obratovalnih režimih, saj je posledica lokalnih pospeškov in z njimi povezanega padca tlaka v regi med rotorjem in ohišjem.



Slika 5.8: Značilna kavitacijska pojavna mesta na lopatici Kaplanove turbine.

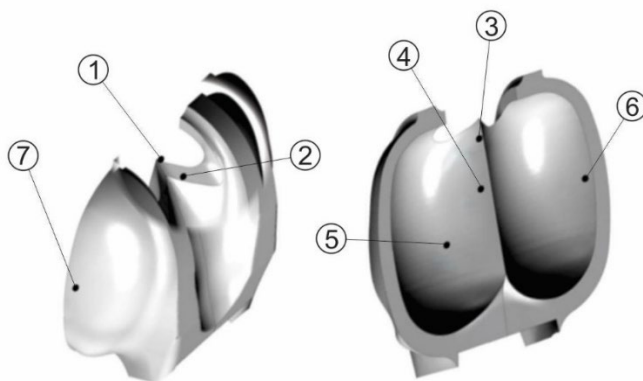
5.3 Kavitacija v Peltonovi turbini

V Peltonovi turbini tlak praviloma ne pade pod vrednost atmosferskega tlaka, saj je turbina enakotlačna. Kljub temu lahko na površini lopatic Peltonovih turbin pogosto opazimo poškodbe. Obstajata dve razlagi omenjenega pojava, in sicer:

- Kavitacija in z njo povezana erozija se pojavi zaradi zelo visokih hitrosti toka čez močno ukrivljeno lopatico oziroma zaradi intenzivnega vrtnčenja tekočine v območju odcepljanja toka od lopatic.
- Erozija se pojavi zaradi udarnega delovanja kapljic tekočine, ki imajo zaradi visokih hitrosti visoko energijo. Ta oblika erozije se imenuje kapljična erozija ali udarna erozija.

Fizikalna mehanizma nastanka opisanih poškodb sta različna, vendar je poškodbe površine glede na nastanek praktično nemogoče razlikovati. Na sliki 5.9 so prikazane lokacije na lopatici Peltonove turbine, na katerih se najpogosteje pojavijo poškodbe površine.

Poškodbe na vrhu delilnega roba, ki deli lopatico na dve polkrogli ① in na zgornji strani izreza za šobo ②, so povezane s prisotnostjo kavitacije v začetku interakcije curka z lopatico. Na lokacijo ② bi v primeru izvedbe Peltonove turbine z več šobami lahko vplivala tudi udarna oziroma kapljična erozija, ko tok, preusmerjen iz predhodne lopatice, zadene curek iz šobe. Pri tem nastali oblak razpršenih kapljic zmanjšane hitrosti lahko zadene in poškoduje zadnjo stran izreza.

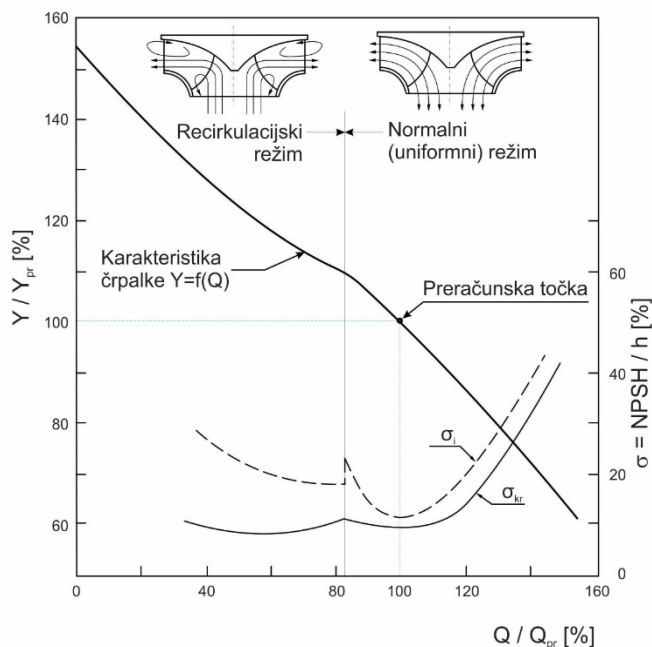


Slika 5.9: Erozija na lopatici Peltonove turbine. [21]

Kavitacijska erozija v zgornjem delu ③ in na strani ④ delilnega roba lopatice je lahko povezana s prisotnostjo površinskih nepravilnosti, ki spodbujajo odcepljanje toka in pojav kavitacije. Dno polkrogle na lopatici ⑤ se lahko poškoduje tako zaradi kavitacijske kot kapljične erozije. Pri tem je kavitacijska erozija posledica sekundarnih tokov in vrtnčenja, kapljična erozija pa se pojavi zaradi motenj toka, ki jih povzroči tok, odbit od predhodne lopatice. Zaradi neustreznega iztočnega kota lopatice je mogoče opaziti tudi kavitacijsko erozijo na iztočnem robu. Preveliki iztočni koti vodijo do kavitacijskih poškodb na čelni strani iztočnega roba ⑥, medtem ko premajhni koti povzročijo kavitacijo in z njo povezano erozijo na hrbtni strani iztočnega roba ⑦.

5.4 Kavitacija v Francisovi črpalni turbini

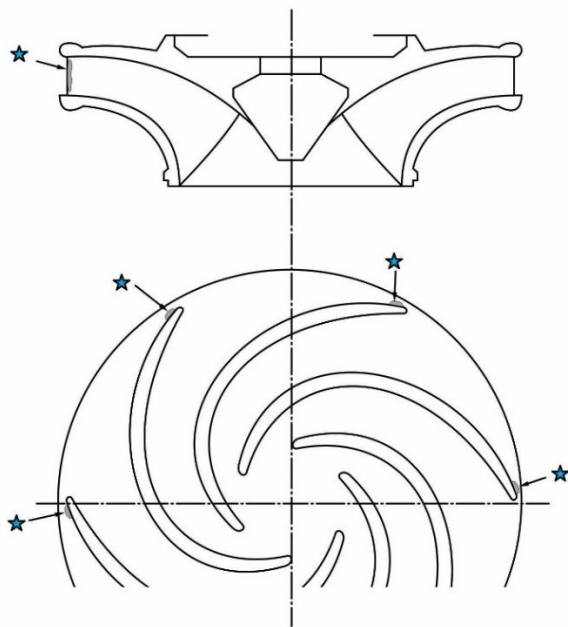
V primeru črpalnih (reverzibilnih) turbin se kavitacija praviloma pojavlja pri večjih vrednostih kavitacijskega koeficienta v črpalnih režimih obratovanja. Zato je potopitev turbine odvisna in v praksi določena na podlagi kavitacijskih karakteristik v črpalnem režimu. Na sliki 5.10 je prikazan primer kavitacijske karakteristike za primer Francisove črpalne turbine, delujoče v črpalnem režimu.



Slika 5.10: Primer kavitacijske karakteristike Francisove črpalne turbine v črpalnem režimu.

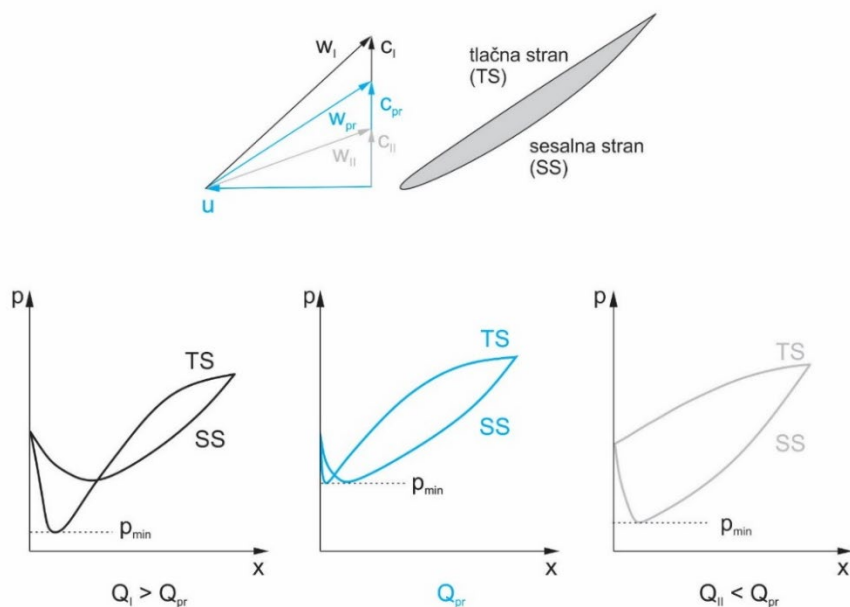
V podoptimalnem obratovalnem režimu, ko je $Q/Q_{pr} < 1$, se vzpostavi obratovalni režim, v katerem pride do sekundarnih tokov in močne recirkulacije toka na vstopu v rotor. V tem režimu nastopi nezveznost na krivulji σ_i , saj se recirkulacijski tok pri nekem mejnem pretoku pojavi nenadno. Kavitacija se pojavi na sesalni strani vstopnega roba lopatic in se ob nižanju pretoka lahko razvije v kavitacijski vrtnec, ki povzroča intenziven hrup in vibracije. Zaradi tega velike črpalne turbine ne obratujejo v tem obratovalnem območju. Ko kavitacijski oblak v tem režimu naraste do približno $2/3$ koraka lopatice, pade tudi izkoristek črpalke. Skladno z diagramom na sliki 5.10 je vrednost σ_{kr} v podoptimalnem obratovalnem območju precej nižja od vrednosti kavitacijskega števila σ_i , pri katerem se kavitacija pojavi.

V nadoptimalnih obratovalnih območjih, ko je pretok višji od preračunskega $Q/Q_{pr} > 1$, se kavitacija pojavi na tlačni strani vstopnega roba lopatice. V tem obratovalnem območju že najmanjša prisotnost kavitacije zelo vpliva na vrednost izkoristka. Tako je v tem režimu krivulja vrednosti σ_{kr} blizu krivulji σ_i , kavitacijska erozija pa se pojavi na tlačni strani vstopnega roba lopatic, kot je prikazano na sliki 5.11.



Slika 5.11: Kavitacijska erozija v črpalnem režimu Francisove črpalne turbine za primer $Q > Q_{pr}$.

Razlike med obratovalnimi režimi in s tem povezanimi pojavnimi mesti kavitacijske erozije izhajajo iz poenostavljenih trikotnikov hitrosti in poteka vrednosti tlaka vzdolž lopatice, kot je za črpalni režim delovanja črpalne turbine prikazano na sliki 5.12.



Slika 5.12: Trikotniki hitrosti za črpalno turbino, obratujočo v črpalnem režimu.

Kavitacija, ki je povezana z minimalnimi tlaki v rotorskih kanalih, je odvisna od natočnega kota na lopatico. S slike 5.12 je razvidno, da je v preračunski točki Q_{pr} , ko črpalna turbina deluje v črpalnem režimu, vrednost minimalnega tlaka vzdolž lopatice višja od minimalnih tlakov za nadoptimalni režim Q_I in podoptimalni obratovalni režim Q_{II} . V primeru obratovanja z nadoptimalnimi pretoki bosta najnižji tlak in kavitacija prisotna na tlačni strani (TS) lopatice, medtem ko bo za primer obratovanja s podoptimalnimi pretoki kavitacija prisotna na sesalni strani lopatice (SS). Mesta pojava kavitacijske erozije na površini lopatic so odvisna od tipa in dinamike implozije kavitacijskih struktur. [16]

Viri in literatura

- [1] Statistični urad Republike Slovenije (SURS), elektronski vir: <https://www.stat.si/StatWeb/News/Index/12860>, dostop: 31. 5. 2024
- [2] Statistični urad Republike Slovenije (SURS), elektronski vir: <https://www.stat.si/StatWeb/News/Index/12829>, dostop: 31. 5. 2024
- [3] Republika Slovenija, elektronski vir: <https://www.gov.si teme/obnovljivi-viri-energije/>, dostop: 6. 9. 2022
- [4] JP Voka Snaga, elektronski vir, <https://www.primavoda.si/vse-o-vodi/kaksne-recne-rezime-poznamo#>, dostop 11. 7. 2023
- [5] Geografija, elektronski vir: <https://eucbeniki.sio.si/geo9/2603/index8.html>, dostop: 6. 9. 2022.
- [6] Savske elektrarne Ljubljana, elektronski vir: <https://www.sel.si/elektrarne>, dostop: 6. 9. 2022
- [7] Znanost na cesti, elektronski vir: <https://znc.si/blog/zakaj-bi-v-sloveniji-morali-zgraditi-novo-nuklearno-elektrarno/#jp-carousel-46710>, dostop: 9. 9. 2022
- [8] Wikipedia, elektronski vir: https://sl.wikipedia.org/wiki/Kro%C5%BEnje_vode; dostop: 9. 9. 2022
- [9] Hermann Josef Wagner, Jyotimay Mathur, Introduction to Hydro Energy Systems, Basics, Tehnology and Operation, Springer, 2011
- [10] Breda Kegl, Energetski stroji in naprave, prosojnice predavanj, Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo, 2013
- [11] Marko Hočevar, Matevž Dular, Uvod v hidroenergetske sisteme, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za strojništvo, 2015
- [12] Dream Civil, elektronski vir, <https://dreamcivil.com/penstock/>, dostop: 13. 9. 2022
- [13] Google Maps, elektronski vir, <https://www.google.com/maps/search/hidroelektrarna+zlatoli%C4%8Dje/@46.4050424,15.9976455,12.63z>, dostop: 14. 9. 2022
- [14] Energy Expert, elektronski vir, <https://www.energy-xprt.com/products/rickly-crossflow-turbines-646917>, dostop: 23. 9. 2022
- [15] ČKD Blansko, elektronski vir, <https://www.ckdblansko.cz/en/products-and-services/turbines>, dostop 23. 9. 2022
- [16] Ignacijo Biluš, Hidravlični turbinski stroji 1, Univerzitetna založba Univerze v Mariboru, Maribor, 2020
- [17] Zoeb Husain, Zulkifly Abdullah, Zainal Alimuddin, Basic Fluid Mechanics and Hydraulic Machines, BS Publications, Hyderabad, 2008
- [18] B. K. Venkanna, Fundamentals of Turbomachinery, PHI Learning, New Delhi, 2009
- [19] United Nations Industrial Development Organisation, Technical Guidelines for the Development of Small Hydropower Plants, Part 1: Hydraulic Turbines, UNITS, 2019
- [20] Shengcai Li, Cavitation of Hydraulic Machinery, Imperial College press, London, 2000
- [21] Researchgate, elektronski vir, dostop 18.10.2024 <https://www.researchgate.net/profile/Somanath-Nirali/publication/271191727/figure/fig2/AS:670705611972624@1536920087669/Location-characterized-by-vapour-volume-fraction-in-the-CFD-model.png>
- [22] Miroslav Beníšek, Hidravlične turbine, Drugo i dopunjeno izdanje, Beograd, 2020

HIDROENERGETSKI SISTEMI

IGNACIJO BILUŠ

Univerza v Mariboru, Fakulteta za strojništvo, Maribor, Slovenija
ignacijobilus@um.si

Skripta obravnava hidroenergetske sisteme. V uvodu so podane temeljne značilnosti oskrbe z energijo v Sloveniji, nato so predstavljeni obnovljivi viri energije in hidroenergija. Temu sledita poglavji o hidrologiji in hidroelektrarnah. V slednjem je podana osnovna razdelitev hidroelektrarn in predstavljen način njihovega delovanja. Na integralni ravni so obravnavani tudi energijski parametri vodnih turbin. Ločena poglavja so namenjena obravnavi konvencionalnih vodnih turbin in njihovih obratovalnih karakteristik. Zadnje poglavje obravnava pojav kavitacije v vodnih turbinah. Definirane so pojavne oblike glede na vrsto vodne turbine in vpliv tega pojava na integralne obratovalne karakteristike.

DOI
[https://doi.org/
10.18690/um.fs.5.2024](https://doi.org/10.18690/um.fs.5.2024)

ISBN
978-961-286-932-8

Ključne besede:
obnovljivi viri energije,
hidroelektrarne,
vodna turbina,
obratovalne karakteristike,
kavitacija

DOI
[https://doi.org/
10.18690/um.fs.5.2024](https://doi.org/10.18690/um.fs.5.2024)

ISBN
978-961-286-932-8

Keywords:
renewable energy sources,
hydro power plants,
water turbine,
operating characteristics,
cavitation

HYDROPOWER SYSTEMS

IGNACIJO BILUŠ

University of Maribor, Faculty of Mechanical Engineering, Maribor, Slovenia
ignacijo.bilus@um.si

The publication deals with hydropower systems. In the introduction, the basic characteristics of energy supply in Slovenia are given, and then renewable energy sources and hydropower are presented. This is followed by chapters on hydrology and hydropower, where basic hydro power plants classification is given with their operation presentation. The energy parameters of water turbines are also discussed at the integral level. Separate chapters discuss conventional water turbines and their operating characteristics. The last chapter deals with the phenomenon of cavitation in water turbines. Cavitation characteristics are defined according to the type of water turbine and the impact of this phenomenon on the operation.



University of Maribor Press



Univerza v Mariboru

Fakulteta za strojništvo