

Univerza v Ljubljani
Fakulteta *za strojništvo*



Marko Hočevar, Matevž Dular

Uvod v hidroenergetske sisteme

Ljubljana, 2015

Naslov publikacije: Uvod v hidroenergetske sisteme
Avtorja: Marko Hočevar in Matevž Dular
Strokovna recenzenta: prof. Ferdinand Trenc in prof. Brane Širok
Lektoriranje besedila: Andreja Cigale
Izdelava slik in diagramov: Aleš Malneršič
Prelom in priprava za tisk: Marko Hočevar
Založba: Fakulteta za strojništvo, Univerza v Ljubljani
Izdaja: 1. elektronska izdaja
Leto izida: 2015
Naslovnica knjige: HE Bratsk, Rusija, avtor Roberto Stopar

Avtorske pravice so pridržane. Gradiva iz publikacije ni dovoljeno kopirati, objavljati ali prevajati v drug jezik brez pisnega dovoljenja založbe.

CIP - Kataložni zapis o publikaciji
Narodna in univerzitetna knjižnica, Ljubljana

621.224:620.9(075.8)(0.034.2)

HOČEVAR, Marko, 1972-

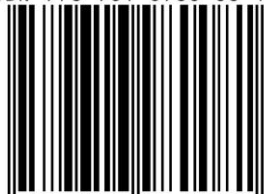
Uvod v hidroenergetske sisteme [Elektronski vir] / Marko Hočevar, Matevž Dular ; [izdelava slik in diagramov Aleš Malneršič]. - 1. elektronska izd. - El. knjiga. - Ljubljana : Fakulteta za strojništvo, 2015

Način dostopa (URL): http://lab.fs.uni-lj.si/kes/hidroenergetski_sistemi/uvod_v_hidroenergetske_sisteme_elektr.pdf

ISBN 978-961-6980-08-1 (pdf)

1. Dular, Matevž
282772224

ISBN 978-961-6980-08-1



9 789616 980081 >

Kazalo vsebine

Kazalo vsebine	3
Seznam uporabljenih simbolov	6
Uvodna beseda avtorjev	9
1 Uvod	11
1.1 Izdelava vodnih turbin v Sloveniji.....	12
2 Predstavitev glavnih vrst vodnih turbin in njihove značilnosti	14
2.1 Razvrstitev vodnih turbin.....	14
2.1.1 Kriteriji razvrstitve vodnih turbin glede na specifično hitrost.....	14
2.2 Zakaj vodna elektrarna proizvaja električno energijo?.....	17
2.3 Peltonova turbina.....	19
2.4 Francisova turbina.....	22
2.5 Kaplanove turbine	27
2.6 Cevne turbine.....	30
2.6.1 Cevna turbina s hruško.....	32
2.6.2 Cevna turbina v jašku.....	33
2.6.3 Cevna turbina S.....	33
2.6.4 Aksialna vodna turbina z navpično gredjo – turbina Saxo	34
2.7 Ostale vodne turbine.....	35
3 Izdelava gonilnikov vodnih turbin	38
3.1 Izdelava gonilnikov Peltonovih turbin	39
3.2 Izdelava gonilnikov Francisovih turbin	41
3.3 Izdelava Kaplanovih gonilnikov.....	45
3.4 Predvgradnja in vgradnja vodnih turbin.....	46
4 Teorija podobnosti turbinskih strojev	48
4.1 Uporaba brezdimenzijskih števil.....	50
4.2 Primeri uporabe brezdimenzijske analize.....	52
4.3 Izpeljava brezdimenzijskih števil.....	53
5 Lastnosti in delovanje vodnih turbin.....	55
5.1 Karakteristika in školjčni diagram vodnih turbin	57
5.1.1 Karakteristike vodnih turbin.....	57
5.1.2 Školjčni diagram.....	60

5.2 Delovanje vodnih turbin in črpalk v štirih kvadrantih (razširjeno področje delovanja).....	64
5.3 Zagon in zaustavitev elektrarne (normalna in hitra zaustavitev)	65
5.3.1 Postopek zagona elektrarne.....	65
5.3.2 Normalna zaustavitev elektrarne	66
5.3.3 Hitra zaustavitev vodne turbine.....	67
5.3.4 Tlačna in masna nihanja pri zaustavitvi vodne turbine.....	68
5.3.5 Sinhronizacija vodne turbine z električnim omrežjem.....	72
5.3.6 Jalova obremenitev	74
5.3.7 Delovna obremenitev	75
6 Drugi sestavni deli hidroelektrarne	76
6.1 Vtočni sistem.....	76
6.1.1 Jezovi.....	76
6.1.2 Zobje in rešetke	77
6.2 Sistem za dovod vode	78
6.2.1 Dovodni kanali in tuneli.....	79
6.2.2 Vodostan.....	79
6.2.3 Tlačni cevovod	81
6.2.4 Razbremenilni ali varnostni ventil	81
6.2.5 Predturbinski ventil in obvodni cevovod za predturbinski ventil ..	82
6.2.6 Zapornica	83
6.3 Oprema v strojnici	84
6.3.1 Spiralno ohišje	85
6.3.2 Predvodilne in vodilne lopatice.....	85
6.3.3 Gonilnik turbine, turbinski pokrov, protidvižna plošča in sistem za vpihovanje zraka.....	86
6.3.4 Gred	88
6.3.5 Ležaji.....	88
6.3.6 Tesnilka gredi.....	90
6.3.7 Zaznavalo premikanja.....	91
6.3.8 Krmiljenje kota vodilnih in gonilnih lopatic.....	92
6.3.9 Inverter	94
6.3.10 Zavore	95
6.3.11 Generator in električna oprema generatorja.....	95
6.4 Ostali sistemi v elektrarni.....	97
6.4.1 Prelivna polja in zapornice prelivnih polj	98
6.4.2 Drenažne črpalke.....	100
6.4.3 Ribji prehodi	100
7 Izkoristki in moči hidroelektrarne	103

7.1 Izkoristek.....	103
7.2 Hidravlična moč.....	103
7.2.1 Določanje pretoka.....	104
7.2.2 Določanje specifične hidravlične energije	106
8 Kavitacija.....	112
8.1 NPSE, NPSH, Thomovo število in kavitacijske krivulje.....	114
8.2. Oblike in lastnosti kavitacije v vodnih turbinah.....	118
8.3 Vpliv vsebnosti delcev v toku na kavitacijske strukture in lastnosti kavitacije	120
8.4 Erozijski gonilnik zaradi nečistoč v vodi	121
8.5 Potopitev vodne turbine.....	121
9 Tok vode v vodnih turbinah	123
9.1 Tok v Francisovih turbinah in Eulerjeva enačba.....	125
9.2 Tok v Kaplanovih turbinah.....	130
9.3 Tok v Peltonovih turbinah.....	132
9.4 Primer uporabe trikotnikov hitrosti v vodnih turbinah	133
9.5 Izgube v vodnih turbinah in izkoristek	134
9.5.1 Tlačne izgube.....	135
9.5.2 Iztočne izgube	136
9.5.3 Volumetrične izgube.....	136
9.5.4 Mehanske izgube.....	137
9.6 Veljavnost Eulerjeve enačbe.....	137
9.7 Zapis Eulerjeve enačbe v kinetični obliki	138
10 Delovni režimi in vodenje vodnih elektrarn.....	141
10.1 Vrste vodnih elektrarn	143
10.1.1 Pretočne vodne elektrarne.....	143
10.1.2 Akumulacijske vodne elektrarne.....	145
10.1.3 Pretočno–akumulacijske vodne elektrarne	145
10.1.4 Črpalno–akumulacijske vodne elektrarne.....	146
10.2 Vodenje energetskih sistemov.....	147
10.3 Sistemsko krmiljenje.....	149
10.3.1 Primarno krmiljenje frekvence	150
10.3.2 Sekundarno krmiljenje frekvence	151
10.3.3 Terciarno krmiljenje frekvence.....	151
10.3.4 Razbremenjevanje	152
10.3.5 Krmiljenje napetosti	152
10.3.6 Zagon agregatov brez zunanega napajanja	153
Literatura.....	154
Slovarček.....	156

Seznam uporabljenih simbolov

simbol	pomen	enota
A	presek	m^2
a	hitrost širjenja udarnega vala	m/s
c	hitrost toka	m/s
c_u	preslikava absolutne hitrosti na obodno hitrost gonilnika	m/s
c_{zv}	hitrost zvoka	m/s
d	premer	m
E	specifična hidravlična energija	m^2/s^2
E_f	napetost sinhronskega stroja	V
f	funkcija	-
f_s	sinhronska frekvenca	Hz
f_u	frekvenca električnega omrežja	Hz
H	višina	m
H_b	bruto padec	m
H_{izg}	vsota hidrodinamskih izgub	m
H_n	neto padec	m
H_{st}	statična razlika geodetskih višin	m
I	bremenski tok	A
I_r	rotorski vzbujalni tok	A
K	modul stisljivosti	N/mm^2
L	dolžina kanala, dolžina rova	m
\dot{m}	masni pretok vode	kg/s
M	navor	Nm
M_l	navor na lopatice gonilnika	Nm
n	vrtilna frekvenca	Hz
n_{ED}	specifična imensko hitrost	-
$NPSE$	neto pozitivna sesalna energija	m^2/s^2
$NPSH$	neto pozitivna sesalna višina	m^2/s^2
n_s	specifična hitrost	-
p	tlak	N/m^2
P	moč, mehanska moč	W
P_h	hidravlična moč	W
r	polmer	m
t	čas	s

U	električna omrežna napetost	V
u	obodna hitrost	m/s
V	delež izgub, ki ga je mogoče preračunati s teorijo podobnosti	-
\dot{V}	prostorninski pretok	m ³ /s
\dot{V}_{ED}	imensko pretočno število	-
w	relativna hitrost	m/s
z	geodetska višina	m
Z	višinska razlika med gladinama merilnikov	m
Z	izgube	m ² /s ²
α	koeficient, kot zasuka lopatic vodilnika	-, °
β	kot zasuka gonilnika	°
ζ	koeficient izgub	
η	izkoristek	-
λ	močnostno število	-
μ	dinamična viskoznost	Ns/m ²
φ	pretočno število	-
ω	vrtilna frekvenca	rad/s
ψ	tlačno število	-
ρ	gostota	kg/m ³

indeksi

pomen

Δ	sprememba
1	tlačni del turbinskega stroja
2	sesalni del turbinskega stroja
a	zrak, aksialna, venec
abs	absolutni
amb	okoliški
d	difuzor
g	gonilnik
h	hidravlični
izg	izgube
LS	nizkotlačni del
m	model
M	merilnik
m	meridianski
p	prototip, pesto, vodni turbinski stroj
r	radialna
ref	referenčni
s	sesalni
sv	spodnja voda
teor	teoretični
Th	Thomovo število

u obodni
v vodna para, vodilnik, venec

okrajšave	pomen
ČHE	črpalna hidroelektrarna
CNC	računalniško krmiljen obdelovalni stroj
DFIM	dvojno napajan asinhronski stroj
HE	hidroelektrarna
MHE	mala hidroelektrarna
UCTE	združenje za koordinacijo prenosa električne energije
VSI	napetostni inverter

Uvodna beseda avtorjev

Na področju hidroenergetskih sistemov na Fakulteti za strojništvo, Univerze v Ljubljani in tudi širše v Sloveniji v preteklosti ni bilo na voljo primernega učbenika. Vsebina učbenika Uvod v hidroenergetske sisteme je prilagojena programu študentov 3. letnika Visokošolskega strokovnega študijskega programa prve stopnje strojništvo na Fakulteti za strojništvo, Univerze v Ljubljani.

Pri izbiri vrstnega reda poglavij sva se odločila, da najprej predstaviva vse glavne vrste vodnih turbin opisno ter slikovno. S tem sva med drugim idejno sledila podajanju snovi avtorja Krivchenka [Krivchenko, 1993], čeprav večina ostalih avtorjev ustrezne znanstvene in študijske literature pred predstavitvijo vodnih turbin navaja teoretične osnove delovanja turbinskih strojev. Meniva, da bodo študentje 3. letnika Visokošolskega strokovnega študijskega programa prve stopnje strojništvo izpeljavo turbinskih enačb lažje razumeli, če bodo prej spoznali vodne turbine in njihovo delovanje opisno ob slikovnem gradivu. Oblika in podajanje snovi v učbeniku sledita potrebam operaterjev v elektrarnah in splošnemu inženirskemu razumevanju področja hidroenergetskih sistemov. V zadnjih nekaj letih je s prodajami in nakupi slovenskih podjetij, ki se ukvarjajo z izdelovanjem vodnih turbin, stroka na tem področju na veliki preizkušnji. Morda bo ta učbenik pomagal prispevati k povrnitvi ugleda na področju izdelave vodnih turbin.

Da bi dosegli čim večjo stopnjo razumevanja, sva avtorja vključila v učbenik številne slike. S tem sva želela bralcu omogočiti boljše razumevanje vsebine brez nepotrebne zgolj učenja na pamet. Podajanje snovi z enačbami sva z razlogom omejila, saj je učbenik namenjen študentom Visokošolskega strokovnega študijskega programa prve stopnje strojništvo. V veliki meri sva izpustila izpeljave enačb in težje matematične formulacije, za obstoječe pa sva poskusila najti razlago, ki se logično opira na razlago delovanja turbin in gradnikov elektrarn v začetnih poglavjih.

V učbenik sva vključila tudi slovensko angleški slovar z najpomembnejšimi s hidroenergetskimi sistemi povezanimi izrazi.

Zahvaljujeva se vsem, ki so pripomogli k nastanku tega učbenika. Za strokovne komentarje, popravke in predloge za dopolnitve učbenika se zahvaljujeva

kolegoma Robertu Stoparju iz Kolektor Turboinštituta d. o. o. in dr. Tinetu Cenciču iz podjetja SENG Soške elektrarne Nova Gorica d. o. o. Matej Umek iz podjetja Andino d. o. o. je pomagal pri zasnovi in izvedbi poglavja o izdelavi vodnih turbin, za kar se mu lepo zahvaljujema. Zahvaljujema se tudi prof. Branetu Široku in prof. Ferdinandu Trencu, ki sta pred izidom učbenik temeljito pregledala, ga ustrezno popravila ali predlagala razširitve posameznih delov snovi. Zahvaljujema se tudi kolegu Alešu Malneršiču, ki je sodeloval pri zasnovi in skrbno pripravil slikovno gradivo in Andreji Cigale za lektoriranje učbenika. Zahvaljujema se tudi vsem podjetjem, ki so dovolile objavo slik, še posebej podjetjem SENG Soške elektrarne Nova Gorica d. o. o., Kolektor Turboinštitut d. o. o., Andino d. o. o., Savske elektrarne Ljubljana d.o.o. in ostalim.

Vsem uporabnikom učbenika želiva, da bi v njem našli želene podatke ter da bi ga s pridom uporabljali v času študija in kasneje ob delu.

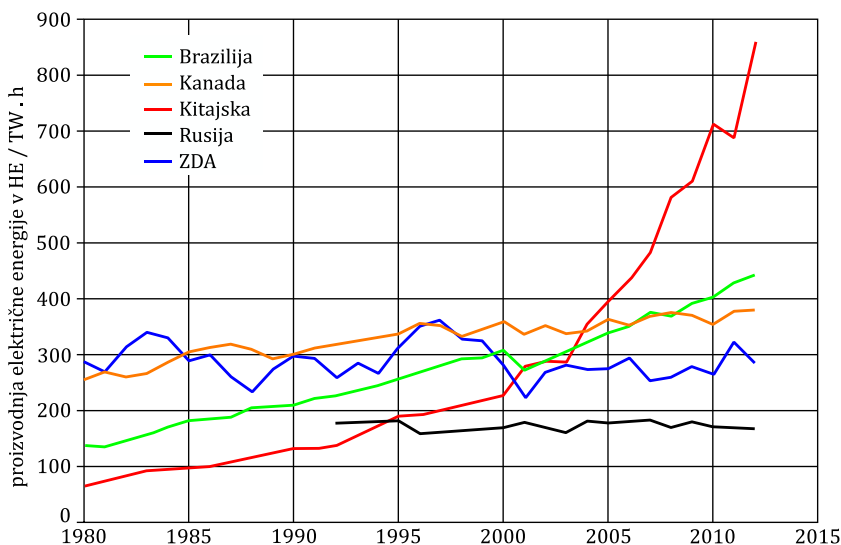
Avtorja:

Marko Hočevar in Matevž Dular

Ljubljana, 2015

1 Uvod

Proizvodnja električne energije v vodnih elektrarnah je najpogosteje uporabljena oblika pridobivanja obnovljive energije. V letu 2010 je predstavljala približno 21 % celotne svetovne proizvodnje električne energije oziroma prek 3000 TW h [Dixon in Hall, 2010]. Letno povečanje proizvodnje električne energije v hidroelektrarnah v zadnjih letih znaša približno 3 %.



Slika 1. *Proizvodnja električne energije v hidroelektrarnah v petih največjih državah proizvajalkah [International Energy Statistics, 2015]*

Električna energija se v hidroelektrarnah proizvaja v 150 državah; v azijsko-pacifiški regiji so v letu 2010 ustvarili 32 % električne energije iz vodne energije. Na sliki 1 je proizvodnja električne energije iz hidroelektrarn v petih največjih državah proizvajalkah v zadnjih 30 letih. Kitajska je največji proizvajalec s količino prek 800 TW h proizvodnje v letu 2012, kar predstavlja okoli 17 % domače porabe električne energije [International Energy Statistics, 2015]. Največje možnosti za rast na področju proizvodnje električne energije v vodnih elektrarnah imajo Kitajska, latinska Amerika in Afrika.

Stroški proizvodnje električne energije v vodnih elektrarnah so sorazmerno nizki, s tem pa je vodna energija stroškovno ugoden vir obnovljive energije. Povprečni strošek električne energije v velikih vodnih elektrarnah znaša od 3 centov do 5 centov na kilovatno uro. Prav tako je vodna energija prilagodljiv vir električne energije, saj se lahko moč tako proizvedene energije hitro poveča ali zmanjša, s čimer se vodne elektrarne prilagodijo spreminjajočemu povpraševanju po energiji. Vendar zajezitev vodotoka, ki je potrebna za postavitev vodnih elektrarn, prekine tok vodotoka in lahko spremeni lokalni ekosistem. V nekaterih primerih gradnja jezov in zbiralnikov vključuje tudi razseljevanje prebivalcev. Ko je hidroelektrarna zgrajena, ne proizvaja neposrednih odpadkov in ima bistveno manjšo proizvodnjo toplogrednih plinov ogljikovega dioksida CO₂ v primerjavi z elektrarnami na fosilna goriva. V Sloveniji se proizvede iz vodne energije približno 1/3 vse proizvedene energije [HSE in obnovljivi viri energije v Sloveniji, 2010]. V letu 2014, ki je bilo zelo vodnato, je proizvodnja električne energije v vodnih elektrarnah znašala približno 40% vse v Sloveniji proizvedene električne energije.

1.1 Izdelava vodnih turbin v Sloveniji

Področje izdelave vodnih turbin in spremljevalnih sistemov je v Sloveniji dobro razvito. Glavna podjetja v Sloveniji s področja izdelave vodnih turbin so:

- Litostroj Power d. o. o. (dobavil je že več kot 500 vodnih turbin v več kot 50 državah, prek 18 GW inštalirane moči),
- Kolektor Turboinštitut d. o. o.,
- Andino d. o. o.,
- Vodossil d. o. o., Laško,
- Hidropower d. o. o., Idrija,
- Ligres d. o. o., Šentjur,
- Hydro Hit, Gameljne, Ljubljana,
- TPS Turbine, Celje,
- Siapro d. o. o., Most na Soči,
- S.var d. o. o., Godovič,
- Tinck Inženiring d. o. o., Cerklje ob Gori,
- Mbm energija d. o. o., Šentjanž.

Na svetu so največji izdelovalci vodnih turbin Andritz, Voith hydro, Alstom power, General Electric, Mitsubishi, Hitachi, Wasserkraft Volk, Stellba, ČKD, Hydrolink, Turab, Ossberger, FARAB, Gilkes, itd. Največje hidroelektrarne na svetu so predstavljene v preglednici 1.

Preglednica 1: Seznam največjih hidroelektrarn na svetu, vse vgrajene vodne turbine so Francisove

<i>ime</i>	<i>država</i>	<i>vodotok</i>	<i>inštalirana moč / MW</i>	<i>letna proizvodnja / (TW h)</i>
tri soteske	Kitajska	Jangce	22500	98,1
Itaipu	Paragvaj in Brazilija	Parana	14000	98,3
Xiluodu	Kitajska	Jinsha	13860	57,1
Guri	Venezuela	Caroni	10200	53
Tucurui	Brazilija	Tocantins	8370	41
Grand Coulee	ZDA	Columbia	6809	20
Xiangjiaba	Kitajska	Jinsha	6448	30,7

Največja vodna elektrarna v Evropi je Volgogradskaja, Rusija z 2500 MW. Največje hidroelektrarne v Sloveniji so navedene v preglednici 2.

Preglednica 2: Največje vodne elektrarne v Sloveniji

<i>ime</i>	<i>vodotok</i>	<i>inštalirana moč / MW</i>	<i>letna proizvodnja / (GW h)</i>	<i>vrsta turbine</i>
Avče (črpalna elektrarna)	Soča	185 v turbinskem režimu	426	Francis
Zlatoličje	Drava	126	577	Kaplan
Formin	Drava	116	548	Kaplan

Najmočnejša v Sloveniji izdelana vodna turbina ima 375 MW, izdelal jo je Litostroj Power, vgrajena je na Kitajskem.

2 Predstavitev glavnih vrst vodnih turbin in njihove značilnosti

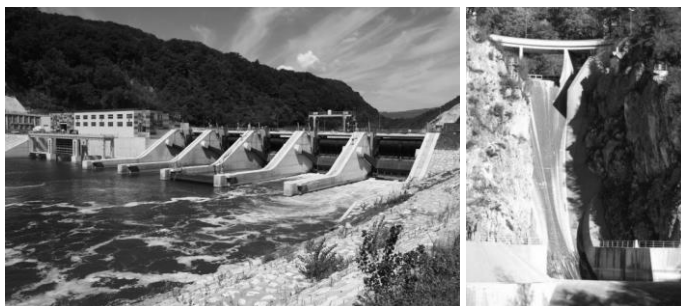
V tem poglavju bomo pregledali različne tipe vodnih turbin: Peltonove, Francisove, Kaplanove, cevne in druge turbine. Kasneje bomo v poglavju 6 pregledali še druge dele sistema, ki so prigrajeni vodni turbini in so sestavni deli hidroelektrarn.

2.1 Razvrstitev vodnih turbin

Vodne turbine delimo glede na vrsto na:

- Peltonove,
- Francisove,
- Kaplanove,
- cevne in druge turbine.

Na sliki 2 sta predstavljeni pretočna in akumulacijska vodna elektrarna HE Krško in HE Moste.



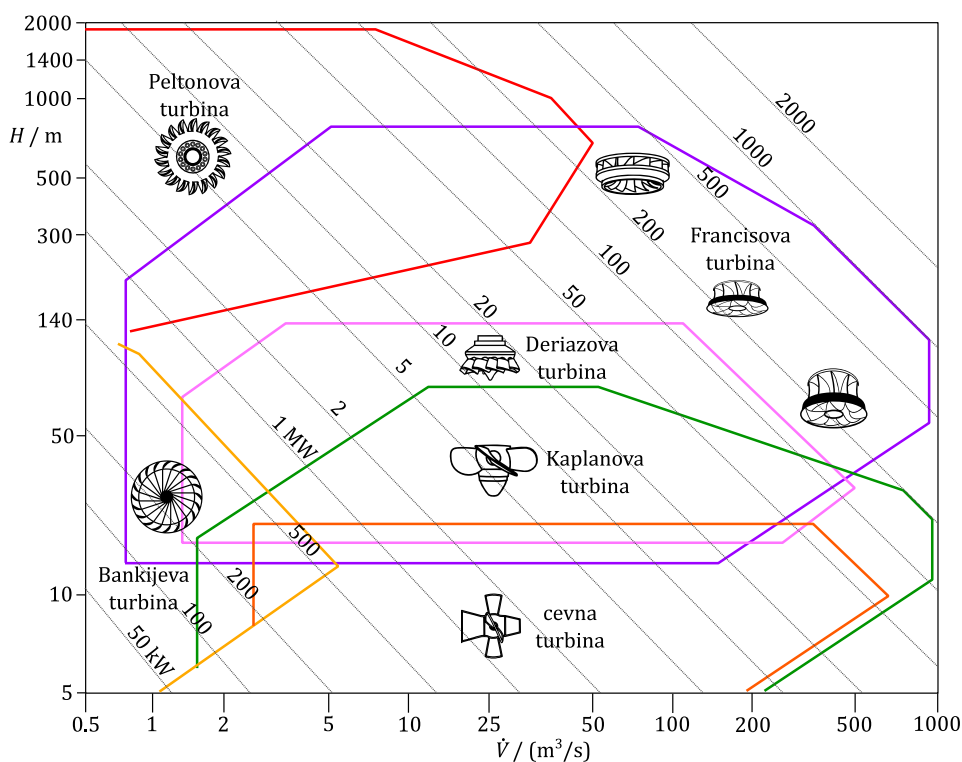
Slika 2: *Pretočne in akumulacijske elektrarne; levo: pretočna HE Krško [vir: www.hse.si] desno: akumulacijska HE Moste [z dovoljenjem: SEL d.o.o.]*

2.1.1 Kriteriji razvrstitve vodnih turbin glede na specifično hitrost

Za različne pretoke in padce se uporabljajo različne vodne turbine. V učbeniku bomo za količino (predvsem) pretečene vode uporabljali skupni izraz pretok,

čepprav se praviloma ta pretok nanaša na prostorninski tok vode. Besedo pretok na področju vodnih turbinskih strojev uporabljamo tudi zato, ker se ujema s splošno uporabljenimi izrazi, kot so npr. pretočni stroj, pretočno število, pretočna turbina itd.

Specifična hitrost n_s je dimenzijski in tudi brezdimenzijski parameter, ki ga uporabljamo pri ovrednotenju oblike vodnih turbinskih strojev (slika 3). Zgodovinsko je bila specifična hitrost določena kot hitrost, s katero bi se morala vrteti vodna turbina, da bi razvila 1 konjsko moč pri padcu vode 1 m. Kasneje se je ta zapis spremenil, vendar na več različnih načinov.



Slika 3: Izbira vodnih turbin za različne pretoke in padce

S pomočjo spremenljivke specifične hitrosti n_s lahko vodne turbine v grobem razvrstimo v tri tipične skupine: Peltonove, Francisove in Kaplanove. Zaporedje in razvrstitev vodnih turbin sta podana s proporcionalnim povečevanjem specifične vrtilne hitrosti. Peltonove turbine pokrivajo področje velikih padcev in malih prostorninskih pretokov, Francisove turbine pokrivajo področje srednjih vrednosti pretokov in tlačnih višin, Kaplanove turbine pa so prisotne pri velikih pretokih in majhnih tlačnih višinah.

Vrtilna frekvenca vodne turbine n , prostorninski pretok \dot{V} in razpoložljiva tlačna višina H , to je razlika med spodnjo in zgornjo gladino vode, so projektni parametri, ki omogočajo izbor vrste vodne turbine. Ker poznamo več možnih oblik zapisov, navajamo zapis iz standarda o meritvah lastnosti vodnih turbin na modelih [IEC 60193, 1999]

$$n_s = \frac{n \sqrt{\dot{V}}}{E^{3/4}} = \frac{n \sqrt{\dot{V}}}{(g H)^{3/4}} \quad (1)$$

V enačbi (1) je n_s specifična hitrost, E specifična hidravlična energija, n vrtilna frekvenca, \dot{V} pretok in H tlačna višina vode. V enačbi (1) uporabimo podatke za pretok, tlačno višino in vrtilno frekvenco, pri kateri vodna turbina deluje z najboljšim izkoristkom, to je pri najpogostejših velikostih teh parametrov. V skladu z gornjo definicijo je n_s brezdimenzijski parameter.

Čeprav standard o meritvah lastnosti vodnih turbin na modelih IEC 60193 [IEC 60193, 1999] določa, da uporabimo za izračun n_s delovno točko z največjim izkoristkom, nekateri izdelovalci uporabljajo raje točko imenske ali največje moči vodne turbine.

Nekatere definicije specifične vrtilne hitrosti ne vsebujejo zemeljskega pospeška. V tem primeru izraz ni brezdimenzionalen in se izračunane vrednosti razlikujejo glede na uporabljene merske enote. Razlika je pri ameriških in angleških izdelovalcih, ki uporabljajo enote izven sistema SI, kot so npr. galona, imperialna galona, čevelj, konjska moč, imperialna konjska moč itd. V uporabi je tudi podobna definicija, v slovenskem prostoru jo uporabljata Kolektor Turboinštitut in Litostroj Power, uporabljana pa je tudi skoraj povsod drugod po Evropi, kjer se v enačbo (2) vstavlja vrtilno frekvenco v / (min^{-1}), pretok in višino pa v SI enotah, delovna točka pa je tista z največjim izkoristkom [Krivchenko, 1993]

$$n_s = \frac{3.652 n \sqrt{\dot{V}}}{(H)^{3/4}} \quad , \quad n_s = \frac{576 \sqrt{\varphi}}{(\psi)^{3/4}} \quad (2)$$

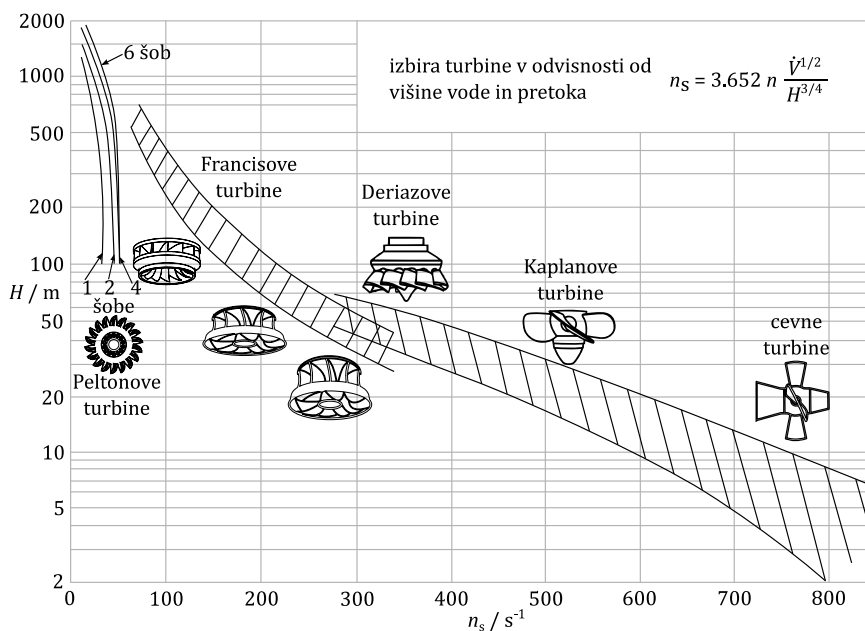
Specifična hitrost n_s vodne turbine označuje obliko vodne turbine na način, da ni odvisna od velikosti vodne turbine. φ je brezdimenzijski pretok, ki ga imenujemo pretočno število in ψ je brezdimenzijski tlak, ki ga imenujemo tlačno število. Leva enačba (2) ima dimenzijsko enoto, desna enačba (2) je brezdimenzijska. Specifična hitrost tudi omogoča, da se vodno turbino po velikosti spreminja glede na osnovni dizajn znanih lastnosti. Specifična hitrost

je tudi glavni kriterij za ustreznost posameznega mesta vgradnje s tipom vodne turbine.

V skladu z enačbo (2) razvrstimo vodne turbine tako, pri čemer so navedene mejne vrednosti približne [Krivchenko, 1993]:

- do $n_s = 70$ se uporablja Peltonove turbine,
- od $n_s = 70$ do $n_s = 350$ se uporablja Francisove turbine,
- od $n_s = 350$ do $n_s = 600$ se uporablja Kaplanove turbine,
- nad $n_s = 600$ se uporablja cevne turbine (angl. *bulb turbines*).

Na sliki 4 je predstavljena izbira gonilnikov vodnih turbin za različne specifične hitrosti n_s . Na sliki 4 so predstavljene tudi različne oblike gonilnikov Francisovih turbin, ki ustrezajo različnim specifičnim hitrostim n_s .



Slika 4: Izbira vodnih turbin za različne pretoke in padce glede na specifično hitrost n_s [povzeto po Krivchenko, 1993]

2.2 Zakaj vodna elektrarna proizvaja električno energijo?

Električna energija se proizvaja v generatorju, ki ga poganja vodna turbina. Vodno turbino poganja energija vode. Razpoložljiva energija vode je odvisna od pretoka vode in od razpoložljivega vodnega padca. Voda v vodno turbino iz zgornje akumulacije priteče po tlačnem cevovodu ali tlačnem kanalu in izteka iz nje po sesalnem kanalu. V gonilniku turbine voda odda delo, ki se pretvori v

generatorju v električno delo. Pri tem je pomembno, da razumemo, kako potekajo energijske pretvorbe v vodni turbini, predvsem v spiralnem ohišju, vodilniku in gonilniku.

Voda v zgornji akumulaciji ima zgolj potencialno energijo. V tlačnem cevovodu ali tlačnem kanalu se potencialna energija spreminja v tlačno, tako da ima voda neposredno pred vstopom v turbino zgolj tlačno energijo.

V Francisovi in Kaplanovi vodni turbini se voda, preden vstopi v gonilnik, v spiralnem ohišju in vodilniku zavrti v obodni smeri ter se tlačna energija pretvori v kinetično energijo. Ker velja kontinuitetna enačba za pretok, se lahko voda samo zavrti, ne more pa se povečati hitrost vode v smeri pretoka vode, če se pretočni presek ne spremeni. Tako se na vstopu v turbino tlačna energija spremeni v kinetično energijo, ki je posledica obodne hitrosti. Voda z veliko obodno komponento hitrosti nato vstopi v gonilnik. To pomeni tudi, da ima voda na vstopu v gonilnik veliko vrtilno količino. V gonilniku se obodna komponenta hitrost zmanjša na nič, pri tem pa voda preda energijo gonilniku, ta pa prek gredi generatorju. V idealnem primeru ima voda na izstopu iz gonilnika zgolj kinetično energijo, ki je potrebna, da voda lahko izteče iz turbine za zagotavljanje izbranega pretoka vode skozi vodno turbino. Ker sta tlačni in hitrostni del energije v pretočnem kanalu vodne turbine povezana v skladu z Bernoullijevo enačbo, temu rečemo, da je gonilnik predelal vso razpoložljivo tlačno energijo vode. Večja kot je višina vode v zgornji akumulaciji in s tem tlačna energija vode na vstopu v turbino, večja je obodna hitrost vode na vstopu v gonilnik in večja je sprememba vrtilne količine vode med vstopom in izstopom iz gonilnika. V tem primeru morajo biti tudi lopatice gonilnika daljše in bolj zavite, da lahko na nič zmanjšajo obodno komponento hitrosti vode na izstopu iz gonilnika, to je, da zmanjšajo vrtilno količino vode na izstopu na nič.

Najpomembnejša enačba turbinskih strojev je Eulerjeva enačba (3), katero bomo kasneje natančneje obravnavali v poglavju 9. Tu Eulerjevo enačbo (3) navajamo brez izpeljave in podrobne razlage zato, da bomo bolje razumeli posamezne gradnike vodnih turbin v tem poglavju. Eulerjeva enačba (3) opisuje, da sprememba vrtilne količine vode med vstopom v gonilnik in izstopom iz gonilnika povzroči navor M_1 , ki deluje na vrteče lopatice gonilnika. Ta navor je sorazmeren spremembi momenta na enoto mase, pomnožen z masnim pretokom vode skozi gonilnik turbine

$$M_1 = \dot{m} (r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}) \quad . \quad (3)$$

V enačbi (3) je c_u preslikava dejanske hitrosti na obodno hitrost gonilnika, r je polmer gonilnika, \dot{m} je masni pretok vode skozi vodno turbino, indeksa 1 in 2

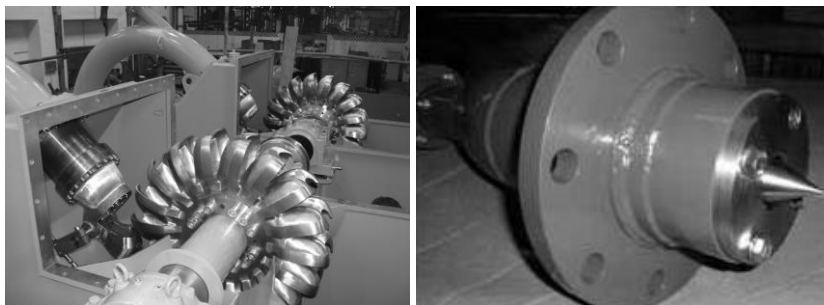
pa se nanašata na izstop in vstop v gonilnik vodne turbine. Navor M_1 v enačbi 3 je največji možni teoretični navor, ki ga lahko turbina proizvede na podlagi toka, ki ga opisujejo spremenljivke \dot{m} , c_{u1} in c_{u2} . V praksi je proizvedeni navor manjši, ker je izkoristek vodne turbine manjši od 1.

V Peltonovi turbini je natok vode iz šobe na lopatice turbine vedno v obodni smeri. V lopaticah gonilnika se voda odbije od lopatic in se na ta način povsem upočasni. S tem se celotna energija vode pretvori v energijo vrtenja gredi in v generatorju v električno energijo. Voda na izstopu iz lopatic turbine ohrani zgolj hitrost, ki je potrebna vodi, da zapusti mesto gonilnika in izprazni lopatico vodne turbine.

Tako poenostavljeno navedeno načelo delovanja vodnih turbin je namenjeno boljšemu razumevanju energijskih pretvorb v vodnih turbinah in s tem povezanega oblikovanja posameznih delov turbin, katere bodo navedene v nadaljevanju tega poglavja. Natančneje bomo energijske pretvorbe obravnavali v poglavju 9.

2.3 Peltonova turbina

Peltonova turbina (slika 5) ima zgodovinskega prednika v vodnem kolesu. Peltonova turbina je enakotlačna vodna turbina s tangencialnim natokom vode na lopatice turbine. Enakotlačna vodna turbina pomeni, da je v ohišju turbine tlak okolice. Vgradnja je navpična ali vodoravna. Peltonova turbina je impulzna turbina.



Slika 5: Peltonova turbine; levo: Peltonova turbina z odprtim pokrovom turbine [vir: <http://www.hydrolink.cz>]; desno: šoba Peltonove turbine z iglo [vir: <http://www.canyonhydro.com>]

Tradicionalna zasnova vodne turbine zahteva, da se gonilnik (angl. *runner*) vrti z obodno hitrostjo, ki je polovica hitrosti vodnega curka. Pri tem zapušča voda lopatice gonilnika z zelo majhno hitrostjo, tako da je izkoristek energijske pretvorbe velik. Vrh krivulje izkoristka je ožji kot pri Francisovih in

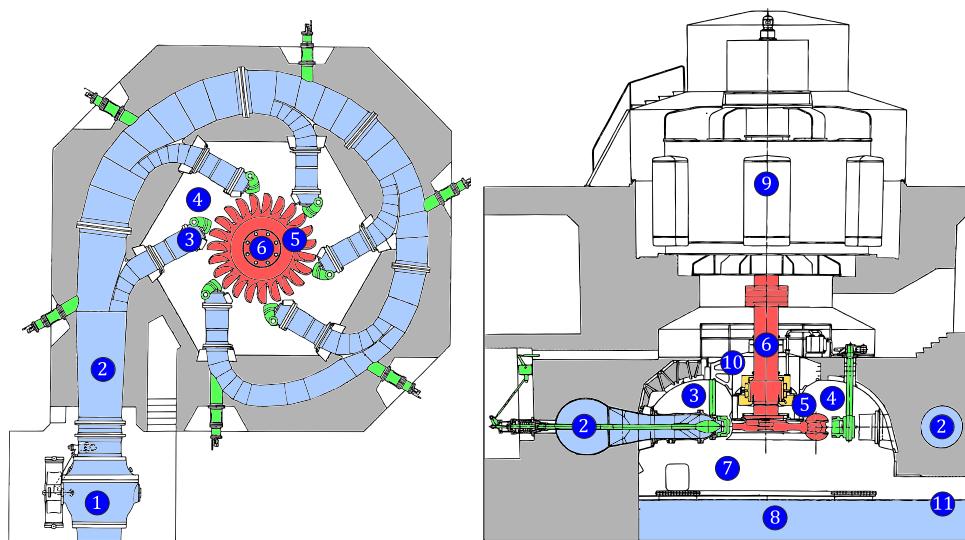
Kaplanovih turbinah [Dixon in Hall, 2010]. V praksi je izstopna hitrost curka vedno malo večja od 0, da voda lahko izteče iz gonilnika.

Peltonova turbina je primerna za vgradnjo tam, kjer so pretoki (angl. *discharge*) majhni in padci (angl. *head*) veliki: od približno 50 m pa do skoraj 2000 m. Za Peltonove turbine ni priporočljivo, da se višina vode močno spreminja. Razlog temu je, da je hitrost toka vode iz šobe odvisna od tlaka oziroma višine vode. Vrtilna frekvenca gonilnika je sinhrona z električnim omrežjem, hitrost vrtenja gonilnika pa naj bi bila le malo večja od hitrosti curka. Gradniki Peltonove turbine so predstavljeni na sliki 6. Na koncu tlačnega cevovoda je predturbinski ventil, za njim pa voda potuje v razdelilni cevovod (angl. *distributor*). Voda izteka iz šobe (slika 5, angl. *nozzle* ali *injector*), pri čemer se na šobi tlačna energija pretvarja v hitrostno. Curek je usmerjen tangencialno na lopatice (angl. *blades*, pri Peltonovih turbinah se lopatice imenujejo tudi *buckets*) gonilnika. Ko curek zadane ob lopatico, ji preda kinetično energijo. Za konstrukcijsko zasnovo je pomembno, da se curek odbije od lopatice nazaj, pri čemer se ne sme zaleteti v naslednjo lopatico. Zato imajo lopatice na sredini izrezan del lopatice, kakor je razvidno iz slike 7. Gonilnik se vrti in naslednja lopatica bi se lahko tudi zaletela v vodo, ki še ni odtekla s predhodne lopatice. Več kot je šob, več lopatic obliva voda in večja je moč Peltonove turbine.

Krmiljenje delovanja Peltonove turbine se izvaja s premikanjem igle iglastega ventila (angl. *needle*) v šobi. Iglo premika vreteno, ki se pomika v šobi. Igla je hruškaste oblike. Sistem vsebuje še odklonilo oziroma odrezalo (angl. *deflector*). Odklonilo odkloni curek pri razbremenitvi Peltonove turbine za toliko časa, da igla pripre šobo. Krmiljenje je količinsko, to pomeni, da se spreminja količina vode. Krmiljenje je dobro od zelo majhne obremenitve dalje, to je približno od 1/4 obremenitve. Zaradi tega se Peltonove turbine uporabljajo tam, kjer se pretok vode močno spreminja.

Lopatice so lahko narejene iz enega kosa skupaj z diskom Peltonove turbine (angl: *blisk* → ***blade*** + ***disk***). Ta rešitev se pogosto uporablja v zadnjih letih, ko se gonilnike izdeluje s stroji CNC.

Za zapiranje pretoka vode se uporablja predturbinski ventil. Lahko ga uporabljajo vse vrste vodnih turbin, ne le Peltonove turbine, večinoma pa jih srečamo pri Peltonovih in Francisovih turbinah. Predturbinski ventil zapira tlačni cevovod (angl. *penstock*), ki dovaja vodo iz zgornjega zajetja. Predturbinski ventil omogoča hitro zapiranje dotoka vode na turbino pri razbremenitvi turbine (angl. *load rejection*), hkrati pa omogoča revizijo oziroma servisiranje turbinskega dela agregata vodne turbine.



Slika 6: Shema Peltonove turbine z navpično osjo in s 6 šobami; modro: pretočni trakt, rdeče: vrteči deli, zeleno: krmilni sistemi, rumeno: ležaji; 1: predturbinski ventil, 2: razvod vode, 3: šoba, 4: odklonilo, 5: gonilnik, 6: gred, 7: iztok vode z lopatic gonilnika, 8: gladina spodnje vode, 9: generator, 10: turbinski pokrov, 11: iztočni rov



Slika 7: Gonilnik Peltonove turbine; levo: stari gonilnik Peltonove turbine iz ČHE Walchensee, Nemčija [vir: <https://en.wikipedia.org>]; desno: podrobnosti oblike lopatice [z dovoljenjem: Andino d.o.o.]

Peltonove turbine imajo lahko eno šobo, lahko pa jih je več, do največ 6 [Kjølle, 2001]. Peltonove turbine imajo vodoravne osi, kadar imajo do dve šobi, navpične osi pa imajo Peltonove turbine s 4–6 šobami, če je potreba po večjem pretoku. Vzrok tiči v dejstvu, da pri vodoravnih oseh in pri več kot dveh šobah ni možno dobro odvajati iztečene vode.

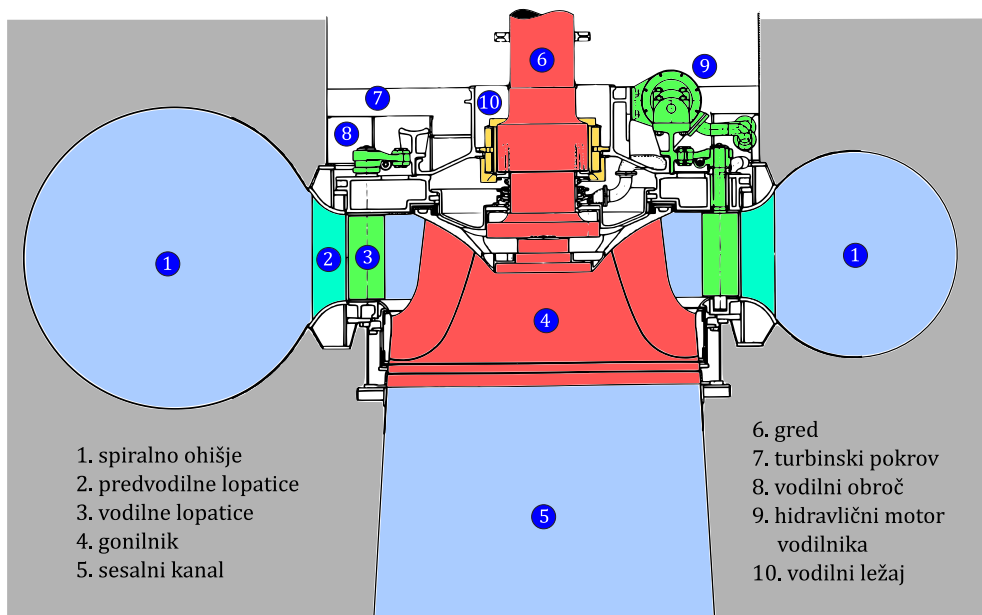
2.4 Francisova turbina

Francisova turbina je nadtlačna vodna turbina radialno – aksialne izvedbe. Uporablja se za srednje pretoke in padce. Francisova turbina je predstavljena na sliki 8, prerez pretočnega polja za primer ČHE Avče pa je prikazan na sliki 9. Francisova turbina je vodna turbina z enojnim krmiljenjem, to pomeni, da se premikajo (krmilijo) samo vodilne lopatice, gonilne lopatice pa so nepremične. Francisova turbina je reakcijska turbina. To pomeni, da se vodi v spiralnem ohišju (angl. *spiral casing*) in vodilniku poveča obodna komponenta hitrosti. Voda z veliko obodno komponento hitrosti nato teče skozi lopatice gonilnika, pri čemer se vodi zmanjšuje obodna hitrost. Na ta način voda predaja energijo in vrtilno količino gonilniku in tudi generatorju, kakor smo to opisali z enačbo (3).

Nekatere zelo redke Francisove turbine, predvsem so to črpalne Francisove turbine, imajo krmiljenje vrtilne frekvence. To pomeni, da je možno vrtilno frekvenco spreminjati, običajno za nekaj % imenske vrtilne frekvence. V ta namen ima vodna elektrarna vgrajen inverter. Pri nas ima kot edina elektrarna tak način krmiljenja ČHE Avče in sicer od -2 % do +4 % imenske vrtilne frekvence.

Francisove turbine se uporabljajo za padce od približno 20 m do približno 600 m. Premeri Francisovih turbin znašajo od približno 0.5 m do približno 10 m. Skoraj vse velike Francisove turbine so grajene tako, da je os vrtenja navpična. Na splošno so Francisove turbine lahko navpične oz. vodoravne izvedbe. Manjše Francisove turbine vodoravne izvedbe so enostavnejše za vzdrževanje, ker aksialni ležaj ni tako obremenjen kot pri navpični izvedbi, kar pomeni, da je hlajenje ležajev enostavnejše. Francisove turbine imajo velik izkoristek, tudi prek 95 % [Dixon in Hall, 2010], in so tudi zaradi širokega razpona uporabnih pretokov in tlakov največkrat uporabljene vrste vodnih turbin.

Sestavni deli Francisovih turbin so: spiralno ohišje (angl. *spiral casing* ali *scroll casing*), predvodilnik (angl. *stay ring*), vodilnik (angl. *wicket gate*), gonilnik, sesalna cev (angl. *draft tube*), gred (angl. *shaft*), ležaji (angl. *bearings*), itd. K vodni turbini običajno prištejemo tudi generator, vendar pravilno v tem primeru celoto poimenujemo hidroagregat. Večina naštetih gradnikov je skupna tudi Kaplanovim turbinam. V nadaljevanju sledi opis sestavnih delov Francisovih turbin. Kasneje v poglavju 6 bodo opisani tudi drugi deli hidroelektrarn, ki so neobhodno potrebni za nemoteno in varno delovanje hidroelektrarn.

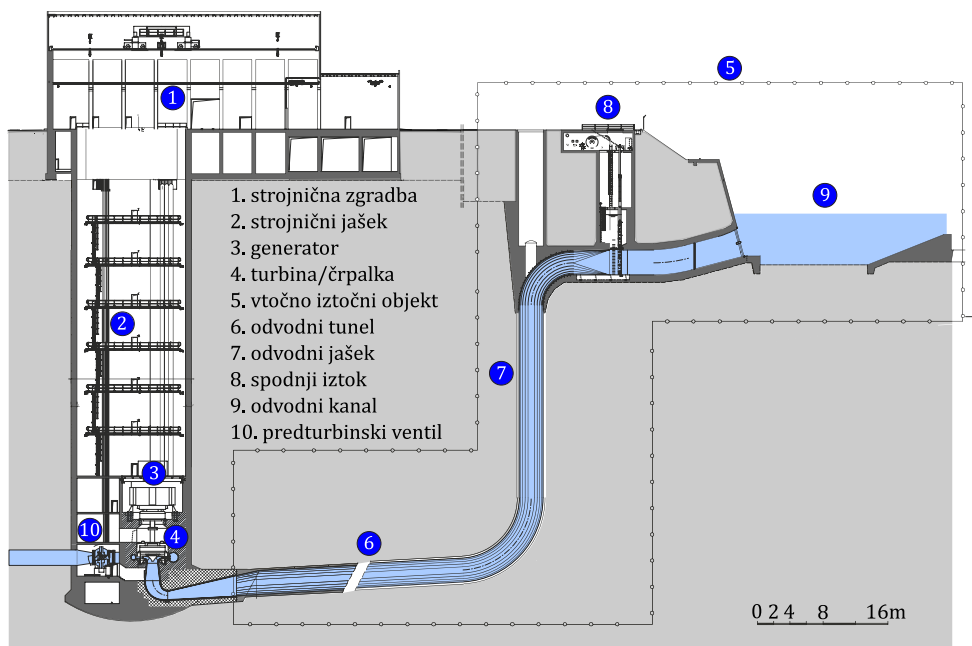


Slika 8: *Shema Francisove turbine; modro: pretočni trakt, rdeče: vrteči deli, zeleno: krmilni sistemi, rumeno: ležaji*

Spiralno ohišje je nameščeno okrog gonilnika Francisove turbine. Spiralno ohišje je na vstopu povezano s tlačnim cevovodom z zapornim predturbinskim ventilom. Spiralno ohišje je oblikovano tako, da je hitrost tekočine na vseh delih odprtine po notranjem obodu enaka, kar pomeni, da se spiralno ohišje od dovodnega cevovoda enakomerno zožuje. Skozi odprtino doteka voda v predvodilne lopatice (angl. *stay vanes*), vodilne lopatice (angl. *guide vanes*) in naprej v gonilnik. Spiralno ohišje je pri Francisovih turbinah okroglega preseka, iz varjene pločevine ter večinoma zalito v betonu.

Vodilni del turbine je sestavljen iz predvodilnika in vodilnika. Vodilni del turbine ima dvojno funkcijo, spreminja tlačno energijo vode v kinetično in pravilno usmerja tok na lopatice Francisove turbine. Vodilne lopatice so običajno razporejene v dveh vrstah kot predvodilne lopatice (predvodilnik) in kot vodilne lopatice (vodilnik). Predvodilne lopatice niso nastavljive, vodo grobo usmerjajo na vodilne lopatice, povečujejo pa tudi trdnost turbine, da se spiralno ohišje zaradi velikega tlaka v njem ne razpre. Vodilne lopatice so nastavljive, spreminjamo jim lahko kot zavrtitve. Vodilne lopatice se vrtijo (premikajo) okoli čepa lopatice (angl. *pivot pin*), ki je hkrati sestavni del lopatice same. S tem zapiramo pretok vode na gonilnik Francisove turbine in zmanjšujemo pretok ter krmilimo moč turbine. Vodilne lopatice so povezane v

vodilni obroč (angl. *guide vane ring*), ki omogoča, da zavrtimo vse lopatice hkrati za enak kot. Vodilne lopatice vrtimo hidravlično ali s servomotorjem. Vodilne lopatice omogočajo tudi, da se dotok vode na gonilnik Francisove turbine prekine. Popolnoma se dotok vode na gonilnik z vodilnikom ne more prekiniti zaradi zračnosti, ki nastopa nad in pod vodilnimi lopaticami. Ta pretok zaradi zračnosti je premajhen, da bi se vodna turbina počasi vrtela,



Slika 9: ČHE Avče, prerez pretočnega polja z vtočno iztočnim objektom. Iz slike je razvidna velika potopitev turbine, ki je potrebna za preprečevanje pojavnosti kavitacije na gonilniku.

medtem ko ne deluje. Zračnost je potrebna za samo premikanje vodilnika. Dotok vode z vodilnikom prekinjamo ob normalni zaustavitvi Francisove turbine ali prisilni zaustavitvi, pri popravilu pa uporabimo zapornice (angl. *gates*).

Gonilnik (tudi rotor, čeprav se izraza rotor in stator običajno uporabljata za vrteč in mirujoč del generatorja) se vrte in pretvarja vodno energijo v mehansko energijo - delo vrtenja gredi. Gonilnik Francisove turbine je predstavljen na slikah 10 in 11. Gonilnik je mehansko spojen z gredjo, ki je na drugi strani spojena z generatorjem. Gonilnik ima nepremične lopatice, kot smo že omenili, je Francisova turbina zato enojno krmiljena (krmiljenje Francisove turbine je mogoče samo z vrtenjem lopatic vodilnika).



Slika 10: *Levo: gonilnik Francisove turbine, elektrarna treh sotesk, Kitajska [vir: <https://en.wikipedia.org/>]; desno: gonilnik črpalne hidroelektrarne Avče - merjenje kavitacijske erozije z merilno roko, pogled na gonilnik iz sesalnega konusa [z dovoljenjem: SENG d.o.o.]*

Sesalna cev (angl. *draft tube*) je gradnik, ki je nameščen pod gonilnikom in služi upočasnjevanju toka in usmerja vodo iz gonilnika proti iztočnemu kanalu (angl. *tail race channel*) oziroma objektu (pri črpalnih turbinah je to vtočno-iztočni objekt). Če želimo pretvoriti v tlak vso energijo toka, po Bernoullijevi enačbi vsebuje tok energijo tlaka, hitrosti in višine, se mora tok na izstopu iz Francisove turbine upočasniti, oziroma izgubiti razpoložljivo hitrostno energijo toka. Funkcija sesalne cevi je, da se koristno izrabí celoten vodni padec. Kinetična energija toka, s katero voda zapusti sesalno cev, je izgubljena energija, vendar dobro izdelana in ustrezno velika sesalna cev to izgubo zmanjša na minimum. Pri Peltonovi turbini temu ni tako, tu je tlačna višina, ki je izgubljena, višina Peltonovega gonilnika nad spodnjo vodo. Višina Peltonovega gonilnika nad spodnjo vodo je potrebna, da voda iz Peltonove turbine lahko odteče.

Ostali gradniki hidroelektrarne bodo predstavljeni v poglavju 3. Tu omenimo samo še gred, generator, ležaje in tesnilko (angl. *shaft seal*). Gred je gradnik, ki povezuje gonilnik z generatorjem. Ležaji držijo gonilnik in gred v vodoravni in navpični smeri ter omogočajo vrtenje s čim manjšimi tornimi izgubami. Običajno ima Francisova turbina vsaj en nosilni ležaj (nosi v navpični smeri, angl. *support bearing* ali *thrust bearing*) in vsaj en vodilni ležaj (vodi turbino v vodoravni smeri, angl. *guide bearing*).



Slika 11: HE Bratsk, Rusija, 18x250 MW, največja elektrarna, kjer je prevzemne terenske meritve izvedlo podjetje iz Slovenije, Kolektor Turboinštitut d.o.o. Levo: transport gonilnika, [vir: <http://www.hydropworld.com>]. Desno: strojnica vodne elektrarne Bratsk [z dovoljenjem: Kolektor Turboinštitut d.o.o.].

Francisova turbina se lahko uporablja tudi v črpalnih vodnih turbinah (angl. *pump turbines*). V tem primeru vodno turbino imenujemo tudi črpalna turbina in včasih celo črpalna turbina. Primer črpalne hidroelektrarne v Sloveniji je ČHE Avče (slika 12). V črpalnem režimu delovanja črpalna turbina črpa vodo iz spodnjega akumulacijskega zbiralnika (angl. *lower reservoir*) v zgornji zbiralnik (angl. *upper reservoir*). Generator v črpalnem režimu deluje kot elektromotor in sicer v času, ko je na voljo dovolj poceni energije. To je predvsem ponoči, ko delujejo jedrske elektrarne v pasu, poraba električne energije s strani odjemalcev pa je nizka. Spodnja in zgornja akumulacija služita za skladiščenje vode kot velika vira za shranjevanje "odvečne" električne energije. To je eden od načinov, da se začasno presežna in razpoložljiva električna energija shrani za kasnejšo uporabo.

Vse turbine, še posebej pa je to izrazito pri črpalnih turbinah s Francisovim gonilnikom, morajo biti dovolj potopljene (angl. *submersion*). Zato je pri vseh vodnih turbinah gonilnik nameščen na najnižjem delu pretočnega trakta. Potopitev v primeru ČHE Avče je razvidna s slike 9. Dovolj velika potopitev mora biti zagotovljena za delovanje gonilnika brez pojava kavitacije, predvsem je ta težava izrazita v črpalnem režimu delovanja. Kavitacija je fizikalni pojav, pri katerem se v vodi pojavijo mehurčki vodne pare, kadar je okoliški tlak nižji od uparjalnega tlaka vode. Kavitacija lahko povzroči poškodbe strojnih delov s kavitacijsko erozijo ali prek povečanih vibracij vodnega turbinskega stroja. Ko kavitacijski mehurčki implodirajo v bližini površine gonilnika, pri tem pride do kavitacijske erozije površine gonilnika. Kavitacija pogosto tudi poveča vibracije vodnih turbin, kar vodi v večjo obrabo strojnih delov.



Slika 12: Vgradnja ČHE Avče, spust gonilnika v jašek strojnice [z dovoljenjem: SENG d.o.o.]

Za preprečevanje kavitacije mora biti gonilnik nameščen dovolj nizko pod gladino spodnje vode. Z dovolj veliko potopitvijo turbine pri delovanju vodnega turbinskega stroja dosežemo na sesalni strani dovolj veliko energija toka. V poglavju 8 o kavitaciji bomo kasneje zapisali števili *NPSE* in *NPSH*, kateri imenujemo neto pozitivna sesalna energija in neto pozitivna sesalna višina. *NPSE* in *NPSH* sta vsota dveh prispevkov, tlačnega in hitrostnega. Če sta števili *NPSE* in *NPSH* na sesalnem delu in s tem potopitev vodnega turbinskega stroja dovolj veliki, do kavitacije ne pride. S potopitvijo turbine zagotovimo torej dovolj visok tlak na sesalni strani in preprečimo kavitacijo.

Kavitacija se ne pojavlja v vseh delovnih točkah Francisove turbine. Z izbiro delovne točke lahko operater vpliva na pojav kavitacije, v kolikor mu to razmere na trgu in potrebe v prenosnem električnem omrežju električne energije dopuščajo. Za preprečevanje škodljivih vplivov kavitacije poznamo poleg ustrezne potopitve pri Francisovih turbinah tudi druge ukrepe, to sta krmiljenje Francisove turbine z inverterjem in vpihavanje zraka skozi votlo gred v sesalni konus.

2.5 Kaplanove turbine

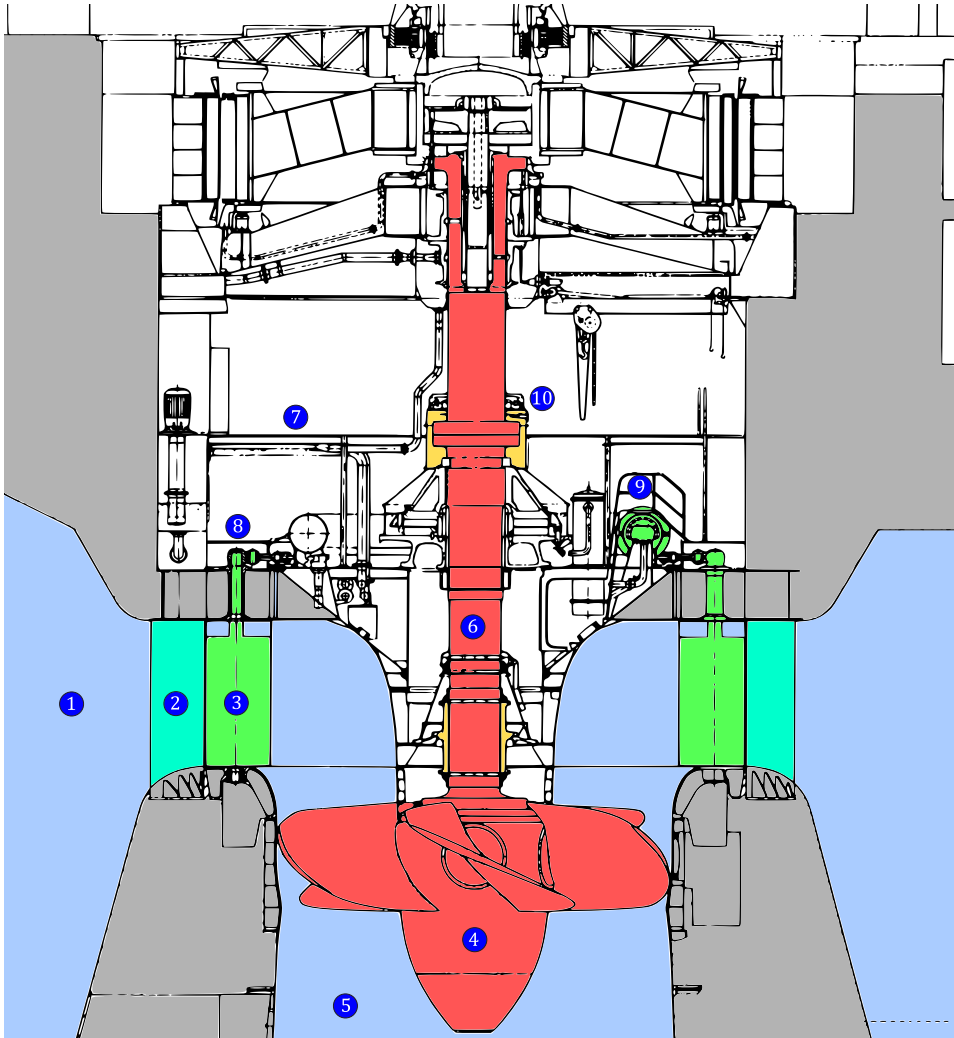
Kaplanova turbina (slika 13) je reakcijska vodna turbina z nastavljivimi vodilnimi in gonilnimi lopaticami (angl. *runner blades*). Kaplanova turbina je torej vodna turbina z dvojnimi krmiljenjem, saj je za razliko od Francisove turbine poleg vodilnih lopatic možno krmiljenje tudi gonilnih lopatic. Zgodovinsko gledano je Kaplanova turbina evolucija Francisove turbine za vodotoke z majhnimi padci in velikimi pretoki. Danes se jih uporablja za padce od 10 do 50 m in za moči do 200 MW. Izkoristki so prek 92 %, ta vrednost pa pada proti majhnim padcem in manjšim pretokom.

Dotok vode je enak kot pri Francisovi turbini, in sicer poteka tok skozi tlačni cevovod (Kaplanove turbine so zaradi velikosti tlačnih dovodnih kanalov večinoma brez predturbinskega ventila) v spiralno ohišje, skozi predvodilnik in vodilnik. Pri Kaplanovih turbinah za velike padce je spiralno ohišje kovinsko in podobne oblike, kot je to pri Francisovih turbinah. Pri Kaplanovih turbinah z majhnim padcem pa je spirala poenostavljena in je večinoma narejena iz betona (slika 14). Za vodilnikom voda zavije navzdol, še preden priteče do gonilnika. To pomeni, da je vtok na gonilnik aksialen, prav tako iztok iz gonilnika (sliki 13 in 15), natok na Kaplanovo turbino pa je radialen in iztok iz nje aksialen.

Gonilnik ima lopatice z nastavljivim kotom. Zasuk je hidravličen, pri čemer hidravlično olje priteka po sredini gredi. Dotok krmilnega olja v gred je na zgornji strani nad pokrovom generatorja (angl. *generator cover*). Pomembno je, da je tesnjenje olja v gredi izvedeno brezhibno, saj puščanje olja v vodotok ni dovoljeno. Iz gonilnika odteka voda enako kot pri Francisovi turbini po sesalni cevi v iztok.

Dvojno krmiljenje turbine omogoča delovanje v širokem območju delovnih točk.

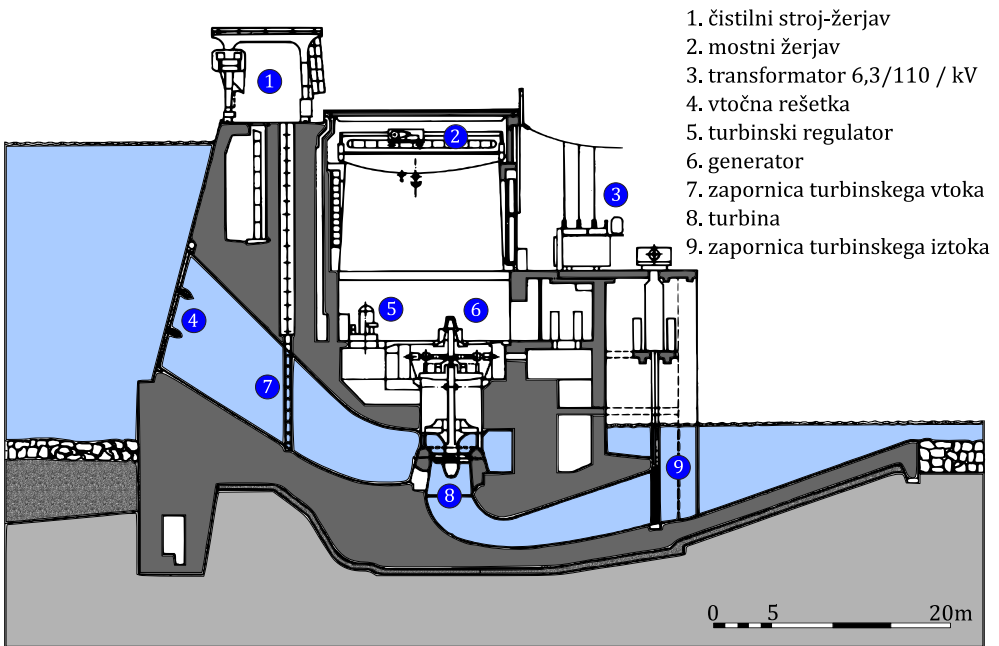
Posebna izvedenka Kaplanove turbine je propelerska turbina. Propelerska turbina je podobna Kaplanovi, vendar ima nepremično vpete gonilne lopate. Propelerska turbina je enojno krmiljena z vodilnimi lopatami kot Francisova turbina. Zaradi preprostejše zasnove in višje vrtilne frekvence se z njimi nadomešča starejše Francisove turbine, ki so nameščene v hidroelektrarnah z majhnimi padci do približno 10 m. Višja imenska vrtilna frekvenca omogoča manjši in cenejši generator. Višja vrtilna frekvenca pomeni manjše število polovih parov generatorja. Večinoma se pri manjših agregatih propelerskih turbin, kjer so vodne razlike majhne, uporabi multiplikator, ki zviša vrtilno frekvenco generatorske gredi. Tak primer propelerske turbine z multiplikatorjem v Sloveniji najdemo pri MHE Planina s povišanjem vrtilne frekvence za približno 10-krat, kjer se vrtilna frekvenca gonilnika v multiplikatorju pred generatorjem zviša za približno 10-krat.



Slika 13: Shema Kaplanove turbine; modro: pretočni trakt, rdeče: vrteči deli, zeleno: krmilni sistemi, rumeno: ležaji; številke označujejo 1: spiralno ohišje, 2: predvodilne lopatice, 3: vodilne lopatice, 4: gonilnik, 5: sesalni konus, 6: gređ, 7: višina, ki deli turbinsko in generatorsko gređ, 8: vodilni obroč, 9: hidravlični motor za pogon vodilnega obroča, 10: vodilno nosilni ležaj



Slika 14: Kaplanova turbina; levo: spirala Kaplanove turbine med servisiranjem, HE Solkan; v sredini: pogled na gonilnik iz vodilnika, HE Solkan; desno: stari gonilnik HE Plave I, vidna so vrtilišča lopatic [vse z dovoljenjem: SENG d.o.o.]



Slika 15: Pretočno polje Kaplanove turbine, primer HE Solkan

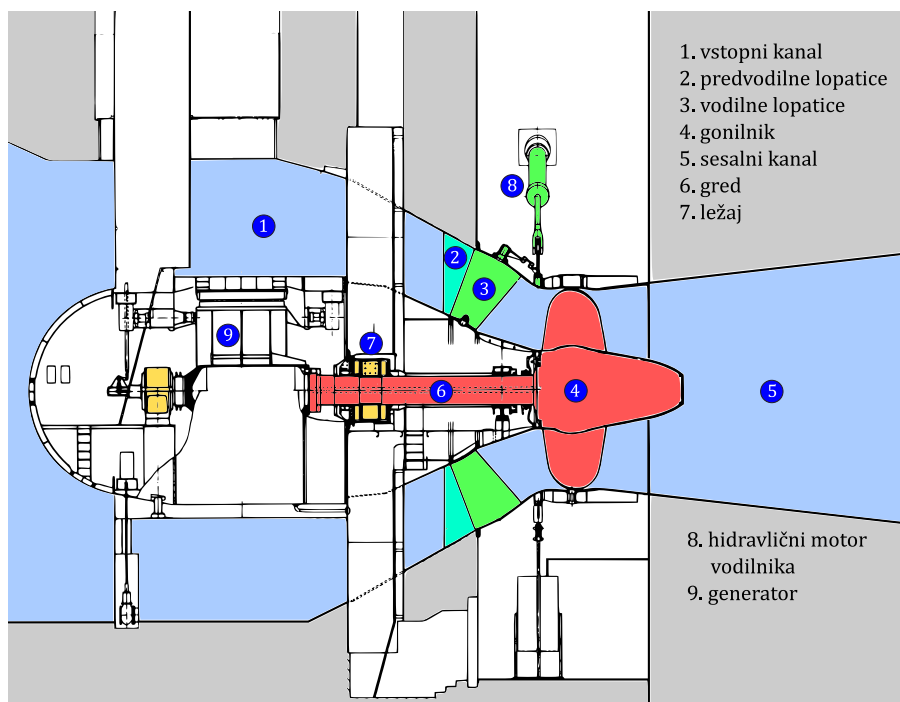
2.6 Cevne turbine

Cevna turbina je skupno ime za več različnih podvrsti vodnih turbin. Sem spadajo: cevna turbina s hruško (angl. *bulb turbine*), cevna turbina (angl. *pit turbine*) v jašku, cevna turbina S in Saxo turbina. Cevne turbine so primerna rešitev, če je padec manjši od 30 m. Cevne turbine so v zadnjih letih skoraj

povsem nadomestile Kaplanove turbine za zelo majhne padce. Cevne turbine lahko delujejo reverzibilno npr. v elektrarnah na plimo in oseko.

Nekateri viri in avtorji navajajo, da cevne turbine sodijo med Kaplanove turbine kot njihove izvedenke, drugi avtorji pa jih obravnavajo kot različno vrsto vodnih turbin, na tak način obravnavamo cevne turbine tudi v tem učbeniku.

Prečni prerez pretočnega polja cevne turbine s hruško je prikazan na sliki 16. Cevne turbine so primerne tam, kjer ni velikega nihanja zgornje in spodnje gladine vode in pretoka, zato so večkrat uporabljene tudi kot agregati biološkega minimuma. Agregati biološkega minimuma izkoriščajo vodo, ki teče po strugi vodotoka, kadar je elektrarna derivacijska, kjer večino toka vodimo po kanalu ali v rovu, to je mimo struge vodotoka. Druga možnost uporabe agregatov biološkega minimuma je na dovodu vode v ribje drstišče. V Sloveniji je npr. taka vodna elektrarna MHE Vrhovno.



Slika 16: Cevna turbina s hruško - prečni prerez pretočnega polja; modro: pretočni trakt, rdeče: vrteči deli, zeleno: krmilni sistemi, rumeno: ležaji

Med vsemi cevnimi turbinami bo natančneje opisana cevna turbina s hruško, ostale bodo zgolj omenjene.

Cevne turbine imajo pred Kaplanovimi turbinami dve bistveni prednosti:

- ker ni potrebno, da tok v cevni turbini zavija, je izkoristek nekoliko večji kot pri Kaplanovi turbini in
- ker so stroški gradnje nižji, ni potrebno globoko kopanje, saj je pretočni kanal turbine večinoma vodoraven, zaradi zelo majhnih padcev pa v nekaterih primerih ni potrebno poplavljanje velikih površin z zaježitvijo in zgornjo akumulacijo.

Slabosti cevnih turbin so, da je:

- v hruški malo prostora in je temu posledično oprema v hruški majhna in šibka, zato je njena življenjska doba lahko krajša ter servisiranje težje in
- pri manjših cevni turbinah treba uporabiti multiplikator, ki poveča število vrtljajev iz turbinske na generatorsko gred.

2.6.1 Cevna turbina s hruško

Cevna turbina s hruško (angl. *bulb turbine*) je aksialna vodna turbina z vodoravno gredjo z aksialnim vtokom vode na vodilnik. Cevna turbina s hruško je prikazana na sliki 17. Opremljena je z ravno sesalno cevjo s stožcem. Omogoča velik pretok in posledično veliko moč tudi pri majhnih padcih. Generator z neposrednim pogonom je nameščen v hruški. Hruška je vodotesna. Ta je pritrjena na predvodilnik cevne turbine, ki je hkrati nosilni gradnik, ki drži hruško in gonilnik na mestu. Angleško ime cevne turbine in slovensko ime cevne turbine s hruško sta povezani z obliko žarnice oziroma s hruškasto obliko zgornjega za vodo neprodušnega dela, v katerem je generator.



Slika 17: Cevna turbina s hruško, [vir: <http://alstomenergy.gepower.com>]

Razlika med Kaplanovo turbino in cevno turbino je v natoku vode na turbino. Pri Kaplanovi turbini je natok vode izveden v radialni smeri, pri cevni turbini s hruško pa je natok aksialen. Iztok iz turbine in gonilnika je pri obeh turbinah aksialen. Zaradi takšne vgradnje se smer toka vode, ko voda teče skozi

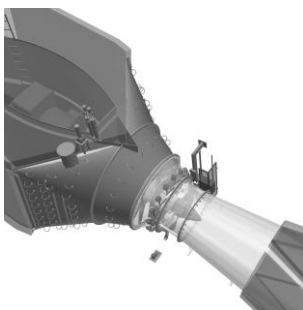
pretočni trakt turbine, zelo malo spremeni, kar omogoča dober izkoristek in kompaktno gradnjo. Takšna zasnova znatno zniža stroške gradbenih del in omogoča prilagodljivo vgradnjo.

Gonilnik cevne turbine ima lopatice, katerim lahko spreminjamo kot. To pomeni, da ima cevna turbina dvojno krmiljenje (krmiljenje vodilnih lopatic in krmiljenje gonilnih lopatic), kakor je to izvedeno tudi pri Kaplanovi turbini.

Cevna turbina s hruško v nasprotju s Francisovo in Kaplanovo turbino nima spiralnega ohišja, sesalna cev pa je po obliki znatno drugačna od sesalnih cevi Kaplanovih in Francisovih turbin.

2.6.2 Cevna turbina v jašku

Cevna turbina v jašku (angl. *pit turbine*) je podobna cevni turbini s hruško, le da je generator nameščen v jašku v pretočnem traktu. Cevna turbina v jašku je prikazana na sliki 18. Pri manjših elektrarnah namreč ni mogoče imeti celotnega generatorja neprodušno zaprtega v hruški, ki bi jo oblival tok vode z vseh strani, ker je prostora za to premalo. Generator je navadno povezan s turbinsko gredjo prek zobniškega prenosnika oziroma multiplikatorja, ki je nameščen v turbinskem jašku in omogoča, da se kljub nizki vrtilni frekvenci cevne turbine generator vrti z visoko frekvenco. S tem se znižajo stroški za izdelavo generatorja. Zato so ekonomsko opravičene celo tovrstne hidroelektrarne z zelo majhnimi padci. Možna je tudi izvedba z neposrednim prenosom vrtilnega momenta med gonilnikom in generatorjem.

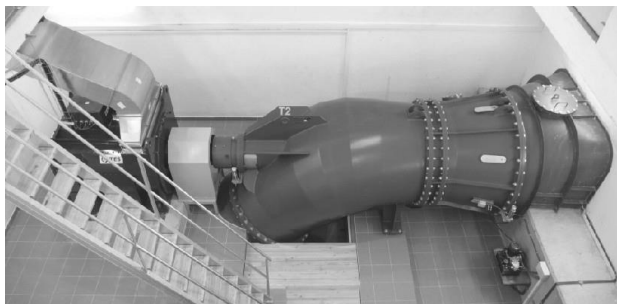


Slika 18: Cevna turbina v jašku [vir: <http://turab.com>]

2.6.3 Cevna turbina S

Cevna turbina S je različica cevne turbine s hruško. Cevna turbina S (slika 19) je vodna turbina z vodoravno gredjo z aksialnim vtokom vode na vodilnik. Opremljena je s sesalno cevjo S oblike z enim ali dvema kolenoma. S tako

obliko sesalne cevi naredimo prostor generatorju, gred pa zato moli ven iz sesalne cevi in je speljana skozi koleno sesalne cevi.

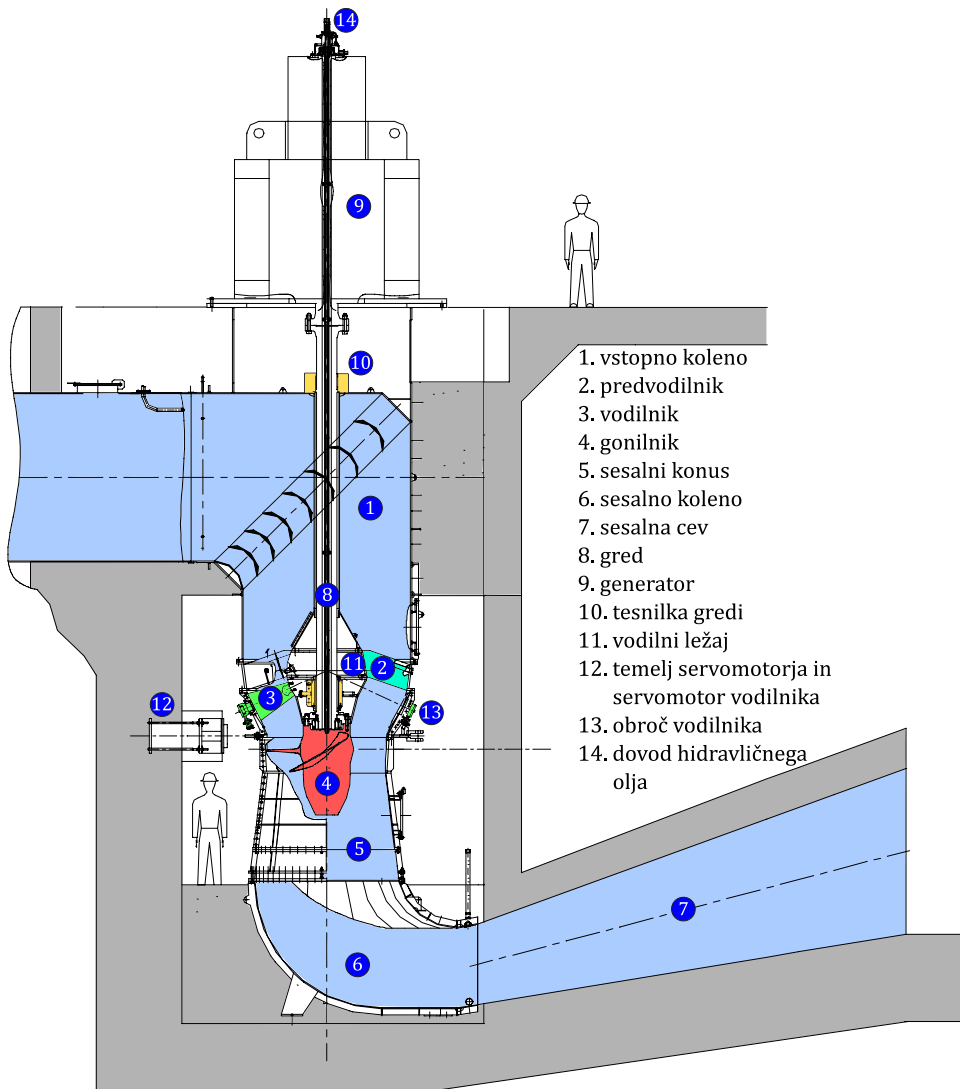


Slika 19: *Cevna turbina S, generator je nameščen izven pretočnega trakta turbine, [vir: <http://www.cchpe.net>]*

Ta tip cevne turbine je primeren za manjše vodne elektrarne do 10 MW. Pri manjših elektrarnah namreč ni mogoče imeti celotnega generatorja neprodušno zaprtega v hruški, ki bi bila potopljena v vodnem toku.

2.6.4 Aksialna vodna turbina z navpično gredjo – turbina Saxo

Turbina Saxo je različica cevne turbine (slika 20). S turbino Saxo se je slovenski izdelovalec Litostroj Power v zadnjih letih uveljavil v Kanadi. To je navpična aksialna vodna turbina, ki je od vstopa do gonilnika podobna cevni turbini z vstopnim kolonom in polaksialnim vodilnikom, od vključno gonilnika do konca sesalne cevi pa je podobna običajni Kaplanovi turbini. Ta vrsta vodne turbine lahko pokriva področje uporabe cevnih in Kaplanovih turbin. Voda aksialno priteka v vodilnik. Generator je nameščen nad turbino Saxo. Gred je speljana skozi vtočno koleno. Sesalna cev je lahko ravna ali pa z enim kolonom.



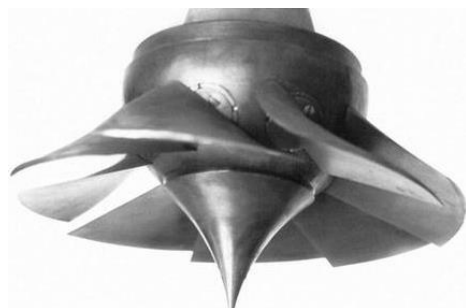
Slika 20: Shema turbine Saxo; modro: pretočni trakt, rdeče: vrteči deli, zeleno: krmilni sistemi, rumeno: ležaji.

2.7 Ostale vodne turbine

Ostale vodne turbine so podobne zgoraj opisanim vodnim turbinam. Tu jih bomo zgolj našteali in razdelili na reakcijske in impulzne turbine.

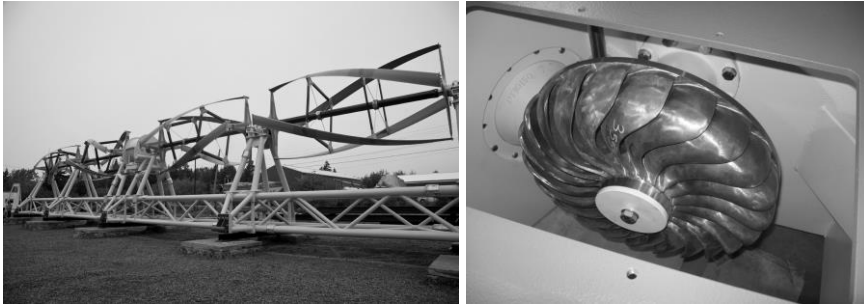
Reakcijske vodne turbine so: Deriazova turbina, Tysonova turbina in Gorlova turbina. Deriazove turbine imajo nastavljive lopatice, tok v njih je diagonalni

(slika 21). Deriazova turbina je podobna Kaplanovi, lopatice so nekoliko bolj nagnjene, kar je ugodno za srednje padce od 20 do 100 m. Tysonova turbina ne potrebuje ohišja, vstavi se jo neposredno v tekočo vodo. Sestavljena je iz propelerja, ki je pritrjen pod splavom. Gonilnik poganja generator, ki je običajno na vrhu splava, povezana sta z jermenom. Tysonovo turbino potegnemo na sredino vodotoka, kjer je tok najhitrejši. Gorlova turbina je vodna turbina, ki so jo razvili iz Darriusove turbine, le da ima zavita krila (slika 22). Tok vode na Gorlovo turbino deluje z navorom na krila gonilnika Gorlove turbine, zato se gonilnik vrti. Smer toka je pravokotna na os vrtenja.



Slika 21: *Gonilnik Deriazove turbine [vir: <http://dic.academic.ru>]*

Impulzne vodne turbine so: vodno kolo, Turgo turbina, Banki turbina (angl. *cross-flow turbine*), Jonvalova turbina in Arhimedov vijak. Vodno kolo je star turbinski stroj, ki je predvsem v preteklosti poganjal mline in žage, uporabljali so ga tudi za črpanje vode in odvodnjavanje (slika 23). Prvi opis vodnega kolesa sega v čas pred našim štetjem, iz Grčije prek Rimskega imperija pa se je uporaba razširila v druge dele severne poloble.



Slika 22. *Ostale vodne turbine. Levo: Gorlova turbina, [vir: https://en.wikipedia.org/wiki/Gorlov_helical_turbine]. Desno: Turgo turbina, [vir: www.dtlhydro.com].*

Turgo turbina je podobna Peltonovi turbini, ima zgolj polovico gonilnika Peltonove turbine, je pa gonilnik lažje izdelati (slika 22). Natok vode je s strani, turbina pa omogoča večje pretoke vode kot Peltonova turbina. Turgo turbine delujejo v področju padcev, kjer se prekrivata Peltonova in Francisova turbina. Banki turbina je zanimiva, ker je to ena redkih vodnih turbin, kjer voda teče skozi gonilnik in "dvakrat" poganja gonilnik. Jonvalova turbina je podobna vodnemu kolesu z razliko, da na Jonvalovo turbino voda priteka z zgornje strani. Arhimedov vijak se je nekoč tradicionalno uporabljalo za črpanje vode, danes pa za črpanje odpadne vode. V obrnjeni smeri deluje Arhimedov vijak kot vodna turbina (slika 23). Arhimedova turbina je ribam prijazna turbina (angl. *fish friendly turbine*).



Slika 23: *Ostale vodne turbine; levo: vodno kolo; desno: Arhimedova turbina [vir: <https://en.wikipedia.org>]*

3 Izdelava gonilnikov vodnih turbin

Izdelava vodnih turbin se razlikuje glede na tip gonilnika in glede na velikost gonilnika. V tem poglavju bomo obravnavali samo izdelavo gonilnikov, medtem ko bomo postopke izdelave ostalih mehanskih delov vodnih turbin izpustili.

Večinoma se za izdelavo gonilnikov vodnih turbin uporabljata dve vrsti materialov. V prvi skupini so običajna nerjavna jekla npr. X6 CrNi 18-10. V drugi skupini so trša jekla, pogosto se uporabljata npr. X5 CrNi 18-10 ali X3 CrNiMo 13-4. Izbira materiala je odvisna od tipa gonilnika in prakse izdelovalca. V prvi skupini so avstenitna nerjavna jekla, ki se uporabljajo za izdelavo nezahtevnih majhnih gonilnikov do premera približno 500 mm. Za ta material je izdelava enostavnejša, npr. pred varjenjem gonilnika materiala ni treba predgrevati, tudi popuščanje ni potrebno. Ker jeklo ni magnetno, se za preverjanje kakovosti materiala in varjenja ne uporablja metode magnetofluksa. Varjenje velikega Francisovega gonilnika je predstavljeno na sliki 24.



Slika 24: *Varjenje velikega gonilnika Francisove turbine [vir: <https://www.ewm-group.com>]*

Jekla v drugi skupini niso nerjavna jekla, imajo pa boljše kavitacijske lastnosti, saj so dosti bolj odporna proti kavitacijski eroziji. Npr. material X3 CrNiMo 13-4 je trd, zahteven za obdelavo, težje dobavljiv in zahteva posebne postopke pri varjenju in obdelavi. Pri izdelavi gonilnikov iz tega materiala je npr. potrebno predgretje (z grelniki na približno 100 °C) in žarjenje za odpravo notranjih

napetosti po varjenju. Pri obeh navedenih materialih po varjenju, brušenju in žarenju pride do deformacij oblike gonilnika, zato je potrebno naknadno struženje.

Na splošno ločimo več načinov izdelave, ki so odvisni od velikosti in zahtevnosti gonilnika ter tehnoloških zmožnosti izdelovalca vodnih turbin. Postopki se pri različnih izdelovalcih lahko delno razlikujejo. Različni načini izdelave Francisovih gonilnikov vključujejo:

- izdelavo s stroji CNC iz enega kosa,
- izdelavo s stroji CNC iz dveh kosov in varjenjem obeh polovic,
- izdelavo z varjenjem lopatic na pesto (angl. *hub*) in venec (angl. *rim* ali *shroud* ali *ring*),

Pri Kaplanovih gonilnikih je treba ločeno izdelati lopatice in pesto, nato pa lopatice privijačiti na pesto. Peltonove gonilnike se izdeluje iz enega kosa ali pa z varjenjem lopatic na pesto gonilnika.

3.1 Izdelava gonilnikov Peltonovih turbin

Gonilnike Peltonovih turbin se izdeluje večinoma iz enega kosa ali z varjenjem lopatic na pesto. Peltonovih turbin se ne izdeluje iz običajnih nerjavnih jekel npr. CrNi 18-10. Izdelava gonilnikov Peltonovih turbin z varjenjem je predstavljena na sliki 25, izdelava gonilnikov Peltonovih turbin iz enega kosa pa na sliki 26.



Slika 25: *Izdelava gonilnika Peltonove turbine; levo: brušenje gonilnika pred varjenjem lopatic; desno: varjenje lopatic [z dovoljenjem: Andino d.o.o.]*

Pesto Peltonove turbine se izdelava tako, da se postruži jekleni ulitek na zunanji površini. Lopatice se lahko izdelava v enem kosu skupaj s pestom s strojem CNC, lahko pa se jih vari na pesto Peltonove turbine. V preteklosti se je lopatice vedno varilo ali vijačilo, saj ni bilo možnosti izdelave v enem kosu. Posamezne

kose, to je pesto in vse posamezne lopatice, se pred nadaljnjo obdelavo pregleda s penetriranjem in metodo magnetofluksa.



Slika 26: *Izdelava gonilnikov Peltonovih turbin; levo: izdelava lopatic Peltonove turbin na frezalnem stroju, gonilnik je iz enega kosa; v sredini in desno: brušenje gonilnika Peltonove turbine [z dovoljenjem: Siapro d.o.o., www.siapro.eu]*

V primeru, da se lopatice na gonilnik Peltonove turbine vari, se ulitke lopatic obdela s strojem CNC. Zvarno mesto je lahko na korenu lopatice, lahko pa je tudi v sredini lopatice, kakor to prikazuje slika 27.



Slika 27: *Gonilnik Peltonove turbine s skoraj vsemi navarjenimi lopaticami [z dovoljenjem: Andino d.o.o.]*

Po koncu varjenja se zware zbrusi do želene kakovosti površine in oblikuje zaokrožitve. Za varjenje in obdelavo se gonilnik pritrdi tako, da delavec vari in brusi posamezno lopatico v njegovi delovni višini. Po brušenju se zware pregleda z penetriranjem, magnetofluksom in ultrazvokom, ob posebnih zahtevah pa tudi z rentgenom. Varjene gonilnike je za zmanjšanje napetosti v materialu treba žariti podobno kot gonilnike Francisovih turbin. Po varjenju in

žarenju se gonilnik Peltonove turbine ponovno struži, da se zagotovi ustrezne zunanje mere gonilnika. Po struženju se gonilnik polira in uravnoteži, da je pripravljen za predvgradnjo in vgradnjo.

3.2 Izdelava gonilnikov Francisovih turbin

Med vsemi vrstami vodnih turbin je izdelava gonilnikov Francisovih turbin najzahtevnejša. Gonilnike Francisovih turbin je mogoče izdelati s 3D rezkanjem celotnega gonilnika (manjše Francisove turbine) iz enega ali dveh kosov ali z varjenjem lopatic med pesto in venec. Lopatice se izdelata s krivljenjem pločevine (srednje velike Francisove turbine, slika 28) ali z litjem (velike Francisove turbine). Pesto in venec se postružita iz ulitka, odkovka ali pločevine. Iz pločevine se npr. lahko izdelajo venci velikih radialnih gonilnikov, ki so razmeroma nizki. Posamezne kose, to je pesto, venec in vse posamezne lopatice se pred nadaljnjo obdelavo pregleda s penetriranjem in metodo magnetofluksa.

Če gre za gonilnik, izdelan z varjenjem lopatic med pesto in venec, se zakrivljene ali ulite lopatice predobdeluje s strojem CNC. Površine lopatic so že v tej fazi obdelane do te mere, da je kasneje potrebno zgolj brušenje in poliranje, geometrijska oblika lopatice pa se ne spreminja več. S stroji CNC se predobdelata tudi zvarne robove.



Slika 28: *Izdelava gonilnikov Francisovih turbin; levo: izdelava manjšega gonilnika Francisove turbine z rezkanjem; desno: izdelava lopatic s krivljenjem [z dovoljenjem: Andino d.o.o.]*

Pesto in venec se pred vstavljanjem lopatic postavitva v ustrezno medsebojno lego s pomočjo dodatnih kovinskih reber (slika 29). Kovinska rebra so nameščena ob obodu gonilnika. Pesto se pred tem postavi na tla na montažnem platoju, venec pa se dvigne in podpre z obračalno napravo za potrebe meritev opleta. Na ta način je gonilnik pri izdelavi obrnjen na glavo. Ko je dosežena pravilna postavitev venca glede na pesto in so opleti venca

dovolj majhni, se pesto in venec poveže s kovinskimi rebri z varjenjem. Kovinska rebra ostanejo pritrjena na gonilnik do končane faze žarenja. Pred varjenjem lopatic na pesto in venec je treba izvesti postavitve lopatic med pesto in venec. Ker so lopatice po litju ali krivljenju obdelane s rezkarjem CNC, jih je mogoče postaviti tako, da dobro nalegajo po površini med pesto in venec. Lopatice je nato treba enakomerno razporediti po obodu. Postavitve lopatic se izvede z deljenjem obsega po obodu pesta in venca (slika 30). Dodatno se pri struženju pesta in venca pri predhodni obdelavi zastruži označevalne krivulje po višini, ki označujejo, kam po višini nasedejo lopatice in pomagajo pri vstavljanju lopatic med pesto in venec.



Slika 29: *Izdelava gonilnika Francisove turbine, poravnava pesta in obroča, [z dovoljenjem: Andino d.o.o.]*

V naslednjem koraku je treba lopatice zavariti med pesto in venec. Pred varjenjem je za izbrana jekla treba dele gonilnika, ki se varijo, ogreti na približno 100 °C. To se preverja z merjenjem temperature s termočleni, ki so enakomerno porazdeljeni po Francisovi turbini na mestih, ki se jih vari (slika 31). Vari se najprej koren zvara, kasneje pa se ta koren zvara z druge strani zbrusi, saj je bil prvi zvar varjen tako, da je bila med obema deloma gonilnika zračna reža. Nato se na drugi strani zvar zavari do konca. Vari se tudi porušne vzorce. Varjenje največjih gonilnikov izvajajo podjetja, ki imajo bogate izkušnje z varjenjem ter vse potrebne certifikate. Po koncu varjenja se zve zbrusi do željene kakovosti površine in oblikuje polmere zaokrožitev. Delo je zelo naporno in zahtevno, zlasti poleti zaradi varjenja samega, segrevanja gonilnika na visoko temperaturo, slabe dostopnosti itd.

Po brušenju se zve pregleda s penetriranjem (slika 32), magnetofluksom in ultrazvokom, ob posebnih zahtevah s strani naročnika pa tudi z rentgenom.

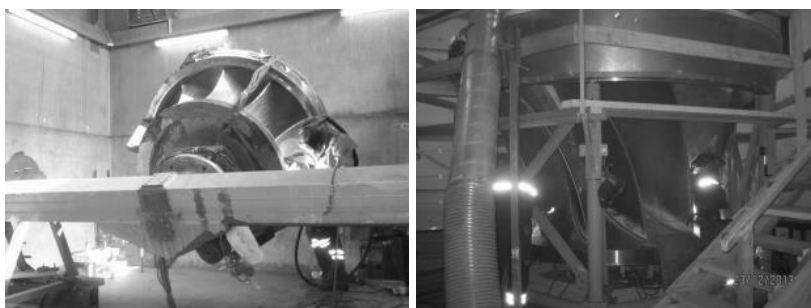
V naslednji fazi je treba gonilnik žariti, s čimer se v materialu odpravi notranje napetosti, nastale pri predhodni obdelavi, predvsem pri varjenju. To se izvede v žarilni peči pri ustrezni temperaturi in času (po določenem programu,

običajno je potrebno počasno segrevanje do približno 600 °C, vzdrževanje temperature nekaj ur na približno 600 °C, potem pa sledi počasno ohlajanje). Žari se tudi porušne vzorce.



Slika 30: *Postavitev lopatic med pesto in obroč. Lopatice so po litju ali krivljenju obdelane s 3D rezkarjem, dobro nalegajo med pesto in venec po površini in jih je treba enakomerno razporediti po obodu [z dovoljenjem: Andino d.o.o.].*

Po žarenju se odstrani podporna rebra in se ponovno s struženjem obdela gonilnik na končno mero. Ker varjenje vnaša v material napetosti, se med varjenjem rahlo spremeni geometrijska oblika gonilnika. Zato se v prvi fazi pri Francisovih turbinah izdelava pesto in venec Francisove turbine z nekaj mm večjim zunanjimi merami in manjšim nasedom gredi na pestu. Po varjenju in žarenju se gonilnik Francisove turbine ponovno struži, da se zagotovi ustrezne zunanje mere gonilnika, kar je prikazano na sliki 33.

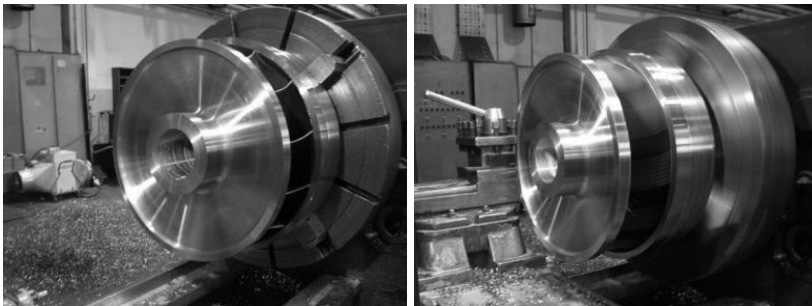


Slika 31: *Izdelava gonilnika Francisove turbine, varjenje lopatic na pesto in obroč. Pri varjenju mora biti gonilnik ogret na približno 100 °C, kar se preverja z meritvami temperature s termočleni, vidni so na levi sliki [z dovoljenjem: Andino d.o.o.].*



Slika 32: *Izdelava Francisovega gonilnika; levo: brušenje Francisovega gonilnika [z dovoljenjem: Siapro d.o.o., www.siapro.eu]; desno: postopek penetracije zvarov za določitev poškodb v materialu [z dovoljenjem: Andino d.o.o.]*

Po struženju se gonilnik brusi (slika 32), polira in uravnoteži. Uravnoteženje se večinoma izvaja statično, redko pa tudi dinamično.



Slika 33: *Struženje pesta in venca Francisove turbine na končno dimenzijo [z dovoljenjem: Siapro d.o.o., www.siapro.eu]*

Za ugotavljanje podobnosti med modelom in prototipom standard o meritvah lastnosti vodnih turbin na modelih [IEC 60191, 1999] določa postopek preverjanja podobnosti. Pri tem se pregleduje izstopne odprtine, višino vstopne odprtine, enakomernost razporeditve lopatic po obodu, včasih pa se tudi s šablono, merilno roko ali 3D skenerjem preveri oblike posameznih lopatic. Med navedenimi parametri je najpomembnejše merjenje izstopnih odprtin, to je najkrajša možna oddaljenost med posameznim izstopnim robom lopatice in hrbtiščem (površino) naslednje lopatice, kajti le-ta najbolj vpliva na školjčni diagram Francisove turbine, predvsem na njeno goltnost oziroma prostorninski pretok.

V zadnjem času se manjše in srednje velike gonilnike izdeluje tudi iz dveh delov, kot je predstavljeno na sliki 28, to je iz dveh polovic. V tem primeru je na gonilniku zgolj ena zvarna črta, na sredini gonilnika in ne med pestom in lopaticami ter lopaticami in vencem.

3.3 Izdelava Kaplanovih gonilnikov

Izdelava Kaplanovih gonilnikov je preprostejša od izdelave Francisovih gonilnikov. Iz enega kosa se izdelata lopatico, ki se jo nato vijači na pesto. Lopatice Kaplanovih turbin se večinoma izdeluje z ulivanjem. Za izdelavo s krivljenjem pločevine so take lopatice običajno prevelike in predebele. Lopatica se ulije skupaj s čepom lopatice. Lopatico se skupaj s čepom po ulivanju pregleda s penetriranjem in metodo magnetofluksa. Ločeno se odlije tudi pesto.



Slika 34: *Izdelava lopatice Kaplanovega gonilnika [z dovoljenjem: Siapro d.o.o., www.siapro.eu]*

Po ulivanju se lopatice Kaplanovih turbin skupaj s čepom obdelata s strojem CNC (slika 34). Po koncu obdelave s stroji CNC se lopatice zbrusi. Podobno se s strojem CNC in brušenjem obdelata tudi pesto.

Kot pri Francisovih turbinah je treba lopatice žariti in pregledati s penetracijo, z ultrazvokom in rentgenom. Po končani izdelavi lopatic Kaplanovih turbin se v pesto ob predvgradnji in vgradnji privijačijo čepi lopatic.

3.4 Predvgradnja in vgradnja vodnih turbin

S predvgradnjo označujemo vgradnjo, ki jo izvedemo na mestu izdelovalca vodne turbine. Slika 35 prikazuje predvgradnjo Kaplanove turbine. Samo vgradnjo pa se izvede na mestu vgradnje.

Pri predvgradnji izdelovalec preveri ujemanje posameznih gradnikov vodne turbine, spiralnega ohišja, predvodilnika, vodilnika, vodilnega mehanizma, turbinskega pokrova (angl. *turbine cover*), tesnjenja, uležajenja, gonilnika, sesalnega dela itd.



Slika 35: *Predvgradnja Kaplanove turbine [z dovoljenjem: Siapro d.o.o., www.siapro.eu]*

Transport vodnih turbin je pogosto otežen zaradi velikosti in teže vodnih turbin. Če je vodna turbina dovolj majhna in dovolj lahka, se jo večinoma transportira sestavljeno. V kolikor to ni mogoče, se jo transportira po delih delno sestavljeno. Pri največjih vodnih turbinah se transportira samo posamezne gradnike, npr. samo gonilnik.



Slika 36: *Vgradnja Kaplanove turbine [z dovoljenjem: Siapro d.o.o., www.siapro.eu (levo) in SEL d.o.o. (desno in v sredini)]*

Pri vgradnji na mestu vgradnje pri kupcu se predvgradnja ponovi (slika 36). Spiralno ohišje pri Francisovih turbinah se vgradi v beton, pri čemer se ohišje delno deformira. V tem primeru je treba pred vgradnjo gonilnika postružiti izbrana mesta. To so mesta, kjer morajo biti zagotovljene majhne zračnosti. To

se izvede s posebej prirejeno stružnico, ki se jo spusti v pretočni trakt Francisove turbine.

Pri velikih vodnih turbinah z navpično osjo se posamezne gradnike vodne turbine z dvigalom zaporedoma spušča v jašek, naprej gonilnik s turbinsko gredjo, potem turbinski pokrov, ležaje, generatorsko os, nato pa še stator in rotor generatorja ter pokrov generatorja.

4 Teorija podobnosti turbinskih strojev

Pri teoriji podobnosti pridobimo razumevanje delovanja turbinskih strojev v največji meri. To je formalni postopek, kjer skupino spremenljivk, ki opisujejo izbran fizikalni pojav, zmanjšamo ali spremenimo na manjše število brezdimenzijskih skupin spremenljivk.

Teorija podobnosti turbinskih strojev ima več pomembnih področij uporabe:

- napoved delovanja prototipa turbinskega stroja iz poizkusov, izvedenih na pomanjšanem turbinskem stroju,
- določanje najprimernejše vrste turbinskega stroja na podlagi največjega izkoristka, tlaka, pretoka in vrtilne frekvence in
- napoved delovanja turbinskih strojev pri spremenjenem številu vrtljajev ali gostoti.

Podobna turbinska stroja sta taka turbinska stroja, ki se razlikujeta samo po velikosti. To pomeni, da je razmerje vseh dimenzij med obema turbinskima strojema enako. Prav tako so med podobnima turbinskima strojema vsi koti lopatic enaki. Tudi tok tekočine je usmerjen v vseh mestih v obeh turbinskih strojih enako.

Obstaja več metod določanja brezdimenzijskih spremenljivk. Na osnovi logičnega premisleka in z uporabo Bernoullijeve enačbe lahko določimo eksponente spremenljivk n , d in ρ za pretok, tlak in hidravlično moč (glejte preglednico 3). Enačbe lahko preoblikujemo, tako da zapišemo vrtilno frekvenco v / (min^{-1}), vključimo gravitacijski pospešek itd. Na ta način dobimo enačbe za tlačno število (angl. *pressure coefficient*) in pretočno število (angl. *discharge coefficient*), ki sta brezdimenzijski merili za pretok in tlak.

Tlačno število lahko zapišemo z gravitacijskim pospeškom ali brez njega. Če ga zapišemo brez gravitacijskega pospeška, tlačno število ni brezdimenzijsko in ima enoto. Vendar je takšen zapis uporaben, če zgolj primerjamo dva turbinska stroja med seboj. Pretočno število (enačba 4) lahko zapišemo na dva različna načina

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{n d^3} \quad , \quad \varphi = \frac{\dot{V}}{\frac{n \pi^2}{60} \frac{1}{4} d^3} \quad . \quad (4)$$

Podobno lahko zapišemo za tlačno število, ki je brezdimenzijski zapis za tlak. Tlačno število lahko zapišemo na tri različne načine

$$\psi = \frac{H}{n^2 d^2} \quad , \quad \psi = \frac{g H}{n^2 d^2} \quad , \quad \psi = \frac{g H}{\left(\frac{n}{60}\right)^2 \frac{\pi^2}{2} d^2} \quad . \quad (5)$$

Kasneje v poglavju 4.3. bomo izpeljali tudi enačbo za močnostno število. Iz zgornjih enačb (4) in (5) sledi:

- pretok je sorazmeren z vrtilno frekvenco,
- tlak je sorazmeren s kvadratom vrtilne frekvence,
- moč je sorazmerna s tretjo potenco vrtilne frekvence (hidravlična moč je enaka produktu tlaka in prostorninskega pretoka),
- pretok je sorazmeren s tretjo potenco premera turbinskega stroja,
- tlak je sorazmeren s kvadratom premera turbinskega stroja,
- moč je sorazmerna s peto potenco premera turbinskega stroja.

Zgornje ugotovitve napišemo na način, kot ga prikazuje preglednica 3.

V praksi pogosto uporabljamo izraza model in prototip. Model imenujemo vodno turbino, ki jo razvijamo v inštitutu, in prototip ali izvedba imenujemo vodno turbino, ki je vgrajena v elektrarni.

Za preračunavanje iz modela na prototip je treba zagotoviti hidravlično podobnost. Hidravlična podobnost je zagotovljena, če sta turbinska stroja:

- dimenzijsko podobna, (podobnost je imenovana tudi geometrijska podobnost),
- če so enaka razmerja različnih sil, ki delujejo med fluidom in komponentami turbinskega stroja (dinamična podobnost) in
- če so enaka razmerja komponent hitrosti v vsaki ustrezni točki modela in prototipa (kinematična podobnost ali podobnost gibanja, kar pomeni, da je dimenzijska podobnost nujna za doseganje kinematične podobnosti), kar pomeni, da so enaki trikotniki hitrosti.

Preglednica 3: Eksponenti spremenljivk n , d in ρ za pretok, tlak in hidravlično moč

spremenljivka	pretok	tlak	hidravlična moč
n	$\propto n$	$\propto n^2$	$\propto n^3$
d	$\propto d^3$	$\propto d^2$	$\propto d^5$
ρ	$\propto 1$	$\propto \rho$	$\propto \rho$

Dinamični in kinematični podobnosti ni mogoče vedno ustreči, se pa je možno v določeni meri približati. Kinematični podobnosti in dinamični podobnosti

vedno ne moremo zadostiti, ker npr. izkoristek dveh podobnih turbinskih strojev ni enak in uporabljamo izkustvene enačbe za popraviljanje izkoristka. Pri razvoju vodne turbine je izkoristek na dejanski izvedbi vedno večji kot na modelu, kar je posledica predvsem sorazmerno tanjše mejne plasti na prototipu v primerjavi z modelom.

Prej omenjena razmerja različnih sil, ki delujejo med fluidom in komponentami turbinskega stroja, so določena s podobnostnimi števili :

- Reynoldsovo število (vztrajnost/viskoznost),
- Eulerjevo število (tlak/vztrajnost),
- Thomovo število (neto pozitivna sesalna višina/specifična hidravlična energija),
- Froudejevo število (vztrajnost/gravitacija),
- Webrovo število (vztrajnost/površinska napetost).

Za preračun izkoristkov iz modela na prototip obstaja veliko različnih načinov. Med njimi so izkustveni, ki temeljijo na meritvah, ter teoretični. Pogosto uporabljana zveza je predstavljena v enačbi (6) [IEC 60193, 1999]

$$\Delta\eta = (1 - \eta_m) V \left(1 - \left(\frac{Re_m}{Re_p} \right)^\alpha \right) . \quad (6)$$

Enačba (6) je izkustvena zveza za preračun izkoristka iz modela na prototip, ki približno velja za radialne vodne turbine. V enačbi (6) je $\Delta\eta$ razlika med izkoristkom modela in prototipa, η_m je izkoristek modela, V delež izgub, ki ga je mogoče preračunati s teorijo podobnosti turbinskih strojev, Re_m Reynoldsovo število modela, Re_p Reynoldsovo število prototipa, α pa je izkustveni eksponent. Za delež izgub, ki ga je mogoče preračunati s teorijo podobnosti turbinskih strojev V ocenimo, da znaša približno 0,7 [Kjølle, 2001] in za koeficient α ocenimo, da znaša približno 0,16 [Kjølle, 2001]. Običajno je nemogoče zagotoviti preizkusne pogoje, ki bi zadostili vsem različnim podobnostnim številom naenkrat. Zato zagotovimo geometrijsko podobnost in upoštevamo popravke tistega podobnostnega števila, ki ima največji vpliv. Pri vodnih turbinskih strojih je to Reynoldsovo število.

4.1 Uporaba brezdimenzijskih števil

Dva vodna turbinska stroja, ki sta si podobna, lahko delujeta v podobni delovni točki in imata v njej enaki tlačni števili.

Običajno primerjamo vodna turbinska stroja 1 ali m (model) in 2 ali p (prototip). Lahko pa označimo npr. z indeksom 1 vodno turbino, ki se vrti z

vrtilno frekvenco $n = 10$ Hz in z indeksom 2 isto vodno turbino, ki se vrti z vrtilno frekvenco $n = 11$ Hz. V primeru primerjave modela in prototipa velja

$$\varphi_m = \frac{\dot{V}_m}{n_m d_m^3} = \varphi_p = \frac{\dot{V}_p}{n_p d_p^3} \quad (7)$$

in

$$\psi_m = \frac{g H_m}{n_m^2 d_m^2} = \psi_p = \frac{g H_p}{n_p^2 d_p^2} \quad (8)$$

Modeli v Kolektor Turboinštitutu imajo npr. vsi zunanji premer $d_m = 350$ mm, prototipi pa imajo mere tudi do $d_p = 8$ m. Ker ni mogoče vodnih turbin preizkušati pri poljubnem premeru ali premeru prototipa (to je izvedbe), se jih preizkuša pri izbranem premeru v inštitutu. Mere modela določa premer merilne postaje, v katero je modelni gonilnik vgrajen, saj merilne postaje ni mogoče spreminjati za vsak merjeni model posebej. Potem se karakteristike preračuna na premer prototipa.

Če za modelno vodno turbino karakteristike izmerimo v brezdimenzijski obliki (to pomeni, da na x in y osi nastopata npr. pretočno število φ in tlačno število ψ), je karakteristika za model in prototip enaka. Prav tako je za brezdimenzijski zapis tudi školjčni diagram enak za model in za prototip.

Tlačna in pretočna števila so uporabna za primerjavo delovne točke turbinskega stroja, ki deluje pri dveh različnih vrtilnih frekvencah. Isti turbinski stroj je podoben sam sebi, zato zanj velja teorija podobnosti. Zapišemo lahko

$$\varphi_1 = \varphi_2 \quad , \quad \frac{\dot{V}_1}{n_1} = \frac{\dot{V}_2}{n_2} \quad (9)$$

in

$$\psi_1 = \psi_2 \quad , \quad \frac{H_1}{n_1^2} = \frac{H_2}{n_2^2} \quad (10)$$

V enačbah (8) in (9), ker je $d_1 = d_2$, d pokrajšamo. V enačbi (9) prav tako pokrajšamo gravitacijski pospešek g .

Tlačna in pretočna števila so uporabna tudi za primerjavo delovne točke podobnih turbinskih strojev, ki delujeta pri enakih vrtilnih frekvencah. Za pretočno število lahko zapišemo

$$\varphi_1 = \varphi_2 \quad , \quad \frac{\dot{V}_1}{d_1^3} = \frac{\dot{V}_2}{d_2^3} \quad . \quad (11)$$

V enačbi (9) n pokrajšamo, ker je $n_1 = n_2$. Za tlačno število zapišemo

$$\psi_1 = \psi_2 \quad , \quad \frac{H_1}{d_1^2} = \frac{H_2}{d_2^2} \quad . \quad (12)$$

V enačbi (11) n pokrajšamo, saj je $n_1 = n_2$. Prav tako pokrajšamo g . Če se turbinskemu stroju spremenita hkrati velikost in vrtilna frekvenca ter če sta turbinska stroja podobna, lahko zapišemo naslednji enačbi (13 in 14) za delovanje v podobnih delovnih točkah

$$\varphi_1 = \varphi_2 \quad , \quad \frac{\dot{V}_1}{n_1 d_1^3} = \frac{\dot{V}_2}{n_2 d_2^3} \quad (13)$$

in

$$\psi_1 = \psi_2 \quad , \quad \frac{H_1}{n_1^2 d_1^2} = \frac{H_2}{n_2^2 d_2^2} \quad . \quad (14)$$

4.2 Primeri uporabe brezdimenzijske analize

Kot primere uporabe lahko navedemo preračunavanje na različno vrtilno frekvenco, premer gonilnika ali gostoto toka. V nadaljevanju je navedenih nekaj primerov uporabe.

Primer 1: Črpalka deluje pri tlaku $1 \cdot 10^5 \text{ Pa}$ in pretoku $100 \text{ m}^3/\text{h}$. Zanima nas, za koliko se spremenita pretok in tlak, če povečamo vrtilno frekvenco gonilnika iz 1500 r/min na 1800 r/min .

$$p_2 = p_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 = 1,44 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \frac{n_2}{n_1} = 120 \text{ m}^3/\text{h}$$

Primer 2: V optimalni točki razvije vodna turbina 220 kW . Premer venca vodne turbine je $1,3 \text{ m}$, padec je $4,8 \text{ m}$, vrtilna frekvenca je $1,66 \text{ Hz}$. Zanima nas, pri kateri vrtilni frekvenci deluje geometrijsko podobna vodna turbina s premerom venca $0,65 \text{ m}$ in padcem $7,5 \text{ m}$ in kakšna je moč podobne vodne turbine.

$$\varphi_1 = \varphi_2$$

$$\psi_1 = \psi_2$$

$$\frac{H_1}{d_1^2 n_1^2} = \frac{H_2}{d_2^2 n_2^2} \rightarrow n_2 = \frac{d_1}{d_2} n_1 \sqrt{\frac{H_2}{H_1}} = 4,15 \text{ Hz}$$

$$\frac{\dot{V}_1}{d_1^3 n_1} = \frac{\dot{V}_2}{d_2^3 n_2} \rightarrow \frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} = \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^3 \frac{n_2}{n_1}$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\rho g H_2 \dot{V}_2}{\rho g H_1 \dot{V}_1} = \frac{H_2 \dot{V}_2}{H_1 \dot{V}_1} = 0,49$$

$$P_2 = 0,49 P_1 = 107,4 \text{ kW}$$

Primer 3: Iščemo razmerje moči za črpalke in petkrat manjši model $\frac{d_1}{d_2} = 5$, če poznamo razmerje dobavnih višin $\frac{H_1}{H_2} = 4$ in imata obe črpalke enak izkoristek.

$$\varphi_1 = \varphi_2$$

$$\psi_1 = \psi_2$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{\rho g H_2 \dot{V}_2}{\rho g H_1 \dot{V}_1}$$

$$\frac{H_1}{d_1^2 n_1^2} = \frac{H_2}{d_2^2 n_2^2}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2 \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \rightarrow \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \sqrt{\frac{H_1}{H_2}} = \frac{2}{5}$$

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^3 \frac{n_1}{n_2} = 5^3 \frac{2}{5} = 50$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\rho g H_1 \dot{V}_1}{\rho g H_2 \dot{V}_2} = 200$$

4.3 Izpeljava brezdimenzijskih števil

Predpostavimo, da imamo naslednje spremenljivke in predpostavimo naslednjo povezavo med spremenljivkami

$$f(\rho, d, n, \dot{V}, H, \mu, P, K) = 0 \quad . \quad (15)$$

V zgornji enačbi (15) je ρ gostota vode, d premer, n vrtilna frekvenca, \dot{V} pretok, H višina vode, μ dinamična viskoznost vode, P moč in K modul stisljivosti. Vseh spremenljivk v enačbi 15 je v našem primeru 8.

Buckinghamov π teorem dimenzijske analize pravi [Buckingham, 1914], da če imamo 3 osnovne dimenzije (masa, dolžina, čas), potem lahko nastavimo ($8 - 3 = 5$) natančno 5 brezdimenzijskih števil.

Zato izberemo ρ , d in n kot spremenljivke, ki vsebujejo 3 osnovne dimenzije, ter jih kombiniramo s preostalimi 5 spremenljivkami \dot{V} , H , μ , P , K . Čeprav smo se trenutno odločili in izbrali navedene spremenljivke, to ni edina možna izbire spremenljivk, je pa ugodna, ker na ta način izpeljemo tlačno in pretočno število, kakor smo ga zapisali na začetku poglavja. Zapišemo lahko torej naslednje ugotovitve.

(a) Če ρ , d in n kombiniramo z μ , zapišemo $\pi_1 = \mu^a \rho^b d^c n^d$. Ta zapis ima rešitev $\pi_1 = \frac{\rho n d^2}{\mu}$, ki je Reynoldovo število.

(b) Če ρ , d in n kombiniramo s K , zapišemo $\pi_2 = K^a \rho^b d^c n^d$. Ta zapis ima rešitev $\pi_2 = \frac{\rho n^2 d^2}{K}$, ki je Machovo število, ki je razmerje obodne hitrosti in hitrosti zvoka, pri čemer upoštevamo zvezo $c_{zv} = \sqrt{\frac{K}{\rho}}$.

(c) Če ρ , d in n kombiniramo s P , zapišemo $\pi_3 = P^a \rho^b d^c n^d$. Ta zapis ima rešitev $\pi_3 = \frac{P}{\rho n^3 d^5} = \lambda$, ki je močnostno število.

(č) Če ρ , d in n kombiniramo z \dot{V} , zapišemo $\pi_4 = \dot{V}^a \rho^b d^c n^d$. Ta zapis ima rešitev $\pi_4 = \frac{\dot{V}}{n d^3} = \varphi$, ki je pretočno število.

(d) Če ρ , d in n kombiniramo s H , zapišemo $\pi_5 = H^a \rho^b d^c n^d$. Ta zapis ima rešitev $\pi_5 = \frac{H}{n^2 d^2} = \psi$, ki je tlačno število.

Na ta način smo tudi zmanjšali število spremenljivk, od katerih je odvisno posamezno brezdimenzijsko število. Zapišemo lahko npr.

$$\varphi = f'(Re, M, \lambda, \psi) \quad (16)$$

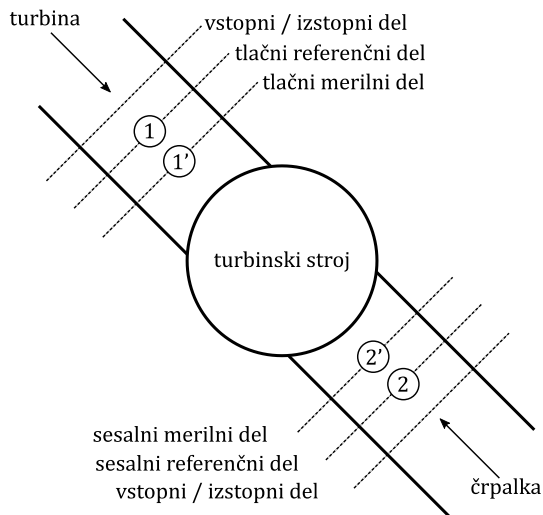
in

$$\psi = f''(Re, M, \lambda, \varphi) \quad (17)$$

Na podoben način je možno izpeljati tudi brezdimenzijsko število specifično vrtilno frekvenco n_s , ki jo uporabljamo za razvrstitev vodnih turbin na Peltonove, Francisove, Kaplanove in cevne turbine.

5 Lastnosti in delovanje vodnih turbin

V nadaljevanju si bomo pogledali nekatere značilnosti vodnih turbin, in sicer karakteristiko, školjčni diagram, delovanje črpalne turbine, postopek pri zagonu in zaustavitvi itd. Za razumevanje si pogledajmo dve spremenljivki, ki nastopata v karakteristiki, to sta specifična hidravlična energija in pretok. Z indeksoma 1 in 2 označujemo tlačni in sesalni del turbinskega stroja, kjer določamo specifično hidravlično energijo, kar je predstavljeno na sliki 37.



Slika 37: *Shematska predstavitev hidravličnega turbinskega stroja. Tok teče v smeri puščice za črpalko ali za turbino. Z indeksom 1 po dogovoru vedno označujemo tlačni del, z indeksom 2 pa vedno označujemo sesalni del.*

Specifična hidravlična energija je spremenljivka, ki pove, koliko specifične energije ima voda na voljo, da jo preda vodni turbini [IEC 60193, 1999]

$$E = \frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \bar{g} (z_1 - z_2) \quad . \quad (18)$$

V enačbi (18) sta p_{abs1} in p_{abs2} absolutna tlaka na mestu merilnih ravnin 1 in 2 in sta sestavljena iz dveh delov:

- nadtlak v cevovodu in
- atmosferski tlak.

c_1 in c_2 sta hitrosti na mestu merilnih ravnin 1 in 2. \bar{g} je povprečni gravitacijski pospešek. Razlika $(z_1 - z_2)$ je razlika geodetskih višin med obema merilnima ravninama. $\bar{\rho}$ je povprečna gostota vode.

Poglejmo si, kako lahko zgornjo enačbo (18) zapišemo enostavneje.

Zaradi preprostosti ali pa zgodovinskih razlogov pogosto namesto specifične hidravlične energije uporabljamo višine oziroma padce. Ob predpostavki, da razlika med hitrostmi vodnega toka c_1 in c_2 ni velika, da imamo sistem s prostima gladinama, ter da sta atmosferska tlaka p_{abs1} in p_{abs2} na prosti gladini vode približno enaka, lahko enačbo (18) zapišemo kot odvisnost specifične energije od razlike geodetskih višin H_{st} , ki je razlika med zgornjo in spodnjo gladino vode

$$E \approx \bar{g} (z_1 - z_2) \approx g H_{st} \quad . \quad (19)$$

Razlika geodetskih višin zgornje in spodnje gladine vode na hidroelektrarnah se imenuje statična višinska razlika H_{st} . Skupna tlačna razlika hidroelektrarne H_b je bruto padec, ki sledi iz H_{st} in razlike kinetičnih energij. H_b je torej bruto padec, ki je statična višinska razlika, zmanjšana za delež energije, ki odpade na hitrostni del

$$H_b = H_{st} + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \quad . \quad (20)$$

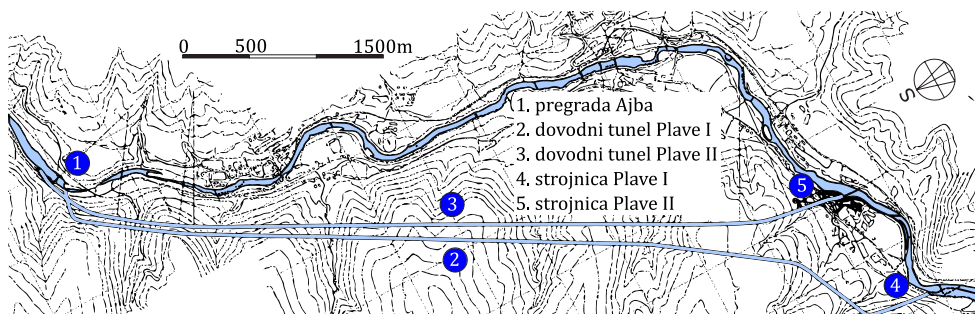
Neto padec H_n hidroelektrarne dobimo, če bruto padcu H_b odštejemo hidrodinamske izgube v dovodnem delu do vodne turbine in odvodnem delu do spodnje akumulacije $\sum H_{izg}$

$$H_n = H_{st} + \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} - \sum H_{izg} \quad . \quad (21)$$

Pretok je količina vode, ki teče skozi ravnini 1 in 2. Predpostavimo, da je pretok skozi obe ravnini enak.

V primeru derivacijske elektrarne, kot sta npr. HE Plave (slika 38) ali HE Dobljar, je zgornja akumulacija daleč stran od strojnice elektrarne. Voda teče po dovodnem tunelu. V tem primeru je vsota izgub sorazmerno velika, gladina vode v dovodnem tunelu pa na vstopu v tunel in na izstopu iz njega ni enaka, je različna za vsoto izgub iz enačbe (21).

Pogosto uporabljamo namesto specifične hidravlične energije, padca ali pretoka brezdimenzijske spremenljivke, npr. φ (pretočno število), ψ (tlačno število) itd. Podobno lahko zapišemo tudi brezdimenzijsko moč, npr. močnostno število λ , obstaja pa še več drugih brezdimenzijskih števil.



Slika 38: *Pretočni sistem HE Plave I in II od pregrade Ajba do iztoka v vodotok. Zaradi izgub v dovodnem tunelu ni na voljo ves bruto padec za predelavo v vodni turbini.*

5.1 Karakteristika in školjčni diagram vodnih turbin

Lastnosti vodnih turbin predstavljamo z diagrami karakteristik in s školjčnimi diagrami. Pri tem moramo ločiti tri različne tipe vodnih turbin glede na krmiljenje:

- vodne turbine brez krmiljenja,
- vodne turbine z enojnim krmiljenjem in
- vodne turbine z dvojnim krmiljenjem.

V diagramih karakteristik in školjčnih diagramih izdelovalec vodne turbine običajno podaja več območij, to so območje dovoljenega delovanja, območje dovoljenega delovanja z omejitvami, referenčno oziroma zagotovljeno območje za potrebe prevzemnih preizkusov in preizkusno območje.

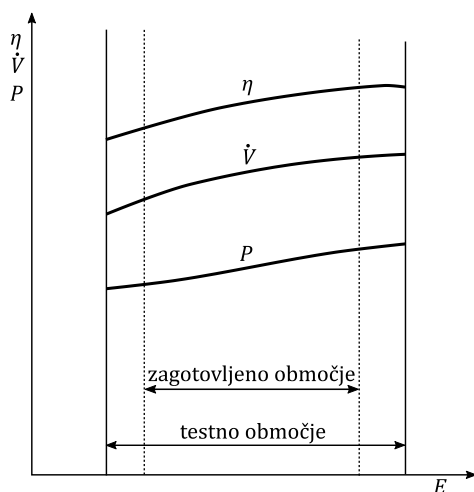
V nadaljevanju si bomo ogledali karakteristike in školjčne diagrame vodnih turbin in njihovo krmiljenje. Uporabljali bomo izraza krmiljenje in krmilnik za vsako krmiljenje, tudi tako s povratno zvezo in učinkom. V vsakdanji praksi se namesto krmiljenja na elektrarnah uporablja tuj izraz regulacija.

5.1.1 Karakteristike vodnih turbin

Pri nekrmiljeni vodni turbini (slika 39) so moč, pretok in izkoristek podani za izbrano vrtilno frekvenco. Meritve potekajo tako, da spreminjamo specifično hidravlično energijo in merimo ostale spremenljivke.

Osi sta v tem primeru glede na npr. karakteristike ventilatorjev ali črpalk zamenjani. Pri turbinskih črpalkah in ventilatorjih karakteristika s povečevanjem pretoka pada, pri vodnih turbinah pa je ravno obratno. Pri vodnih turbinah s povečevanjem pretoka višina npr. specifična hidravlična energija narašča.

Razlog za izbiro neodvisne spremenljivke pri nekrmiljeni vodni turbini na sliki 39 je, da operater na elektrarni v izbranem trenutku ne more izbrati specifične hidravlične energije, le-ta je določena s trenutnim stanjem gladine spodnje in zgornje vode ter z izgubami pri izbranem pretoku. Zato je specifična hidravlična energija pri nekrmiljeni vodni turbini neodvisna spremenljivka, pretok ali pretočno število pa sta od nje odvisni spremenljivki.



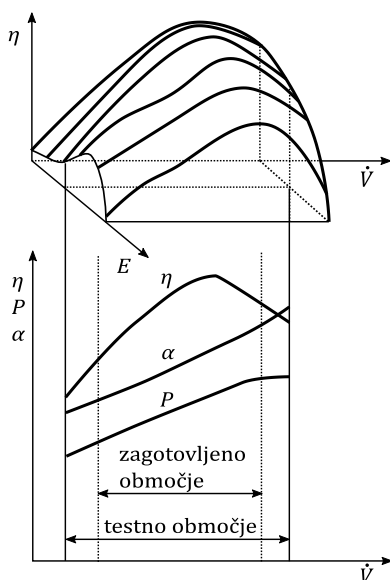
Slika 39: Karakteristika nekrmiljene vodne turbine

Diagram značilnosti ali krajše karakteristika vodnih turbin z enojnim krmiljenjem je prikazan na sliki 40. Za razliko od nekrmiljene vodne turbine lahko operater vodnih turbin z enojnim krmiljenjem krmili pretok čez turbino kljub temu, da še vedno ne more vplivati na trenutno vrednost specifične hidravlične energije oziroma tlačnega števila. Zato pri vodnih turbinah z enojnim krmiljenjem in kasneje tudi pri vodnih turbinah z dvojnimi krmiljenjem na x osi izberemo pretok ali pretočno število, na y osi pa specifično hidravlično energijo ali tlačno število.

Pri vodni turbini z enojnim krmiljenjem za vsako specifično hidravlično energijo E izmerimo dovolj merilnih točk, da lahko skozi njih potegnemo krivulje izkoristka, odprtja vodilnika in moči. Meritve na merilni postaji potekajo tako, da na mejah vodne turbine z obtočno črpalko ustvarimo

izbrano specifično hidravlično energijo E . Potem odpiramo in zapiramo vodilnik in za vsako odprtje vodilnika α izmerimo pretok (na diagramu ga predstavimo lahko predstavimo tudi kot pretočno število), moč in izkoristek. Meritve se običajno izvedejo pri eni vrtilni frekvenci. Za pretoke je običajno, da se določi območje pretokov, v katerih vodna turbina lahko deluje.

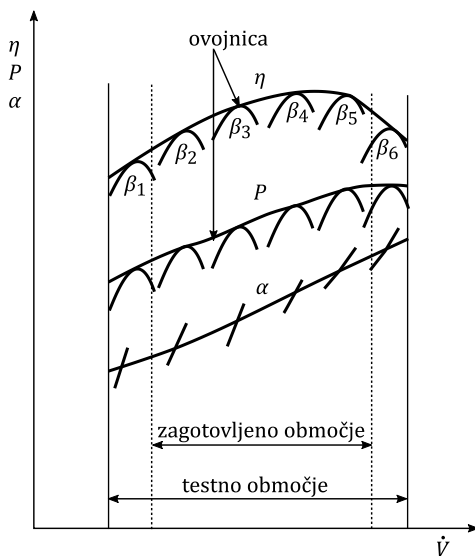
Diagram na sliki 39 je mogoče uporabiti tako, da se iz njega izdela školjčni diagram s tridimensionalno površino (angl. *hill diagram*). To naredimo tako, da karakteristike prerežemo po ravninah, vzporednih pretoku in specifični hidravlični energiji.



Slika 40: Karakteristika vodne turbine z enojnim krmiljenjem, npr. Francisove turbine

Pri dvojno krmiljeni vodni turbini poleg odprtja vodilnika spreminjamo tudi kot zasuka gonilnika β . Karakteristika vodne turbine z dvojnim krmiljenjem je predstavljena na sliki 41. Pri karakteristiki modelne vodne turbine merimo moč in izkoristek za vsak kot gonilnika. To naredimo zato, ker je na modelni vodni turbini lažje zamenjati odprtje vodilnika kot zasuk lopatic gonilnika. Za to je treba razstaviti modelno vodno turbino, izprazniti pretočni sistem, izgraditi gonilnik in s šablonami nastaviti nov kot gonilnih lopatic ter ponovno vgraditi gonilnik v modelno vodno turbino. Meritve na merilni postaji potekajo tako, da na mejah vodne turbine z obtočno črpalko ustvarimo izbrano specifično hidravlično energijo E . Potem odpiramo in zapiramo vodilnik in za vsako odprtje vodilnika α izmerimo pretok (na diagramu ga

lahko predstavimo kot pretočno število), moč in izkoristek. Izkaže se, da so krivulje izkoristkov pri konstantnem kotu zasuka gonilnika β sorazmerno strme. Čez vrhove teh delnih krivulj potegnemo ovojnico izkoristka, ovojnica izkoristka je na sliki 41 predstavljena s polno črto. Meritve se običajno izvedejo pri eni vrtilni frekvenci.



Slika 41: Karakteristika vodne turbine z dvojnim krmiljenjem, npr. Kaplanove turbine. Pri vodni turbini z dvojnim krmiljenjem moramo za vsako točko spreminjati tudi kot zasuka lopat gonilnika β .

5.1.2 Školjčni diagram

Karakteristike (značilnosti) vodne turbine kot hidravličnega motorja za pogon generatorja se pridobijo z modelnimi meritvami na preizkusnih postajah, to je bilo predstavljeno v prejšnjem podpoglavju. Merijo se osnovne spremenljivke pretok \dot{V} , navor M , izkoristek η , specifična hidravlična energija E in moč P . Iz diagramov karakteristike, kakršen je predstavljen v zgornjem podpoglavju, se oblikujejo kompleksne karakteristike vodne turbine, ki jo imenujemo školjčni diagram (angl. *hill diagram*).

Školjčni diagram za enojno (slika 42) in dvojno (slika 43) krmiljene vodne turbine dobimo tako, da delne krivulje izkoristkov in moči na več višinah "prerežemo" vzporedno ravnini specifične hidravlične energije E in pretoka \dot{V} .

V školjčnem diagramu so vidne krivulje konstantnega odprtja vodilnika α , krivulje konstantnega kota lopat gonilnika β , krivulje konstantnega izkoristka η (te imajo obliko školjke, zato ime školjčni diagram) in krivulje konstantne moči.

V školjčnem diagramu so prisotne naslednje omejitve vodne turbine:

- maksimalni dovoljeni pretok, ki je omejen s pojavom kavitacije [Avellan, 2004], le-tega pa omejimo z malo manjšim odprtjem vodilnika,
- maksimalna moč, ki je omejitev moči generatorja,
- krivulja pobega pri izkoristku $\eta = 0$,
- največji padec oziroma specifična hidravlična energija, ki sta posledica kavitacije na vstopnem robu lopatic [Avellan, 2004] na sesalni strani ali pa največje dovoljene denivelacije zgornje akumulacije in najmanjše dovoljene denivelacije spodnje akumulacije,
- najmanjši padec oziroma specifična hidravlična energija, ki je posledica kavitacije na vstopnem robu lopatic [Avellan, 2004] na tlačni strani ali pa najmanjše dovoljene denivelacije zgornje akumulacije in največje dovoljene denivelacije spodnje akumulacije,
- najmanjši dovoljeni pretok, ki je omejitev, ki jo določi izdelovalec turbine, saj prihaja pri majhnih padcih turbine do prekomernih vibracij in s tem obremenitve turbine, pri Francisovih turbinah predvsem pojava kavitacijskega vrtinca v sesalni cevi in kavitacijskih vrtincev v medlopatičnem prostoru [Širok in sod., 2006].

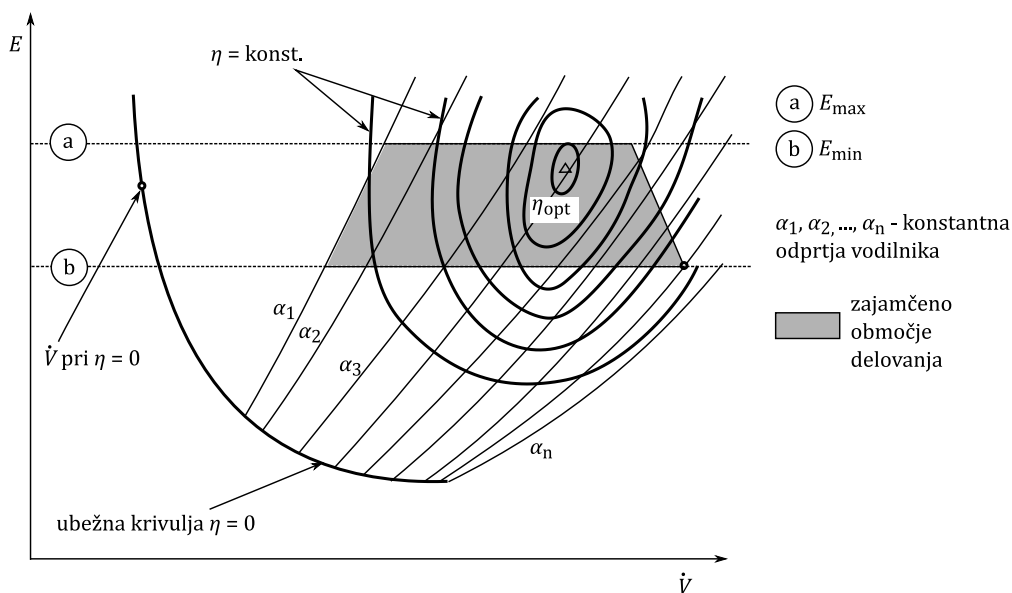
Četrta in peta alineja sta omejitvi delovanja kot posledica lastnosti toka na vstopnem robu gonilnika. To je predvsem značilno za Francisove turbine, ki nimajo možnosti krmiljenja kota gonilnih lopatic, in manj za Kaplanove turbine. Omejitev zaradi največje ali najmanjše dovoljene denivelacije je delovna omejitev elektrarne in ne turbine ali gonilnika in velja za vodne elektrarne s Francisovimi in Kaplanovimi gonilniki.

Kot je navedeno zgoraj v šesti alineji, se pri Francisovih turbinah pri delnih pretokih in obremenitvah, to je levo od točke največjega izkoristka, pojavljata dva pojava, ki vplivata na delovanje Francisovih turbin. To sta pojav kavitacijskega vrtinca v sesalni cevi in pojav kavitacijskih vrtincev v medlopatičnem prostoru. Približno od 90 % imenskega pretoka Francisove turbine navzdol do približno 60 % imenskega pretoka je območje izrazitega kavitacijskega vrtinca v sesalni cevi. Ta vpliv lahko omilimo z uvajanjem zraka skozi votlo gred v sesalno cev. Kavitacijski vrtinec v sesalni cevi ne prepreči delovanja Francisove turbine v tem področju, saj Francisovo turbino lahko krmilimo še k precej nižjim pretokom. Kasneje pri še manjših delnih pretokih in obremenitvah je preostala vrtilna količina vode prevelika in se ne more

tvoriti homogen vrtnični tok, zato kavitacijski vrtinec v sesalni cevi izgine. V območju od 15 do 30 % imenskega pretoka Francisovih turbin so značilni kavitacijski vrtinci v medlopatičnem prostoru – v vsakem, vsakem drugem ali vsakem tretjem pretočnem kanalu se od zgornje stene pesta gonilnika navzdol vije med lopaticama v smeri sesalne cevi omenjeni kavitacijski vrtinec. Kavitacijski vrtinci v medlopatičnem prostoru v nasprotju s kavitacijskim vrtincem v sesalni cevi predstavljajo omejeitev delovanja Francisove turbine, katero za vsako posamezno turbino določi izdelovalec Francisove turbine.

Kavitacijski vrtinec se lahko tvori v sesalni cevi tudi desno od imenske točke, pri čemer je vrtinec drugačne oblike, je bolj raven kot v točki levo od največjega izkoristka in omejen na sredino sesalne cevi.

Največja moč je navedena zaradi lastnosti generatorja, ki je sposoben proizvajati moči do največje dovoljene moči. Prekoračenje meje največje moči bi vodile k odpovedi generatorja.

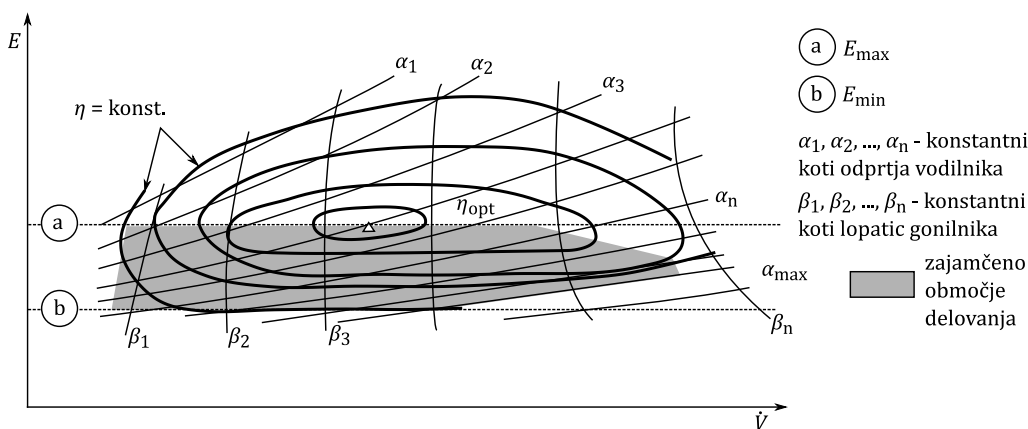


Slika 42: Školjčni diagram vodne turbine z enojnim krmiljenjem (Francisova turbina). Vidne so krivulje konstantnega izkoristka η in krivulje konstantnega odprtja vodilnika α .

Pobežna vrtilna frekvenca (angl. runaway speed) je vrtilna frekvenca vodne turbine pri polnem padcu in nični obremenitvi. Primer, ko je vodna turbina izpostavljena polnemu padcu in nični obremenitvi, imenujemo razbremenitev. V primeru pobeга se delovanje vodne turbine premakne zelo hitro po krivulji konstantnega odprtja vodilnika (po trenutni, v kateri deluje vodna turbina v

trenutku izpada generatorja) navzdol do krivulje pobega. To pomeni, da se tlak oziroma brezdimenzijski tlak, ki ga predeluje vodna turbina, zelo zmanjša. Pri Francisovih turbinah se premaknemo k nižjim pretokom, pri Kaplanovih pa lahko tudi k višjim, glede na usmerjenost krivulj konstantnega odprtja vodilnika.

Školjčni diagrami so lahko brezdimenzijski (na x osi je pretočno število φ in na y osi tlačno število ψ) ali pa dimenzijski. V primeru brezdimenzijske predstavitve se določeni deli diagrama sorazmerno stisnejo ali raztegnejo glede na druge, zato nekateri naročniki zahtevajo od izdelovalca vodnih turbin oba tipa školjčnega diagrama. Školjčni diagrami, ki so dostopni javnosti, prikazujejo relativne vrednosti, max. izkoristek je 100 %. Izdelovalci namreč ne želijo izdati dejanskih izkoristkov njihovih izdelkov.



Slika 43: Školjčni diagram vodne turbine z dvojnimi krmiljenjem (Kaplanova turbina). Dodatno k školjčnemu diagramu enojno krmiljene vodne turbine narišemo krivulje konstantnega kota lopatic gonilnika β .

S pomočjo prikazanih školjčnih diagramov na slikah 42 in 43 lahko uporabnik vodne turbine zelo jasno najde in tudi izbere področja optimalnega delovanja vodne turbine.

5.2 Delovanje vodnih turbin in črpalk v štirih kvadrantih (razširjeno področje delovanja)

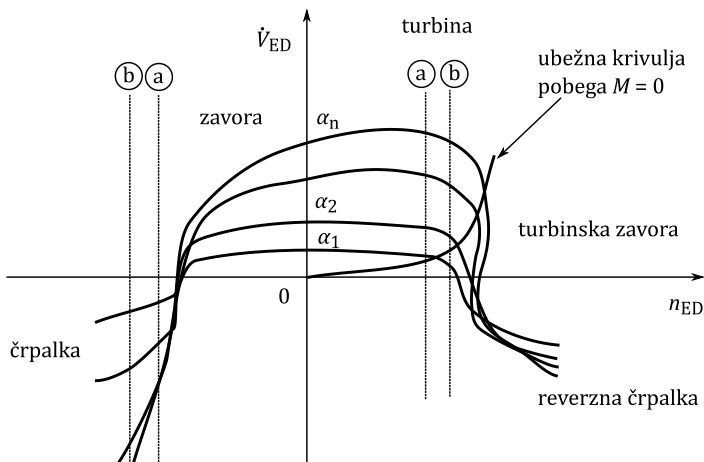
Vodne turbine in črpalke lahko delujejo v štirih kvadrantih glede na specifično imensko hitrost n_{ED} in imensko pretočno število \dot{V}_{ED} ($n_{ED} = \frac{nD}{\sqrt{E}}$ in $\dot{V}_{ED} = \frac{\dot{V}}{D^2 \sqrt{E}}$).

Štirje kvadranti so določeni glede na vrednost (pozitivna ali negativna) pretoka ali vrtilne frekvence. Na sliki 44 je z (a) označeno delovanje pri največji določeni moči in z (b) delovanje pri najmanjši dovoljeni moči. Posamezni deli so:

- spodaj levo - črpalni kvadrant,
- spodaj desno - zaviralni črpalni kvadrant,
- zgoraj levo - zaviralni turbinski kvadrant,
- zgoraj desno - turbinski kvadrant.

Nekateri od kvadrantov se še dodatno delijo, npr. kvadrant desno zgoraj se deli na turbinski del in turbinsko disipacijski (zavorni) del. V tem primeru krivulja pobega ločuje obe območji. Krivulja pobega označuje področje, kjer je navor enak nič in generator ne deluje oziroma ni priključen na električno omrežje. Nad krivuljo pobega je čisto turbinsko območje, kjer vodna turbina deluje večino časa. V tem območju je pretok pozitiven, vrtilna frekvenca pozitivna in navor pozitiven. Pod krivuljo pobega je področje, kjer je turbinsko disipacijski (zavorni) del, tu je pretok pozitiven, vrtilna frekvenca pozitivna (oboje enako kot pri vodni turbini v običajnem delovanju), navor pa je negativen. Tak režim delovanja je redek, pojavlja pa so zgolj v prehodnih režimih delovanja. Zato takemu režimu delovanja ne moremo reči delovna točka, ker vodna turbina v njem deluje zgolj prehodno.

Pri delovanju v turbinskem režimu deluje vodna turbina na eni izmed krivulj konstantnega odprtja vodilnika α med obema navpičnima črtkanima črtama, ki označujeta delovanje pri največji določeni moči in delovanje pri najmanjši dovoljeni moči. Pri zasilni zaustavitvi zdrsne točka delovanja po krivulji konstantnega izkoristka do krivulje pobega (npr. do točke najbolj zgoraj desno), nato pa se z zapiranjem vodilnika vodna turbina pomakne po krivulji pobega do izhodišča diagrama.



Slika 44: Delovanje vodne turbine v štirih kvadrantih. Z (a) je označeno delovanje pri največji določeni moči in z (b) delovanje pri najmanjši dovoljeni moči.

5.3 Zagon in zaustavitev elektrarne (normalna in hitra zaustavitev)

Zaustavitvi elektrarne ločimo dva tipa zaustavitve: normalno in hitro zaustavitev. Zagon elektrarne je vedno normalen.

5.3.1 Postopek zagona elektrarne

Postopek zagona elektrarne se razlikuje od elektrarne do elektrarne. V tem podpoglavju bomo predstavili primer Francisove turbine za velike padce z inverterjem, to je pri nas ČHE Avče. Pri zagonu elektrarne je treba izvesti naslednje operacije:

- izklop zaznavanja premika,
- zagon pomožne opreme (hlajenje ležajev, poskusni zagon električnega agregata, itd.),
- vklop črpalk hidravličnega agregata (začetno mazanje ležajev se navadno izklopi po npr. 10 minutah delovanja),
- odpiranje bypass ventila – obvodnega krogelnega ventila, s čimer se izenači tlak pred krogelnim ventilom in za njim,
- odpiranje krogelnega ventila,
- vklop vzbujevalnega odklopnika (odklopnik oziroma stikalo za vklop transformatorja vzbujanja) in vklop pretvornika vzbujanja,

- odpiranje vodilnika, v tem trenutku začne voda teči skozi vodno turbino in vodna turbina se začne vrteti,
- zapiranje bypass ventila,
- vklop inverterja (primer ČHE Avče, ki tak inverter ima) in/ali krmilnika (ostale elektrarne, ki nimajo inverterja), v tem trenutku se začne interno krmiljenje vodne turbine, vodna turbina pa še ni priključena na električno omrežje,
- vklop sinhronizatorja,
- vklop generatorskega odklopnika (generatorsko stikalo), v tem trenutku začne delovati generator in je elektrarna priključena na električno omrežje,
- nastavitev minimalne delovne moči,
- vklop krmilnika delovne moči, ki odpira in zapira vodilnik, lopatice gonilnika pri Kaplanovih turbinah in inverterja, če ga vodna turbina ima, to pomeni da je elektrarna priključena na električno omrežje in da se krmiljena moč,
- vklop krmilnika napetosti in jalove moči.

V primeru, če želimo zagnati črpalno turbino v črpalnem režimu, moramo poleg zgoraj navedenih operacij najprej pritegniti zavoro in s stisnjenim zrakom dovesti zrak v vodno turbino (gonilnik se zavrti v zraku, da so zagonski električni tokovi manjši).

5.3.2 Normalna zaustavitev elektrarne

Postopek normalne zaustavitve elektrarne se razlikuje od elektrarne do elektrarne. V tem podpoglavju bomo predstavili primer Francisove turbine za velike padce z inverterjem, ČHE Avče. Pri normalni zaustavitvi je treba izvesti naslednje operacije:

- izklop krmilnika delovne moči,
- izklop krmilnika napetosti in jalove moči,
- izklop generatorskega odklopnika (stikala generatorja), s katerim se generator odklopi in HE ni več priključena na električno omrežje,
- izklop inverterja,
- izklop vzbujanja,
- zapiranje vodilnika do popolnega zaprtja,
- vklop stikala za kratkostičenje statorja,
- vklop inverterja, ki v zaporedni operaciji ustavljanja služi zaviranju gonilnika,
- vklop električnega zaviranja s pomočjo inverterja,
- vklop glavnih zavor (mehansko zaviranje),
- izklop inverterja,

- izklop pretvornika vzbujanja in izklop vzbujanja (izklop vzbujevalnega odklopnika),
- izklop stikala za kratkostičenje statorja,
- zapiranje krogelnega zasuna (ko je bil že prej vodilnik popolnoma zaprt),
- izklop pomožnih sistemov,
- izklop zavore,
- aktiviranje zaznavanja premikov.

5.3.3 Hitra zaustavitev vodne turbine

Hitra zaustavitev vodne turbine je ukrep, ki zaustavi vodno turbino, da se ne poškoduje. Hitro zaustavitev elektrarne imenujemo tudi hitra zapora. Na vodnih turbinah večinoma ločimo dva tipa hitre zapore, to sta hitra zapora 1 in hitra zapora 2. Hitra zapora 1 oz. hitra zaustavitev 1 se aktivira večinoma v primeru visokih temperatur posameznih gradnikov turbine, vdora vode ali prekoračitve kritične vrednosti vibracij, pri čemer gre nato agregat v navadno zaustavitev. To pomeni, da se vodna turbina zaustavlja enako hitro kot pri normalni zaustavitvi. Pri hitri zapori 2 oz. hitri zaustavitvi 2 pa je treba, kolikor je le mogoče, hitro zaustaviti elektrarno.

Hitra zapora 2 je posledica izpada transformatorja ali poškodbe daljnovodnega sistema. Tedaj zaradi izklopa generatorja vodna turbina ni več obremenjena, kinetična energija vode v dovodnem cevovodu ali rovu pa je zelo velika. Zato začneta generator in gonilnik vodne turbine pospeševati. Pri hitri zaustavitvi je treba preprečiti, da bi se vodna turbina zavrtela s preveliko hitrostjo, kar bi lahko vodilo v odpoved ležajev ali drugih delov vodne turbine. Pri hitri zaustavitvi 2 v elektrarni pride do velikih obremenitev gradnikov vodne turbine.

Nekatere elektrarne imajo razbremenilni varnostni ventil (slika 45), ki odpre oziroma kratko sklne tlačni cevovod in izstop iz vodne turbine, npr. HE Hubelj ali HE Zlatoličje. Razbremenilnemu varnostnemu ventilu rečemo tudi obvodni ventil. Voda se preusmeri mimo gonilnika vodne turbine, pri tem pa lahko počasi zapremo vodilnik in hkrati še krogelni ventil, če ga elektrarna ima.

Pri elektrarnah, ki tega varnostnega obvodnega ventila nimajo, je treba pretok v dovolj kratkem času zapreti z vodilnikom, gonilnikom in predturbinskim ventilom. To se naredi počasi, da v vodni turbini in pretočnem traktu gorvodno in dolvodno ne pride do prevelikih tlačnih nihanj in s tem povezanega vodnega udara. Če je turbina Kaplanova, se v tem primeru vodilnik zapira, gonilnik pa odpira. To je sicer v nasprotju z normalnim

delovanjem, pri katerem se vodilnik zapira tako kot gonilnik po kombinatorni zvezi, katero v normalnem delovanju določa turbinski krmilnik.



Slika 45: *Razbremenilni varnostni ventil na HE Hubelj; prikazan je na sliki levo spodaj [z dovoljenjem: SENG d.o.o.].*

Hitra zaustavitev elektrarne 2 je eden izmed preizkusov, ki se jih izvaja v okviru prevzemnih preizkusov (angl. *acceptance tests*), ko naročnik prevzame vodno turbino od izdelovalca.

Hitro zaustavitev 2 se v okviru prevzemnih meritev običajno po dogovoru med obema stranema izvaja pri več obremenitvah, npr. 50 %, 60 %, 70 %, 80%, 90 % in 100 %, in sicer pri hladni vodni turbini (takoj po zagonu pri hladnih ležajih) in pri topli vodni turbini (običajno po vsaj pol ure delovanja). Obremenitve si sledijo ena za drugo, pri čemer se preizkuse izvaja vse do 100 % obremenitve, če vrednosti vibracij in pomikov ležajnega ohišja pri prejšnjih delnih obremenitvah niso bili preseženi. Če izmerjene vrednosti vibracij ležajnih ohišij in pomikov gredi naraščajo približno linearno s pobežno vrtilno frekvenco, katero doseže turbina pri vsakokratni obremenitvi, to pomeni, da je resonanca vodne turbine dovolj oddaljena. Če pa izmerjene vrednosti vibracij ležajnih ohišij in pomikov gredi naraščajo hitreje kot linearno z vsakokrat doseženo pobežno vrtilno frekvenco, to lahko pomeni, da se vodna turbina bliža področju resonance in da je nadaljnje poviševanje obremenitve za vodno turbino nevarno.

5.3.4 Tlačna in masna nihanja pri zaustavitvi vodne turbine

Sprememba pretočne hitrosti v cevovodu povzroči spremembo tlaka. Motnja vzdolž cevovoda potuje kot tlačni oziroma udarni skok. Najpreprostejša enačba, ki opisuje tlačni (udarni) skok, je enačba Žukovskega. Enačba Žukovskega je zaradi preprostosti uporabna za primere, ko ne upoštevamo interakcije med tlačnimi valovi.

Pri izpeljavi enačbe Žukovskega predpostavimo, da ima cevovod togo steno in je zato prečni presek cevovoda po celotni dolžini konstanten in se ne spreminja s časom. Sprememba hitrosti iz v_0 na $v_0 + \Delta v$ povzroči spremembo tlaka iz p_0 na $p_0 + \Delta p$. Ta sprememba generira tlačni val. Hitrost širjenja tlačne motnje označujemo z a . Matematično pravilnejše izpeljave lastnosti tlačnih in masnih gibanj v tlačnih cevovodih in dodatne informacije so na voljo v drugi študijski literaturi, npr. v učbenikih [Steinman, 1999] ali [Rajar, 1986].

Najlažje je izpeljati enačbo Žukovskega in razumeti razmere na čelu udarnega (tlačnega) skoka, če se s koordinatnim sistemom postavimo na čelo tlačnega vala. Slika 46 prikazuje dogajanje v cevovodu, v primeru, ko je koordinatni sistem postavljen na čelo tlačnega vala.

V kontinuitetni enačbi (22) zapišemo, da je razlika masnega pritoka kapljevine v kontrolno prostornino minus masni iztok enaka 0

$$(\rho + \Delta\rho)(c + a + \Delta c)A - \rho(c + a)A = 0 \quad . \quad (22)$$

To tudi pomeni, da je masni pritok kapljevine v kontrolno prostornino enak iztoku iz te prostornine. Če enačbo (22) preuredimo in zanemarimo višje člene (tiste, ki vsebujejo npr. $\Delta\rho \cdot \Delta c$), dobimo poenostavljeno obliko kontinuitetne enačbe

$$\Delta\rho = -\frac{\rho \Delta c}{c + a} \quad . \quad (23)$$

V gibalni enačbi (24) upoštevamo tlačno silo na kontrolno prostornino ter pritok in iztok gibalne količine

$$A - (p + \Delta p)A = (\rho + \Delta\rho)(c + a + \Delta c)^2 A - \rho(c + a)^2 A \quad . \quad (24)$$

Če enačbo (24) preuredimo in tudi tu zanemarimo člene višjih redov, dobimo

$$-\Delta p = 2\rho \Delta c(c + a) + \Delta\rho(c + a)^2 \quad . \quad (25)$$

Zdaj uporabimo najpomembnejšo poenostavitev v izpeljavi enačbe Žukovskega, in sicer je hitrost širjenja udarnega vala a mnogo večja od hitrosti toka c . Hitrost širjenja tlačne motnje a je večja od 1000 m/s, hitrost toka c pa je zgolj nekaj m/s. Poenostavitev pomeni, da lahko zapišemo, da je $c + a \approx a$. Tako dobimo še bolj poenostavljeno obliko kontinuitetne enačbe (23)

$$\Delta\rho = -\frac{\rho \Delta c}{c + a} \approx -\frac{\rho \Delta c}{a} \quad . \quad (26)$$

Če enačbo (26) vstavimo v poenostavljeno gibalno enačbo (25), dobimo končno obliko enačbe Žukovskega

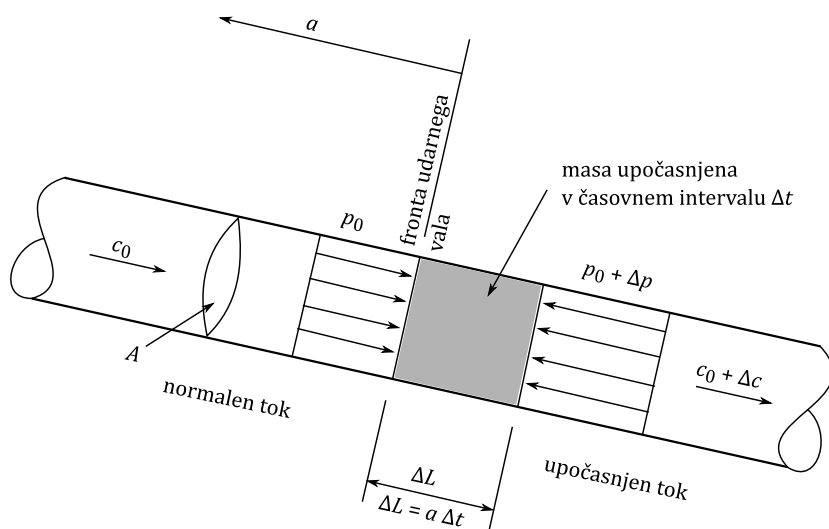
$$\Delta p = -\rho a \Delta c \quad . \quad (27)$$

V našem primeru smo enačbo (27) izpeljali na najenostavnejši možni način, ker v njej ne nastopa spremenljivka čas. Ta poenostavitev velja npr. takrat, če ventil zapremo v trenutku. Enačba Žukovskega se običajno zapiše na naslednji način

$$\frac{\Delta p}{\Delta t} = -\rho a \frac{\Delta c}{\Delta t} \quad . \quad (28)$$

Če ventil zapremo v trenutku ter predpostavimo, da se hitrost toka v cevovodu spremeni za npr. 1 m/s, se tlak spremeni za približno 1 MPa, to je za 10 bar. Zato je vsaka sprememba hitrosti v cevovodu nevarna za varno delovanje elektrarne.

Za primer obremenitve tlačnega cevovoda lahko tlačni razliki Δp pripišemo razliko tlačnih višin ΔH .

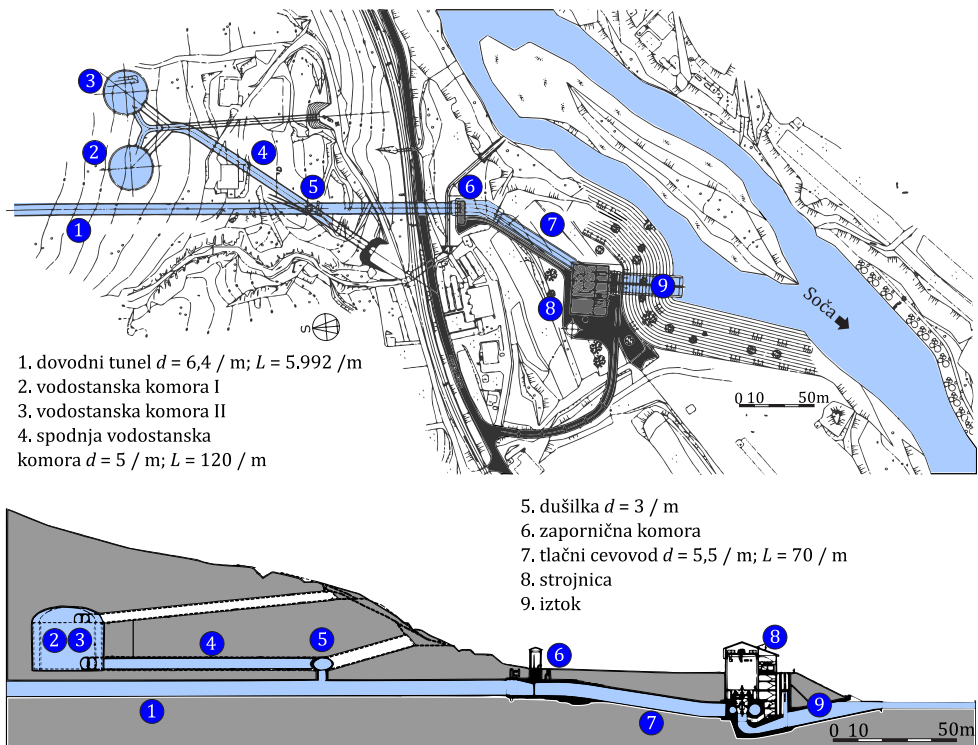


Slika 46: Razmere v cevovodu za izpeljavo enačbe Žukovskega

Sedaj pa si pogledjmo, kako potuje motnja tlačnega vala po cevovodu. Ločimo štiri glavne dele, in sicer glede na smer potovanja tlačne motnje in glede na smer potovanja vode:

- potovanje tlačne motnje od ventila proti akumulaciji, voda teče proti ventilu, tlačna motnja je pozitivna,
- odboj tlačne motnje od akumulacije nazaj proti ventilu, voda teče proti akumulaciji, tlačna motnja je pozitivna,
- drugo potovanje tlačne motnje od ventila proti akumulaciji, voda teče proti akumulaciji, tlačna motnja je negativna,
- drugi odboj tlačne motnje od akumulacije nazaj proti ventilu, voda teče proti ventilu, tlačna motnja je negativna.

Po drugem odboju tlačne motnje od akumulacije nazaj proti ventilu (četrta alineja) je vzpostavljeno stanje, ki je enako začetnemu. Če sistem ne bi bil dušen, bi tlačna motnja neskončno dolgo potovala od ventila do akumulacije in nazaj.

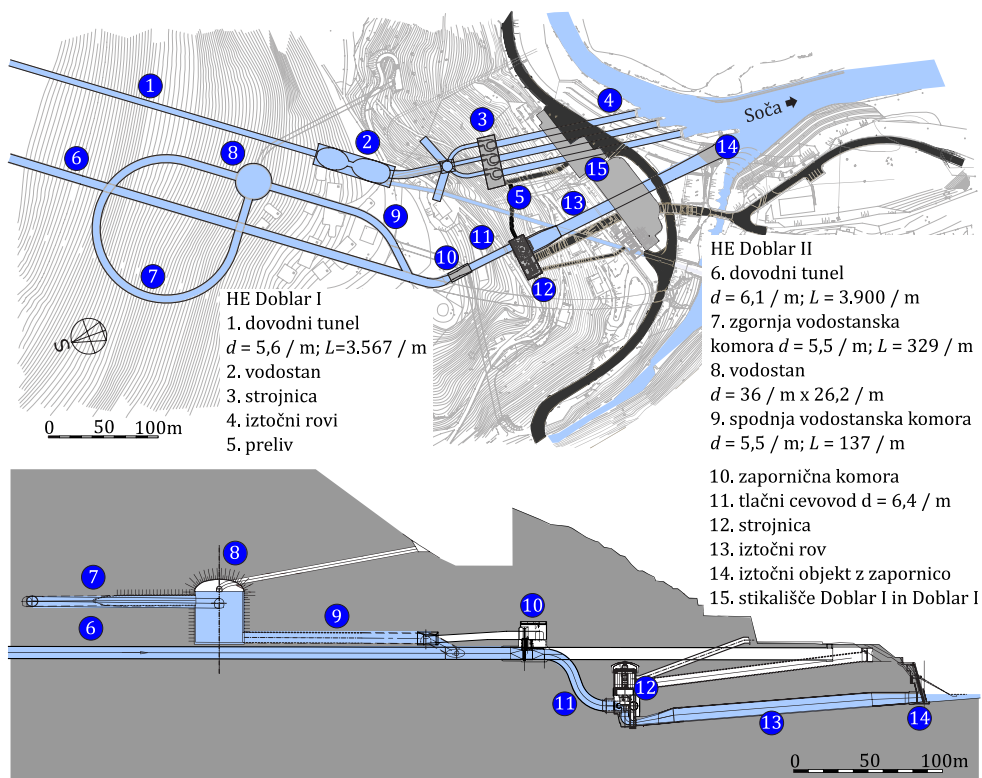


Slika 47: Vodostan na HE Plave II; zgoraj: tloris in spodaj: vzdolžni profil

Tlačna motnja je lahko pozitivna in negativna ter lahko cevovod razpre ali stisne.

Za preprečevanje tlačnih motenj v sistem vodne elektrarne vgrajujemo vodostane, kar je predstavljeno na slikah 47 in 48. Pri nas so vodostani na npr.

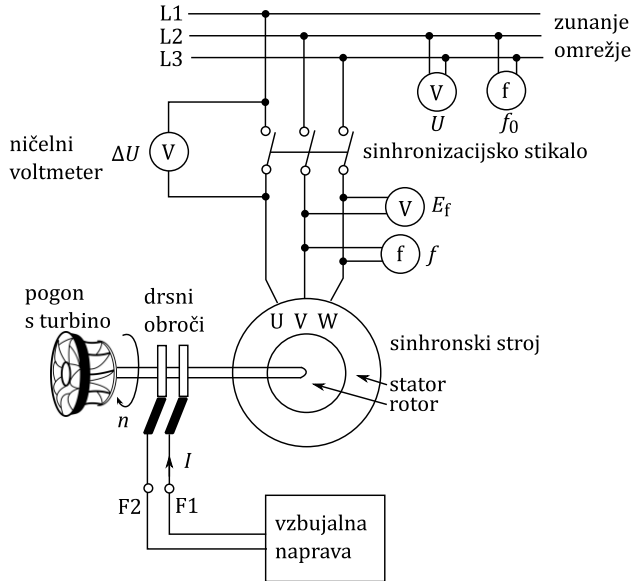
HE Moste, ČHE Avče, HE Doblar in HE Plave I in II. Opis vodostana najdemo v podglavju 6.2.2.



Slika 48: Vodostana na HE Doblar I II; zgoraj: tloris HE Doblar I II in spodaj: vzdolžni profil HE Doblar II

5.3.5 Sinhronizacija vodne turbine z električnim omrežjem

Pri sinhronizaciji vodne turbine z električnim omrežjem želimo priključiti zunanje trifazno električno omrežje napetosti U na sponke statorskega navitja (angl. *stator winding*) sinhronskega generatorja. Sinhronski generator oziroma sinhronska turbina sta stroja, ki se vrtita z natančno določeno frekvenco, kakršno ima tudi električno omrežje. Poleg tega pa s priključitvijo sinhronskega stroja na zunanje električno omrežje ne želimo povzročiti tokovnih sunkov, ki povzročijo sunke navora. Slednji lahko ogrozijo vodno turbino in generator in ju poškodujejo. Slika 49 shematično prikazuje postopek sinhronizacije sinhronskega generatorja z električnim omrežjem.

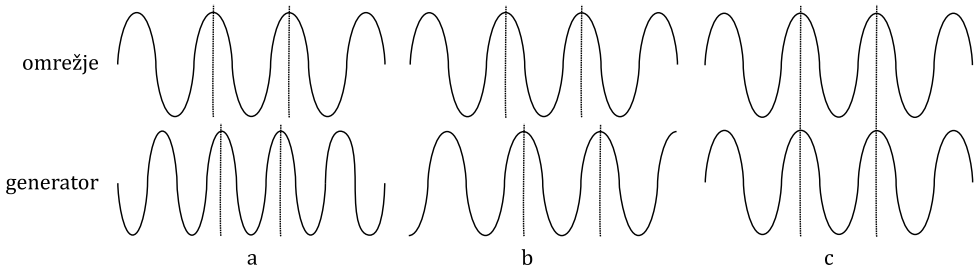


Slika 49: Postopek sinhronizacije sinhronskega generatorja na električno omrežje

Sinhronizacija poteka v štirih fazah [Miljavec in Jereb, 2005]:

- Prepričamo se o enakem faznem zaporedju trifaznih priključkov električnega omrežja in sinhronskega stroja na sinhronizacijskem stikalu. To zagotovimo s preverjanjem vezja in/ali merilnikom faznega zaporedja.
- Izenačimo napetosti električnega omrežja U in sinhronskega stroja E_f , kar uredimo z nastavitvijo rotorskega vzbujalnega toka I_r in z voltmetroma preverimo U in E_f .
- Izenačimo frekvenci električnega omrežja f_u in sinhronskega stroja f_s . To dosežemo z nastavitvijo vrtilne frekvence vodne turbine, ki jo prilagodimo z nastavitvijo odprtja vodilnika (slika 50).
- Zagotovimo enaki fazi električne omrežne napetosti U in strojne napetosti E_f . To dosežemo z naravnanjem vodne turbine do prave lege vrtečega se gonilnika in rotorja sinhronnega generatorja.

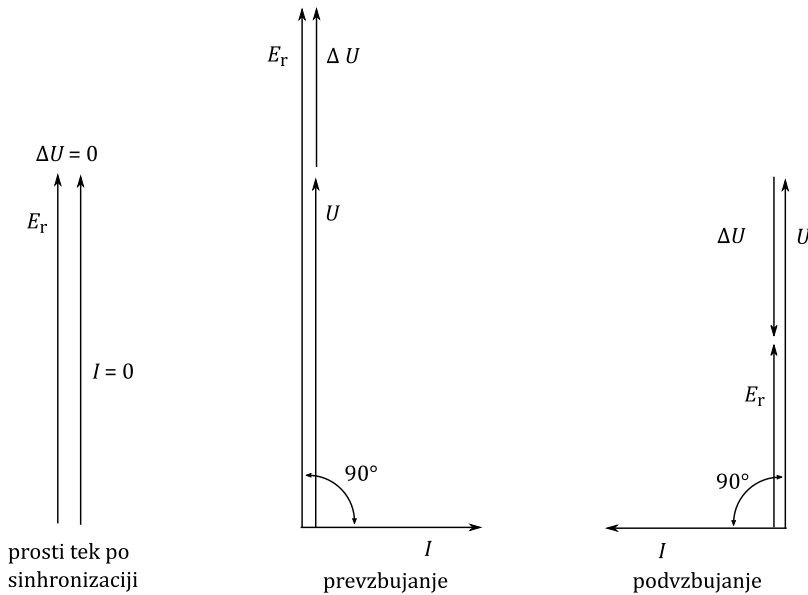
Ob izpolnitvi zgoraj navedenih stopenj ničelni voltmetr ΔU pokaže razliko napetosti 0, kar pomeni da med sponkami odprtega sinhronizacijskega stikala ni napetosti. Sledi vklop sinhronizacijskega stikala brez povzročitve tokovnega sunka in temu ustrezne trenutne mehanske obremenitve turbine. Sinhronski stroj je še vedno v prostem teku, a pripravljen za obremenitev.



Slika 50: *Sinhronizacija vodne turbine z električnim omrežjem; levo: generator in vodna turbina sta počasnejša od električnega omrežja; v sredini: generator in vodna turbina delujeta z enako frekvenco kot električno omrežje, vendar nista v fazi; desno: generator in vodna turbina delujeta z enako frekvenco kot električno omrežje in sta v fazi.*

5.3.6 Jalova obremenitev

S povečanjem rotorskega vzbujevalnega toka I_r se ustrezno poveča E_r , faza napetosti E_r pa se ne spremeni, to pomeni, da je še vedno v fazi z napetostjo U [Miljavec in Jereb, 2005]. Med obema napetostima nastane napetostna razlika ΔU .



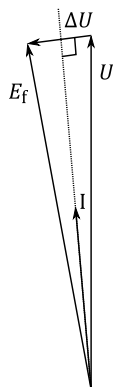
Slika 51: *Kazalčni diagrami sinhronskega generatorja*

Padec napetosti povzroči bremenski tok I , ki začne teči prek sinhronizacijskega stikala med električnim omrežjem in sinhronskim strojem. Le-ta je popolnoma induktiven in zaostaja za ΔU za 90° . Sinhronski generator v tem primeru dobavlja induktivne tokove induktivnim bremenom, električno omrežje ga zaznava kot kapacitivnost oziroma kondenzator. Temu stanju pravimo prevzbujanje, dano situacijo prikazuje srednji kazalčni diagram na sliki 51.

V primeru, da po končani sinhronizaciji in prostem teku zmanjšamo rotorski vzbujalni tok, se posledično zmanjša tudi E_f (slika 51, desni kazalčni diagram). Padec napetosti sedaj obrne fazo za 180° . Sedaj bremenski tok zaostaja za 90° za ΔU in prehiteva napetost U za 90° . Električno omrežje zazna podvzbujen sinhronski generator kot induktivnost oziroma dušilko.

5.3.7 Delovna obremenitev

Ko je generator sinhroniziran na električno omrežje in ga poganja vodna turbina, napetost E_f prehiteva električno omrežno napetost U , pri tem pa sta obe napetosti enaki po velikosti. S slike 52 je razvidno, da se padec napetosti ΔU prišteva napetosti U do E_f [Miljavec in Jereb, 2005]. Glede na kazalec ΔU je bremenski tok popolnoma induktiven in zaostaja za 90° za ΔU , po drugi strani pa je skoraj popolnoma v fazi z električno omrežno napetostjo.



Slika 52: Položaj kazalcev ob delovni obremenitvi generatorja

6 Drugi sestavni deli hidroelektrarne

V tem poglavju bomo predstavili gradnike vodnih elektrarn. Delili jih bomo na vtočni sistem, sistem za dovod vode, opremo v strojnici in ostale sisteme v vodni elektrarni.

6.1 Vtočni sistem

Vtočni sistem (angl. *water intake system*) sestavljajo zgornja akumulacija, zajezitev oziroma jezovi in rešetke.

6.1.1 Jezovi

Jezovi (angl. *dams*) so gradbene strukture, ki zadržujejo vodo. Uporabljajo se za različne potrebe, med drugim tudi za zadrževanje vode za potrebe pridobivanja električne energije. Jezovi so različnih vrst: nasipni, betonski, gravitacijsko ločni, steborni ali kombinacija navedenih kategorij. Ločni jez HE Moste in jezovna zgradba HE Medvode kombinirano stebarskega-obrežnega tipa sta prikazana na sliki 53.



Slika 53: *Jezovi hidroelektrarn; levo: betonski ločni jez HE Moste je najvišji jez v Sloveniji; desno: jezovna zgradba HE Medvode kombinirano stebarsko-obrežnega tipa, zadaj akumulacija Zbiljsko jezero [z dovoljenjem: SEL d.o.o.].*

Nasipne jezove se izdelata z nasutjem kamnine, v sredini pa imajo osrednjo vodotesno steno, dandanes večinoma betonsko. Uporabljajo se v primerih, ko

je treba zaježiti široko dolino. Nasipni jezovi so *gravitacijski* in jih na mestu zadržuje lastna teža.

Za zaježitev globokih in ozkih sotesk je potreben betonski jez, saj je le betonska struktura dovolj trdna, da zdrži tlak vode. Najvišji betonski jezovi so visoki prek 300 m. Prečni prerez jezov je večinoma trikoten. Gradnja velikih betonskih jezov je zapletena in počasna, saj je treba strukturo med gradnjo hladiti. Betonski jezovi so *gravitacijski* (na mestu jih drži lastna teža), *ločni* (ti so ukrivljeni v obliki loka in se opirajo na straneh v bregove doline, kar jih drži na mestu, ter se uporabljajo za zaježitev ozkih in visokih sotesk) ali *steborni* (stebri so globoko in močno temeljeni, temelji se upirajo v tla), obstajajo pa tudi kombinacije.

Jezovi imajo utrjeno strukturo tudi ob jezov, primer je HE Medvode. Pregrada HE Medvode leži na mestu, kjer je Sava vrezala brzice v dolomitu, ki je pretežno razpokan in prepreden z votlinami. Za zagotovitev dobrega temeljenja so izvedli stabilizacijo tal z injekcijsko zaveso. Razvita širina zaveso znaša 190 m in sega do nepropustne podlage iz skrilavcev in peščencev, ki ležijo v globini od 27 m do 45 m.

Jezovi predstavljajo potencialno nevarnost za ljudi. Nesreče zaradi jezov hidroenergetskih sistemov so zelo redke. Primer nesreče, ki se je zgodila zaradi neupoštevanja možnosti zdrsa hribine ob jezeru, je jez Vajont ob mestu Longarone v Italiji. V akumulacijsko jezero Vajont se je porušil del hriba in povzročil 200 m visok val. V Sloveniji je najvišji jez visok 60 m na HE Moste. Večji jezovi imajo vgrajeno opremo za merjenje plazenja.

6.1.2 Zobje in rešetke

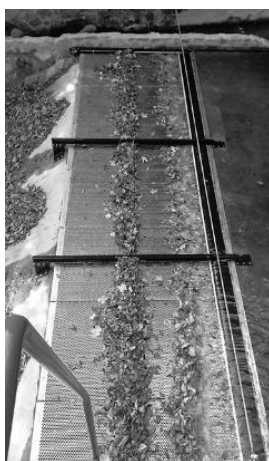
Vtok (angl. *intake*) iz jezov v cevovod ali kanal elektrarne je izdelan na različne načine, je pa večinoma del jezov ali jezovne zgradbe. Uporablja se zobe, rešetke itd., kar prikazuje slika 54.

Zob zadržuje vse plavje, ki plava na vodi ali potone. Zaradi zoba je vtočni kanal približno nekaj metrov pod gladino in nekaj metrov nad tlemi. S tem se zmanjša možnost, da bi v elektrarno tok vode prinesel večje kose lesa. Plavje, ki se nabere pred zobom, je treba čistiti s čistilnim strojem (angl. *cleaning machine*).

Rešetke (angl. *trash rack*) zadržujejo nesnago, da ne potuje skozi vodno turbino in da je ne poškoduje. Primer rešetke na MHE je prikazan na sliki 55. Nesnaga je listje dreves, žir, kamenje, prodec in pesek. Na rešetki je lahko nameščen merilnik diferencialnega tlaka. Če je padec tlaka na rešetki prevelik, je treba rešetko očistiti s čistilnim strojem. Na velikih HE rešetke večinoma niso vidne.



Slika 54: *Zobje in rešetke na vodnih elektrarnah; levo: zob HE Medvode in rešetka, zob zadržuje plavje, rešetka pa ni vidna, nahaja se pod kovinsko ograjo na spodnjem delu slike. Zaradi zoba je vtočni kanal približno 3 m pod gladino in nekaj m nad tlemi. S tem se zmanjša možnost, da bi v elektrarno tok vode prinesel večje kose lesa. V sredini in desno: vtočno iztočni objekt v ČHE Avče med delovanjem in med gradnjo. Zobje pri ČHE Avče so navpični in nameščeni tako, da preprečujejo, da bi v elektrarno posrkalo večje plavajoče kose lesa, [z dovoljenjem: SEL d.o.o. in SENG d.o.o.].*



Slika 55: *Primer rešetke na mali HE, ki hkrati služi tudi kot prelivno polje v primeru visokih vod [vir: <http://www.tps.si>].*

6.2 Sistem za dovod vode

Sistem za dovod vode (slika 56) iz zgornje akumulacije do vodne turbine sestavljajo dovodni kanali, dovodni tuneli, peskolov, zapornica, vodostan,

tlačni cevovod in zaporni organ. Sistem za dovod vode je nadaljevanje vtočnega sistema. Sistemi za dovod vode so zelo veliki oziroma dolgi pri elektrarnah, kjer je zavezitev oddaljena od strojnične zgradbe. Pri elektrarnah npr. pretočno akumulacijske vrste je sistem za dovod vode kratek in je vgrajen v jezovno zgradbo.

6.2.1 Dovodni kanali in tuneli

Dovodni kanali ali dovodni tuneli (angl. *head race channel* in *head race tunnel*) dovajajo vodo do tlačnega dela cevovoda, ker pri večini visokotlačnih elektrarn zavezitev ni nad strojnično zgradbo, temveč nekoliko stran. Kanali so odprti in so večinoma narejeni tako, da so vkopani in asfaltirani. Dovodni tuneli so večinoma položni. Narejeni so z vrtanjem ali razstreljevanjem v kamnino in obbetonirani. Na koncu dovodnega kanala ali tunela je običajno peskolov (angl. *sand trap*), to je razširjen del, kjer se hitrost toka zmanjša in se delci, ki so težji od vode, usedejo na dno. Na koncu dovodnega kanala ali tunela je vodostan.



Slika 56: *Dovodni kanali in tuneli za dovod vode v turbino vodne elektrarne; levo: dovodni kanal HE Oberrach, Nemčija; v sredini: notranjost dovodnega tunela ČHE Avče [z dovoljenjem SENG d.o.o.]; desno, betonski dovodni tunel HE Hubelj [z dovoljenjem SENG d.o.o.]*

6.2.2 Vodostan

Naloga vodostana (angl. *surge tank* ali *surge chamber*) je, da zmanjšuje tlačna in masna nihanja v cevovodu in dovodnem tunelu, ki jih povzročijo spremembe v obremenitvi, seveda v sprejemljivih mejah. Vodostana ČHE Walchensee (Nemčija) in HE Završnica sta prikazana na sliki 57. Vodostan je razširjen del dovodnega tunela. Ko pride do tlačnih in masnih nihanj, se voda iz tlačnega cevovoda razlije v vodostan, v katerem se raven vode trenutno poveča. Vodostan preprečuje, da bi se tlačni val razširil v dovodni rov ali

dovodni kanal in poškodoval vodno turbino oziroma povzročil večje razlitje vode.



Slika 57: *Vodostan; levo: vodostan prečrpovalne elektrarne Walchensee v Nemčiji; desno: vodostan HE Završnica*

Za vodostanom je običajno nameščena zapornična komora, ki končuje razmeroma raven del sistema za dovod vode. V zapornični komori je nameščena zapornica, ki služi zapiranju kanala z namenom, da je mogoče izprazniti tlačni cevovod v primeru inšpekcijskega nadzora ali popravila, ne da bi morali predhodno izprazniti dovodni rov. Za zapornično komoro se začne tlačni cevovod.

Shema vgradnje vodostana je prikazana za primer HE Doblar II in HE Plave II v poglavju 5.3.4. Vodostan je lahko izveden kot enostaven vodostan, ki je samo navpičen valj, lahko pa ima vodostan zgornjo in spodnjo vodostansko komoro, dušilko in pristopni tunel. Zgornja in spodnja vodostanska komora povečujeta prostornino vodostana, hkrati pa služita za uničevanje - dušenje energije vode pri dotoku in iztoku. Pri odpiranju predturbinskega ventila, ko se voda v dovodnem rovu še ne premika, se tlačni del cevovoda polni z vodo iz vodostana in spodnje vodostanske komore. Spodnja vodostanska komora je izvedena kot dovod vode v vodostan, lahko pa, če je dovolj dolga, prevzame tudi funkcijo dušenja in nadomesti dušilko.

Dušilka služi blaženju nihanj vodnega toka na vstopu v vodostan. Izvedena je kot zožitev. Pristopni tunel služi pregledovanju in servisu ter prezračevanju, ko voda doteka in izteka iz vodostana.

6.2.3 Tlačni cevovod

Tlačni cevovod (angl. *penstock*) povezuje zapornično komoro in elektrarno. Konča se s krogelnim ventilom ali loputo, če ju elektrarna ima. Krogelni ventil se običajno uporablja pri velikih padcih, loputa pa ponavadi pri manjših padcih. Tlačna cevovoda ČHE Walchensee (Nemčija) in HE Hubelj sta prikazana na sliki 58.



Slika 58: *Tlačni cevovod vodi vodo iz zgornje akumulacije na vodno turbino; levo: tlačni cevovod ČHE Wachensee, Nemčija; v sredini: tlačni cevovod HE Hubelj; desno: tlačni cevovod HE Hubelj, spojka in dilatacija na njem [z dovoljenjem: SENG d.o.o.]*

Daljši tlačni cevovod ima jekleno steno, ki lahko prenaša visoke tlake vode v njem. Tlačni cevovod mora poleg statičnega tlaka vzdržati tudi dodaten tlak, ki nastane pri hitrem zapiranju elektrarne. Če je tlačni cevovod navpičen, se imenuje jašek (angl. *shaft*). Tlačni cevovod je večinoma na podstavkih, ki so lahko nepomični ali drseči. Zaradi raztezanja so na cevovodu izdelane dilatacije, kjer dve cevi drsita ena v drugi. Tlačni cevovod HE Solkan s Kaplanovo turbino je predstavljen na sliki 15, na kateri se tlačni cevovod nahaja med vtočno rešetko (4) in turbino (8). Če je tlačni cevovod kratek, kot npr. pri pretočnih elektrarnah, je pogosto betonski.

6.2.4 Razbremenilni ali varnostni ventil

Razbremenilni ali varnostni ventil (angl. *bypass valve* ali *pressure regulator*) je ventil, ki se uporablja pri nekaterih Francisovih turbinah z velikim padcem. Vgrajen je na vstopu v vodno turbino z namenom, da prek njega voda iz tlačnega cevovoda steče dolvodno mimo vodne turbine. Pri hitri zaustavitvi vodne turbine je hitrost odpiranja bypass obvodnega ventila pogojena s hitrostjo zapiranja vodilnih lopatic, kar se naredi z namenom zmanjšanja tlačnih obremenitev v tlačnem cevovodu zaradi nastanka tlačnega vala. V

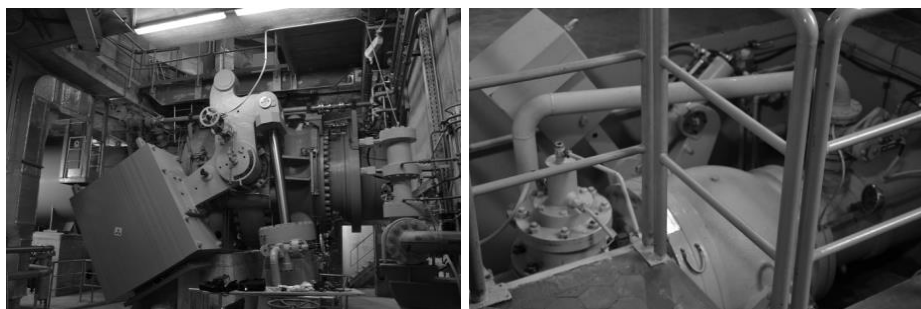
primeru zasilne zaustavitve znaša čas odpiranja razbremenilnega ventila nekaj sekund.

Večje elektrarne tega ventila večinoma nimajo.

6.2.5 Predturbinski ventil in obvodni cevovod za predturbinski ventil

Predturbinski ventil (angl. *ball valve* ali *butterfly valve*) je gradnik, ki se uporablja pri elektrarnah za zapiranje tlačnega cevovoda. Nameščen je tik pred vstopom v spiralno ohišje.

Predturbinski ventil se zapre vedno, ko se elektrarna zaustavi. Zapiranje je počasno. Predturbinski ventil deluje hidravlično, opremljen pa je tudi z utežjo, če pride do večje okvare elektrarne in njenih pomožnih sistemov. V tem primeru teža uteži zapre tlačni cevovod. Predturbinska ventila ČHE Avče in HE Hubelj sta prikazana na sliki 59.



Slika 59: *Predturbinski ventil in obvodni cevovod za predturbinski ventil. Levo: predturbinski ventil na ČHE Avče. Obvodni cevovod je svetel cevovod nad predturbinskim ventilom. Desno: predturbinski ventil in obvod na HE Hubelj, obvod je vodoravna cev nad krogelnim ventilom. Viden je tudi razbremenilni ventil, ki se nahaja levo od predturbinskega krogelnega ventila [z dovoljenjem: SENG].*

Predturbinski ventil se začne pri zasilni zaustavitvi zapirati skupaj z vodilnikom, da prepreči, da bi vodna turbina dosegla preveliko vrtilno frekvenco in da se torej prepreči pobeg vodne turbine. Ko je predturbinski ventil zaprt, je možno odpreti vodno turbino, pri čemer se predtem iz pretočnega trakta vodne turbine izčrpa vodo.

Za odpiranje predturbinskega ventila je treba predhodno tlak na njem izenačiti. Za to služi obvod (angl. *bypass*), ki ga odpremo še preden je odprt vodilnik, da se tlaka pred ventilom in za njim izenačita.

Kot predturbinski ventili se uporabljajo kroglasti ventili ali lopute (metuljčki). S stališča izkoristkov so boljši kroglasti zasuni (ni ovire na poti), vendar so dražji. Kroglasti ventili se uporabljajo za večje tlake nad približno $4 \cdot 10^5$ Pa. Pretočne elektrarne tega ventila in bypass obvodnega ventila nimajo.

6.2.6 Zapornica

Zapornica (angl. *gate*) služi zapiranju dotoka vode do vodne turbine (slika 60). Zapornica ni gradnik, ki bi zapiral pretok ob vsakodnevnih rednih zaustavitvah, uporablja se jih predvsem ob daljših zaustavitvah in za servisiranje. V primeru pretočne elektrarne se zapornica spusti v odprtino z žerjavom, in sicer ponavadi v več delih. Take sestavljene zapornice imenujemo segmentne zapornice. V primeru visokotlačne vodne turbine z zaježitvijo je običajno zapornica nameščena na koncu dovodnega kanala ali rova za vodostanom, še ena zapornica pa je nameščena na koncu iztočnega rova. Umestitev zapornic v sistem vodne elektrarne na turbinskih poljih je razvidno s slik 9, 15, 47 in 48, umestitev na prelivnih poljih pa na sliki 76. Če so zapornice v hribini, so nameščene v prostoru, ki ga imenujemo zapornična komora.



Slika 60: *Nameščene zapornice turbinskega iztoka na cevni turbini HE Dubrava, Hrvaška.*

Zapornice turbinskega vtoka skupaj z zapornicami turbinskega iztoka na pretočnih elektrarnah omogočajo izpraznitev vodne turbine. Primer zapornic turbinskega vtoka na pretočni vodni elektrarni HE Medvode je prikazan na sliki 61.

Poleg zapornic na turbinskih poljih imajo pretočne elektrarne zapornice tudi na prelivnih poljih (angl. *spillway*).

Za popravilo in obnavljanje zapornic se v določenih primerih uporabljajo zagatnice. Zagatnice se namestijo pred zapornico in preprečujejo dostop vode

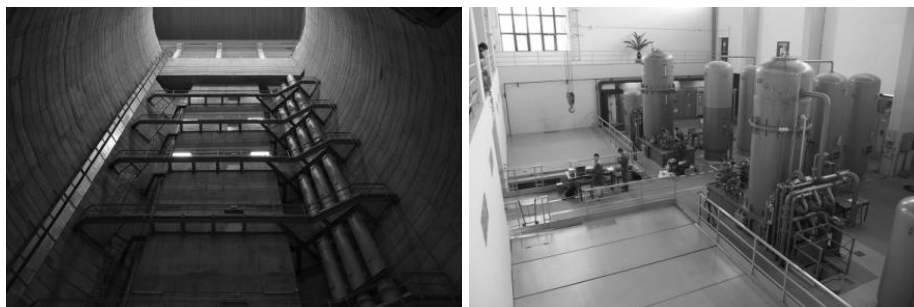
do zapornic. Tako je mogoče vodo ob zapornicah izčrpati in dostopati do zapornic.



Slika 61: Zapornice turbinskega vtoka na HE Medvode; levo: zložene zapornice; desno: mesto za vstavljanje zapornic v pretočni trakt vodne elektrarne [z dovoljenjem: SEL d.o.o.]

6.3 Oprema v strojnici

Strojnica je prostor, kjer je nameščena vodna turbina (slika 62). Strojnica je lahko v sklopu jezovne zgradbe ali pa je od nje ločena. Strojnica ČHE Avče je npr. globoka 80 m, da je črpalna turbina dovolj potopljena. V nadaljevanju bomo opisali opremo, ki je nameščena v strojnici.



Slika 62: Strojnica vodne elektrarne. Levo: strojnica ČHE Avče, pogled s pokrova generatorja, v rumenih kanalih so električne zbiralki, ki vodijo od generatorja do transformatorja. Sivi kanali z zbiralkami za vzbujanje vodijo do rotorja generatorja. Tri cevi črne barve služijo drenaži in dovodu in odvodu hladilne vode, [z dovoljenjem: SENG d.o.o.]. Desno: strojnica HE Dubrava, Hrvaška; vodna turbina je vgrajena v jami pod dvigalom na levi strani slike. Na sliki je vidna hidravlična enota za krmiljenje agregata.

6.3.1 Spiralno ohišje

Spiralno ohišje ali spirala (angl. *spiral casing*) je gradnik, ki dovaja tok vode v predvodilnik in vodilnik. Izvedeno je tako, da je izstopna hitrost vseskozi po obodu enaka, zato se presek spiralnega ohišja po obodu manjša, ko se voda postopoma usmerja skozi predvodilnik in vodilnik k gonilniku. Spiralno ohišje imata Francisova in Kaplanova turbina. Pri Peltonovi in cevni turbini spiralnega ohišja ni, pri Peltonovi turbini ga nadomešča razvodni sistem za vodo.

Na spiralnem ohišju so pri nekaterih vodnih turbinah nameščeni tlačni priključki za meritev pretoka po metodi Winter Kennedy. Po metodi Winter Kennedy merimo razliko tlakov na dveh mestih na spiralnem ohišju, razlika tlakov se s pretokom sorazmerno povečuje. Metodo se običajno umeri med prevzemnimi preizkusi, ko se izvede meritev pretoka s krilnimi anemometri. Spiralno ohišje je v večini velikih elektrarn zalito v beton. Pri manjših elektrarnah z vodoravno gredjo, npr. HE Hubelj, pa je vidno.

6.3.2 Predvodilne in vodilne lopatice

Predvodilne lopatice (angl. *stay vanes* ali *staying vanes*) usmerjajo tok iz spiralnega ohišja proti vodni turbini in niso nastavljive (slika 63). Z usmerjenostjo predvodilne lopatice zagotavljajo najprimernejši natok vode na vodilne lopatice (angl. *guide vanes*). Pomembna funkcija predvodilnih lopatic je tudi zagotavljanje trdnosti, saj povezujejo zgornji in spodnji del spiralnega ohišja na notranji strani.



Slika 63: *Predvodilne in vodilne lopatice vodnih turbin; levo: vodilne in predvodilne lopatice na HE Solkan (Kaplanova turbina) [z dovoljenjem: SENG d.o.o.]; desno: vodilne lopatice na cevni turbini HE Dubrava, Hrvaška*

Vodilne lopatice so izven pretočnega trakta povezane v vodilni obroč (angl. *guide vane ring* ali *guide vane wheel*), ki hkrati premika vse vodilne lopatice.

Vodilni obroč je prikazan na sliki 64. Vodilni obroč premika hidravlična roka. V posameznih primerih so lahko lopatice vodilnika mehko vpete in so opremljene z mikrostikali. Mikrostikala zaznajo, da se določena lopatica pri zaustavitvi ni popolnoma zaprla, da se je npr. vanjo zagostila veja. Tedaj mora operater ponovno odpreti in zaprti vodilnik, da morda premakne vejo in jo lahko odplakne vodni tok. Po potrebi mora operater to ponoviti večkrat, če pa niti to ne uspe, je treba turbino izprazniti in odstraniti zagostjen del.



Slika 64: *Vodilni obroč; levo: vodilni obroč na cevni turbini HE Dubrava, Hrvaška; desno: vodilni obroč na Kaplanovi turbini HE Solkan, vidna je hidravlična roka za premikanje vodilnika in mehko vpete lopatice z mikrostikali [z dovoljenjem: SENG d.o.o.]*

6.3.3 Gonilnik turbine, turbinski pokrov, protidvižna plošča in sistem za vpihovanje zraka

Gonilniki (angl. *runner*) so lahko Peltonovi, Francisovi, Kaplanovi itd. Nekaj podatkov o gonilnikih smo že navedli v drugem poglavju. Gred je lahko vodoravna ali navpična, navpična izvedba je primerna za večje moči.

Turbinski pokrov (angl. *turbine cover*) gonilnika (slika 65, desno) je debela jeklena plošča, ki je nameščena nad gonilnikom. Ker je izpostavljen visokim tlakom, je turbinski pokrov zelo debel, npr. na ČHE Avče približno 30 cm. V sklopu turbinskega pokrova je izvedeno tudi tesnjenje s tesnilko (angl. *seal*), ki služi temu, da voda ne bi prišla iz pretočnega traka ob gonilniku ob turbinski gredi v strojnico.

Sistem za vpihovanje zraka ima več funkcij, in sicer:

- Omogoča zagon velikih prečrpovalnih hidroelektrarn (slika 65 v sredini) v črpalnem režimu. Zagon v vodi bi zahteval prevelik zagonski tok, zato se črpalna turbina zažene v črpalnem režimu v zraku, zrak prisilno vpihamo v turbinski prostor, ko turbina doseže dovolj veliko vrtilno frekvenco,

odpremo vodilnik, turbina zrak potisne v tlačni cevovod. V tem primeru se vpihovanje zraka izvaja s strani.

- Blaži tlačna nihanja pri delovanju Francisovih turbin pri delnih obremenitvah. Pri delnih obremenitvah je pri Francisovih turbinah v sesalnem konusu in kolenu prisoten kavitacijski vrtilinec (angl. *cavitation vortex*), ki opleta po prostoru s približno 1/3 vrtilne frekvence gonilnika in povzroča velika tlačna nihanja in vibracije ležajev, momenta in električne moči, zrak pa je stisljiv in zaradi njegovega dodatka v vodi je zmes manj toga. Ventil samo odpremo in zaradi podtlaka v sesalni cevi zrak sam vteče v pretočni trakt, v tem primeru je vpihovanje zraka iz kape gonilnika (slika 65 levo in v sredini).

- Blaži tlačni udar (angl. *water hammer*) pri zasilni zaustavitvi vodne turbine. Takrat ventil na vrhu generatorskega pokrova spusti zrak iz strojnice v sesalni del pretočnega trakta, zaradi tega se zmanjšajo tlačna nihanja v cevovodu pri zasilni zaustavitvi. V tem primeru je vpihovanje zraka iz kape gonilnika.



Slika 65: *Gonilniki vodnih turbin; levo: gonilnik Kaplanove turbine, pogled s spodnje strani iz sesalnega stožca (HE Doblar I); v sredini: spust gonilnika, vidne so luknje v gonilniku za vpihovanje zraka, ČHE Avče; desno: pokrov gonilnika ČHE Avče [vse z dovoljenjem: SENG d.o.o.]*

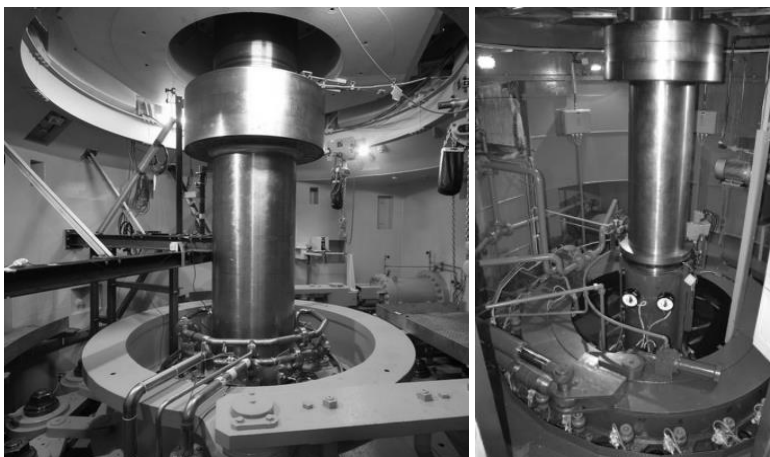
Turbinski pokrov pri Kaplanovih turbinah vsebuje tudi protidvižno ploščo. Protidvižna plošča je večinoma bakrena. Pri zasilnih zaustavitvah je pri Kaplanovih turbinah zaradi tlaka, ki deluje na gonilnik, kadar se le ta vrtilni s povišano vrtilno frekvenco, dvižna sila večja od sile teže vrtečih delov vodne turbine. Pri tem pravimo, da turbina pri povišani vrtilni frekvenci "glisira". Nosilni ležaj, ki drži pri normalnem delovanju vodno turbino na mestu, ne preprečuje dviganja turbine, to vlogo pri zasilnih zaustavitvah prevzame protidvižna plošča. Pri normalnem delovanju se protidvižna plošča ne uporablja, ker je dvižna sila premajhna. Protidvižna plošča je večinoma sestavljena iz segmentov, da se jo lahko zamenja v času servisiranja vodne turbine.

Francisove turbine protidvižne plošče ne potrebujejo.

6.3.4 Gred

Gred (angl. *shaft*) povezuje gonilnik z generatorjem (slika 66). Gred je običajno dvodelna ali tridelna in se deli na turbinsko in na generatorsko gred. Na turbinsko gred je nameščen gonilnik, na generatorsko gred pa rotor generatorja.

Pri starejših turbinah, npr. Doblar I ali Plave I je gred tridelna in zelo dolga. To se je predvsem v preteklosti uporabljalo v primeru nesreče, če je voda prodrla v strojnico vodne turbine, voda ni mogla zaliti generatorja, zalila je lahko le gonilnik vodne turbine. Take turbine imajo poleg turbinske in generatorske gredi še vmesno gred.



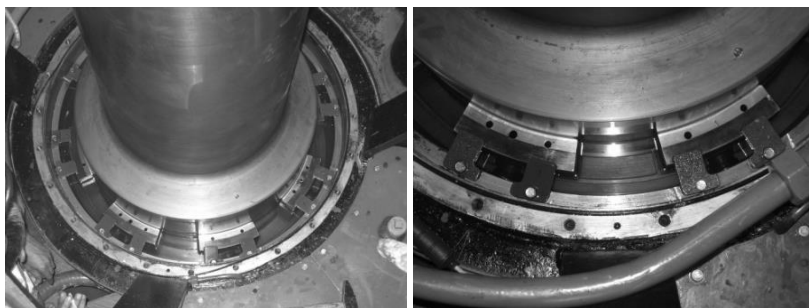
Slika 66: Gredi vodnih turbin; levo: turbinska gred (ČHE Avče). Na zgornjem delu je prirobnica, ki predstavlja spoj med turbinsko in generatorsko gredjo. Desno sta turbinska in generatorska gred HE Solkan [obe sliki z dovoljenjem: SENG d.o.o.].

6.3.5 Ležaji

Ležaji (angl. *bearings*) na vodnih turbinah so kotalni na manjših agregatih ali drsni na večjih agregatih.

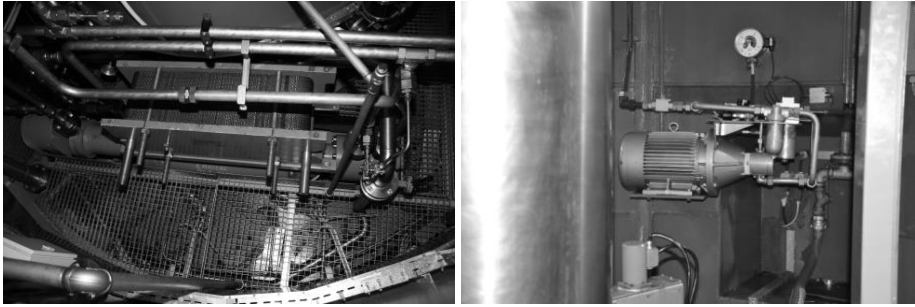
Ležaji na manjših vodnih turbinah so kotalni, npr. kroglični ali valjčni. Ležaji na vseh večjih elektrarnah so drsni. Elektrarne imajo vsaj en turbinski ležaj in vsaj en generatorski ležaj. Vodilni ležaji držijo gred na mestu v radialni smeri, nosilni ležaji pa jo podpirajo v aksialni smeri.

Ležaji so izvedeni iz segmentov. Olje se nahaja do približno polovice višine segmenta. Olje skrbi za hlajenje ležaja in mazanje. Poleg zapor (primer na sliki 67 je HE Solkan), ki skrbijo, da je vsak segment ležaja stabilno nameščen v aksialni smeri, je izvedena tudi jeklena ojačitev v radialni smeri (temen del na sliki 67 med svetlejšimi zapori). Ojačitev v radialni smeri služi tudi nastavljanju zračne reže. Na zunanji strani je nameščen vijak, s katerim se lahko prilagaja velikost zračne reže. Na sliki 67 so izvrtine v aksialni smeri na ležajnem segmentu št. 1 kot pomoč pri izgradnji segmenta; segment št. 2 ima v sredi še dodatno izvrtino, v katero se vgradi temperaturno zaznavalo za meritev temperature v ležaju. Meritev temperature olja v ležaju služi varovanju ležaja pred pregretjem. Na sliki 67 je viden tudi različen material ležaja. Ob gredi je tanka plast bele kovine. Če pride do dotika, se gred ne poškoduje, ampak se poškoduje le plast bele kovine, ki je mehkejša in ima nižje tališče, pa tudi segment se da kasneje popraviti, brez da bi izgradili celotno turbino.



Slika 67: *Turbinski vodilni ležaj med pregledom; levo: deli turbinskega vodilnega ležaja na HE Solkan; desno: podrobnost turbinskega ležaja HE Solkan. V temnejšem odtenku je prikazana ojačitev, ki služi kot opora. Zapore skrbijo da je ležaj stabilno nameščen v aksialni smeri. Slika je posneta ob odprtem pokrovu ležaja [obe sliki z dovoljenjem: SENG d.o.o.].*

Med delovanjem se v reži med gredjo in ležajem ustvari oljni film, ki sam sebe vzdržuje in ne potrebuje prisilnega mazanja. Ležaji so na modernejših in večjih vodnih turbinah opremljeni s črpalko za začetno - zagonsko mazanje z oljem. Ta črpalka (slika 68) zagotavlja mazanje ležaja, ko se vodna turbina ne vrti ali se zaganja, še posebej nosilnega ležaja, ki dvigne vodno turbino in omogoči gladek zagon. Če je vključena, je mogoče vodno turbino zavrteti z roko, če v pretočnem traktu ni vode. Ko vodna turbina doseže normalne delovne pogoje, se črpalka za zagonsko mazanje ležajev zaustavi. Starejše vodne turbine, ki nimajo sistema za inicialno mazanje, so ob zagonu podvržene večji obrabi.



Slika 68: *Sistem za hlajenje in zagonsko mazanje ležajev; levo: prenosnik toplote olje/voda na HE Medvode [z dovoljenjem: SEL d.o.o.]; desno: visokotlačna črpalka za zagonsko mazanje ležajev na HE Solkan, levo turbinska gred [z dovoljenjem: SENG d.o.o.]*

Olje v ležajih se hladi s prenosnikom toplote olje/voda, ki je običajno nameščen v bližini ležaja (slika 68).

Manjše elektrarne imajo preprostejše drsne ležaje, npr. HE Hubelj, kakor je to prikazano na sliki 69. Še manjše vodne turbine imajo kotalne ležaje, ki so preprostejši za vzdrževanje kot drsni ležaji.



Slika 69: *Ležaji na manjših elektrarnah so preprostejši, v primeru HE Hubelj so ležaji drsni. Ležaj je svetel del na gredi med generatorjem in turbine. Na sliki je viden ob generatorju tudi vztrajnik (angl. flywheel), ki služi za primer otočnega delovanja, če je elektrarna s porabniki ločena od ostalega električnega omrežja [z dovoljenjem: SENG d.o.o.]*

6.3.6 Tesnilka gredi

Tesnilka gredi (angl. *shaft seal*) je gradnik vodne turbine, ki preprečuje, da bi voda pod tlakom ob turbinski gredi pronicala v strojnico razen na zato

predvidenih mestih. Tesnilka gredi je občutljiva na umazanijo iz vodotoka. Preprečiti je treba vdor umazane vode iz turbinskega trakta v ležaj. Zato v tesnilko pod tlakom črpamo očiščeno tesnilno hladilno vodo, ki počasi pronica v turbinski trakt, del pa tudi skozi tesnilko in nato v drenažo tesnilke. Sistem tesnilne vode mora biti premišljeno zasnovan. To vključuje filtriranje tesnilne vode in vzdrževanje tlaka oziroma pretoka v pretočni trakt ob tesnilki, kajti preprečiti je treba, da bi umazana voda iz turbinskega trakta prišla v ležaj tudi, ko vodna turbina stoji. Zaradi tega vodna turbina tudi v mirovanju potrebuje določen manjši pretok vode, ki pomaga tesniti ležaj. Ta tesnilna voda tudi pomaga hladiti ležaj.

Za tesnjenje se uporablja sistem s tesnilnimi vrvicami in drsnimi obroči. Tesnilne vrvice so običajno posebno pletene vrvi kvadratnega preseka. Da se zavaruje gred, se v področju tesnjenja na gred natakne jekleno dvodelno srajčko, ki jo je možno menjati. Včasih se uporabljajo tudi labirintna tesnila oziroma pri zelo nizkih tlakih tudi manšete.

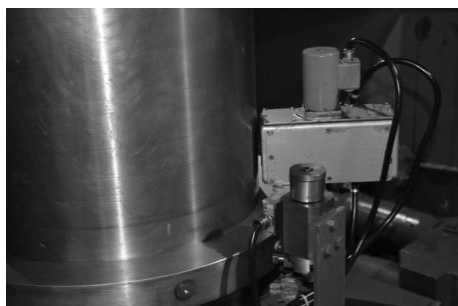
V sklopu tesnilke se pogosto uporablja tudi t. i. pnevmostop. Pnevmostop je posebna guma trapeznega preseka, ki ima na zunanjem obodu utor. To gumo namestimo v mirujoči del in potem, ko vodna turbina stoji, pritisnemo zračni tlak v ta zunanji utor, da se guma stisne proti notranjosti in naleže na vrteči del. Ta sistem je potreben v mirovanju vodne turbine, ko je vodna turbina potopljena in bi v primeru ustavljenih vodne turbine spodnja voda skozi tesnila zalila strojnico. Tesnilka namreč običajno za svoje delovanje potrebuje relativno gibanje mirujočih in vrtečih delov. Pnevmostop se uporablja le, ko turbina miruje, to je ob vsakodnevnih zaustavitvah in tudi ob pregledih in servisiranju.

6.3.7 Zaznavalo premikanja

Zaznavalo premikanja (angl. *creep detection*) turbinske gredi je del sistema za nadzor vodilnika. Zaznavalo premikanja je merilna naprava, ki je sposobna izmeriti zelo počasno vrtenje turbinske gredi. Zaznavalo premikanja je prikazano na sliki 70. Zaznavalo premikanja običajno deluje na principu induktivnega zaznavanja pulzev. Lahko je del merilnika vrtilne frekvence ali pa je samostojen inštrument. Namen zaznavala premikanja je, da zazna počasno vrtenje gredi med mirovanjem vodne turbine. Če se vodna turbina zelo počasi vrti, tudi ko so lopatice vodilnika zaprte, to običajno pomeni, da ena ali več lopatic vodilnika pušča, običajno zaradi nečistoč ali vej, ki so se zagozdile med vodilne lopate itd. Takrat sistem zazna počasno vrtenje, javi napako ali vklopi pomožne sisteme, kot so npr. črpalke ležaja, da ne pride do poškodbe agregata. V tem primeru mora operater turbine turbino zagnati in

med delovanjem večkrat odpreti in zapreti vodilnik, da nečistočo ali vejo vodni tok odnese skozi turbino. V zelo redkih primerih, ko to ni mogoče, je treba turbino ustaviti, izčrpati vodo iz pretočnega trakta in tujek odstraniti ročno.

Nekatere vodne turbine imajo nameščeno na gredi še eno zaščito in sicer proti povišanju vrtilne frekvence. Zaščito tvorita dva vijaka, ki se pri povečani vrtilni frekvenci okrog 120 % delovne vrtilne frekvence pomakneta iz normalne lege navzven v radialni smeri in prekineta stikalo (na sliki 70 pred zaznavalom premikanja). Stikalo sproži zasilno zaustavitev elektrarne.



Slika 70. *Zaznavalo premikanja v HE Solkan je v svetlejšem ohišju, pred njim pa je nameščen mehanski system proti povišanju vrtilne frekvence, [z dovoljenjem: SENG d.o.o.].*

6.3.8 Krmiljenje kota vodilnih in gonilnih lopatic

Sistem krmiljenja (angl. *governor*) kota vodilnih lopatic skrbi za to, da je kot odprtja vodilnih in v primeru Kaplanovih ter cevnih turbin tudi gonilnih lopatic ustrezen. Stari krmilnik HE Hubelj in krmilnik HE Solkan sta predstavljena na sliki 71.

Krmilnik v fazi zagona elektrarne, ko vodna turbina ni sinhronizirana na električno omrežje in generatorja električno omrežje še ne zavira ter vzdržuje frekvence, skrbi za ustrezno vrtilno frekvenco vodne turbine. Krmilnik to izvede z uravnavanjem kota odprtja vodilnih ter gonilnih lopatic.

V fazi delovanja krmilnik zagotavlja ustrezen kot odprtja vodilnih ter gonilnih lopatic, tako da je pri danem neto padcu zahtevana moč dosežena pri najmanjši porabi vode, to je pri optimalni nastavitvi odprtja vodilnih ter gonilnih lopatic.



Slika 71: *Krmiljenje kota vodilnih in gonilnih lopatic; evo: stari hidravlični krmilnik odprtja vodilnika na HE Hubelj, ki ni več v uporabi; desno: hidravlični agregat z mehanskim krmilnikom vrtilne frekvence na HE Solkan [obe sliki z dovoljenjem: SENG d.o.o.]*

Izvedb krmilnikov je več, od povsem mehanskih, prek elektro-hidravličnih do elektronskih in digitalnih. Krmilniki so povezani s hidravličnim agregatom, ki poskrbi, da se po potrebi spremeni kot vodilnih in če je možno tudi gonilnih lopatic.

V daljni preteklosti se je elektrarno upravljalo povsem ročno in krmilnikov elektrarne niso imele. V zadnjem času se uporablja elektronske oziroma digitalne krmilnike (slika 72), ki krmiljenje izvajajo natančneje kot stari krmilniki in pri tem npr. pri sinhronizaciji na električno omrežje manj mehansko obremenjujejo vodno turbino.

Hidravlični agregat je povezan s tlačnim rezervoarjem, ki je poln samo do približno tretjine, nad oljem pa je zrak pod enakim tlakom, kot je tlak hidravličnega olja. Ta služi kot rezervoar, da se hidravlične črpalke neprestano ne vklaplajo. Rezervoar tudi gladi nenadne spremembe tlaka v sistemu. V primeru odpovedi agregata pa stisnjen zrak nudi dovolj energije za zaustavitev in zaprtje vodilnika. Hidravlični agregat HE Medvode je prikazan na sliki 72 desno.

Kakovost olja v hidravličnem sistemu običajno vsako leto preverjamo glede prisotnosti kovin. Prisotnost bakra nam npr. pove, da je v sistemu tesnilo s prekomerno obrabo



Slika 72: *Krmiljenje HE Medvode; levo: digitalni turbinski krmilnik na HE Medvode; desno: krmilnik nadzoruje delovanje hidravličnega agregata za premikanje vodilnih in gonilnih lopatic Kaplanove turbine [obe sliki z dovoljenjem: SEL d.o.o.]*

6.3.9 Inverter

Z inverterjem so opremljene redke elektrarne, pri nas je taka ČHE Avče. Agregat je izveden tako, da inverter omogoča spreminjanje vrtilne frekvence od npr. -2 do +4 % imenske vrtilne frekvence. To omogoča doseganje večjega izkoristka in večje prilagodljivosti razmeram v elektroenergetskem sistemu in razpoložljivi količini vode.

V ČHE Avče je motor/generator dvojno napajani asinhronski stroj (DFIM, angl. *Doubly Fed Induction Machine*) s spremenljivo vrtilno frekvenco. Prednost spremenljive vrtilne frekvence je zlasti v boljšem izkoristku, saj se lahko s tovrstnim strojem prilagajamo želeni moči in padcu, ki glede na napolnjenost bazena nekoliko niha, tako da je izkoristek največji. Prednosti so še v hitri odzivnosti, sinhronizaciji in krmiljenju moči v črpalnem režimu. Vzbujačni sistem je specifični gradnik v ČHE Avče in omogoča spremembo vrtiljajev na agregatu (angl. *varspeed*), prikazan pa je na sliki 73. Glavni del vzbujačnega sistema je trinivojski (VSI - angl. *Voltage Source Inverter*) pretvorniški sistem. Sestavljen je iz usmerniškega in razsmerniškega dela, ki ju povezuje enosmerni tokovni krog. Glavni sestavni deli vzbujačnega sistema so tiristorji, ki v primeru ČHE Avče spadajo med najnaprednejše izvedbe močnostnih polprevodnikov. Vzbujačni sistem rotorju generatorja spreminja napetost, frekvenco in zdrs. S temi parametri pridobi agregat široko področje delovanja. V vzbujačnem sistemu je že integrirano krmiljenje in zaščita samega sistema. V črpalnem režimu delovanja deluje ČHE Avče tako, da je krmiljenje pretoka izvedeno samo s spreminjanjem vrtilne frekvence. Lopatice vodilnika se za vse

pretoke v črpalnem režimu ne premikajo. Krmiljenje z vodilnikom v črpalnem režimu delovanja na ČHE Avče je sicer možno, vendar so izkoristki slabi.



Slika 73: Vzbujevalni sistem v ČHE Avče; levo v kontejnerju je kontrolni del, hladilni del in močnostni del, desno pa vzbujevalni transformator [z dovoljenjem: SENG d.o.o.].

6.3.10 Zavore

Zavore (angl. *brakes*) so namenjene ustavljanju vodne turbine, ko se le-ta čisto počasi vrti (pri zaustavitvi vodne turbine prej zaviramo turbino hidravlično z zapiranjem vodilnika ali pri Kaplanovih turbinah s kombinacijo odprtja vodilnika in gonilnika). Zavore so mehanske. Zavore popustimo, ko se vodna turbina ustavi in od tistega trenutka dalje mora turbina mirovati. To zaznavamo z zaznavalom premikov (angl. *creep detector*). Če do vrtenja vodne turbine vseeno pride, je to običajno zaradi nečistoč, ki so se zataknille v vodilniku, da se ta ne more popolnoma zapreti. Vodna turbina se ne sme vrteti, ko ne deluje, saj jo lahko nenadzorovano vrtenje poškoduje. Zavore niso namenjene stalnemu zaviranju.

Zavore so pnevmatske, poganja jih nizkotlačni kompresor.

6.3.11 Generator in električna oprema generatorja

V generatorju se mehanska energija pretvarja v električno. Generator je sestavljen iz rotorskega navitja oziroma rotorja (angl. *rotor winding*) in statorskega navitja oziroma statorja (angl. *stator winding*). Generatorja HE Doblar II in HE Solkan sta prikazana na sliki 74.

Vsi električni generatorji v elektrarnah delujejo na principu električne indukcije, kjer nastane električna napetost, ko vodnik prehaja prek silnic magnetnega polja. Magnetno polje pri manjših generatorjih zagotavljajo trajni magneti, pri večjih enotah pa so bolj pogosti elektromagneti, ki pa potrebujejo dodaten vir toka za vzbujanje. Generatorji so lahko sinhroni ali asinhroni.

Pri modernih sinhronih izmeničnih generatorjih vzbujalni tok zagotavlja ločen zunanji vir. Ker je vzbujalni tok precej manjši od toka v induciranjem navitju, je vzbujalni tokovni krog navadno nameščen na rotor generatorja, saj drsni obroči niso primerni za prenos velikih tokov. Tok vzbujanja rotorskega navitja predstavlja pomemben del lastne rabe električne energije vodne elektrarne.

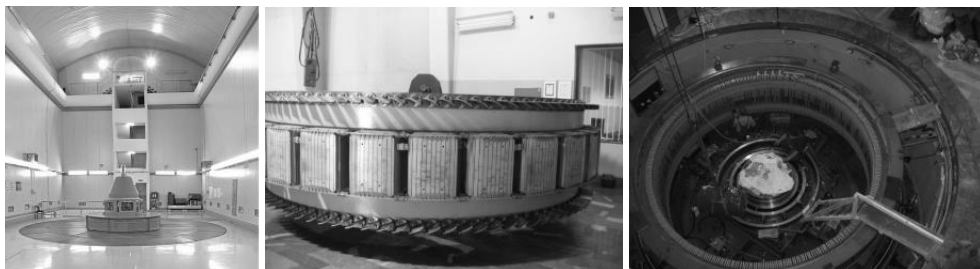
Večina rotorjev generatorja je vzbujanih z enosmernim tokom. Z enosmernim tokom vzbujani generator se lahko vrti samo sinhrono z električnim omrežjem, katerega frekvenca znaša v Evropi 50,0 Hz. Vrtilna frekvenca generatorja in s tem celotne turbine je na ta način določena s številom polov rotorskega in s številom polov statorskega navitja.

Edina elektrarna pri nas, ki je vzbujana z izmeničnim tokom, je ČHE Avče. Del električne energije se odvzema iz električnega omrežja in se ga prek vzbujevalnega sistema kot izmenični vzbujevalni tok vodi na rotor generatorja. To omogoča spreminjanje vrtilne frekvence, kar je še posebej pomembno v črpalnem načinu delovanja, ko se krmiljenje izvaja večinoma električno in ne s spreminjanjem odprtja vodilnika. Vzbujevalni sistem generatorja je sestavljen iz kontrolnega dela, hladilnega dela in močnostnega dela. Za potrebe hlajenja vzbujevalnega sistema je voda demineralizirana in deionizirana, da je neprevodna in da ne pride do preboja.

Generator je zelo velik in težak, zato ga pri večjih elektrarnah ni mogoče transportirati v enem kosu. V ČHE Avče sta stator in rotor generatorja vsak zase težja od 200 t. Generator se zato sestavlja kar v elektrarni. Zato ga je treba pred uporabo uravnotežiti. To se naredi najprej pri zelo nizki frekvenci vrtenja z merilno uro, potem pa z meritvijo vibracij pri povečevanju vrtilne frekvence pri npr. 25 %, 50 % itd. in z dodajanjem mase na ustrezna mesta.

V velikih elektrarnah je generator nameščen v generatorskem sodu, kjer je neprodušno zaprt. Znotraj sode so sistemi za gašenje požara. Generator je s kovinskimi podporami uprt na stene, ki podpirajo ležaj. Največje obremenitve kovinskih podpor (angl. *brackets*) in ležajev nastanejo ob zagonu in ustavljanju vodne turbine, ko se najbolj spreminja temperatura sestavnih delov vodne turbine.

Električna oprema zajema še stikališče, distribucijsko stikališče, transformatorje, generatorski odklopnik, dizelski agregat, baterije itd. Dizelski agregat (slika 75) je vseskozi ogrevan in stalno pripravljen na zagon, in sicer mora zagotavljati energijo za lastno rabo elektrarne. Lastna raba je poraba električne energije za pogon tudi tistih sistemov, ki delujejo v času mirovanja. To so predvsem drenažne črpalke in črpalke za potrebe delovanja tesnilke turbinske gredi.



Slika 74: Generatorji v hidroelektrarnah; levo: strojnica in pokrov generatorja na HE Doblar II; v sredini: rotor generatorja HE Solkan ob servisiranju; desno: stator generatorja HE Solkan ob servisiranju [z dovoljenjem: SENG d.o.o.].

Ponavadi elektrarna rabi energijo iz električnega omrežja, ko te ni, pa pride v poštev dizelski agregat. V mirovanju poleg drenažnih črpalk vodna turbina potrebuje še črpalke za tesnilko in hladilno vodo. Npr. na ČHE Avče se v mirovanju potrebuje hladilna voda za hlajenje vzbujačnega sistema, električnega omrežnega transformatorja in turbinske tesnilke. Pri delovanju je npr. na ČHE Avče poraba vode približno 300 l/s, pri mirovanju pa 11 l/s



Slika 75. Dizelski agregat v HE Medvode, [z dovoljenjem: SEL d.o.o.].

6.4 Ostali sistemi v elektrarni

Med ostale sisteme štejemo med drugim prelivna polja in sisteme prelivnih polj, sistem drenaže, različne sisteme hlajenja, sistem za preskrbo in čiščenje olja itd. Drenažne črpalke delujejo nepretrgoma, saj je v elektrarni običajno, da vanjo zelo počasi vdira voda. Drenažne črpalke so velik porabnik v lastni rabi in morajo delovati tudi, kadar elektrarna ne generira električne energije in kadar izpade iz električnega omrežja.

6.4.1 Prelivna polja in zapornice prelivnih polj

Prelivna polja (angl. *spillway*) prepuščajo vodo iz vodotoka, kadar je zgornja akumulacija polna in kadar je pretok vodotoka prevelik, da bi lahko vsa voda tekla skozi turbine. To se zgodi ob visokih vodah oziroma poplavih. Primer prelivnega polja HE Solkan je prikazan na sliki 76, primer, ko pa je glavna prelivna zapornica odprta, pa je prikazan na sliki 77 v sredini.

Zapornice (angl. *gates*) prelivnih polj so dveh vrst, lahko se naslanjajo na boke prelivnih polj, lahko pa se naslanjajo na krono jezua. Zapornice, ki se naslanjajo na boke prelivnih polj, so npr. gredne, tablaste, segmentne, valjčne in kavljaste zapornice. Zapornice, ki se naslanjajo na krono jezua, so npr. sektorske, preklopne ali krožne zapornice.

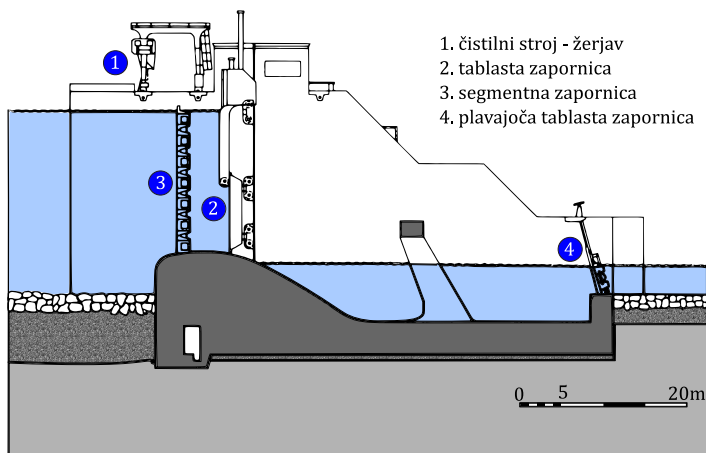
Dodatno lahko zapornice prelivnih polj ločimo glede na delovanje na glavne oziroma zgolj zapornice in pomožne zapornice. Glavne zapornice omogočajo delovanje, medtem ko je prelivno polje aktivno. Po drugi strani pomožne služijo zgolj za izvajanje revizij in servisiranja na pretočnem traktu prelivnega polja in na glavnih zapornicah.

Pomožne zapornice prelivnih polj so podobne zapornicam turbinskih polj. Odvisno od vrste elektrarne sta na enem prelivnem polju pogosto nameščeni dve pomožni zapornici, spodnja in zgornja. Pomožni npr. segmentni zapornici se vstavi na mesto z žerjavom in se ju uporabi, kadar je treba izčrpati vodo iz prostora pred glavno zapornico in za njo.

Glavne zapornice so iz enega ali več segmentov. Primer glavne tablaste zapornice HE Medvode je prikazan na sliki 77 desno. Npr. tablasta glavna zapornica zapira pretok čez prelivno polje, kadar je pretoka malo in gre vsa voda čez turbinsko polje. Sestavljena je pogosto iz dveh delov, zgornje in spodnje tablaste zapornice. V primeru povečanja pretoka, ko je goltnost vodnih turbin premajhna, se zgornja tablasta zapornica najprej spusti. V tem primeru je pretok prek zapornice majhen. V drugi fazi se spodnja tablasta zapornica dvigne, v tem primeru nastane velik pretok vode pod zapornico. V tretji fazi pa se obe tablasti zapornici popolnoma umakneta, to je dvigneta iznad raven vodotoka. Takrat je celotno prelivno polje odprto, pretok vode je v tem primeru največji. Problem pri naraslih vodah je, da vodni tok s sabo nosi velike veje in celo velika drevesa. Taka drevesa se lahko zagozdijo tudi sicer zelo široko in globoko v prelivno polje in znatno zmanjšajo pretok.

Prelivna polja, ko so popolnoma odprta, ne smejo predstavljati upora vodotoku. Vodotok naj bi prek prelivnih polj, ko so le-ta odprta, tekkel popolnoma nemoteno. To pomeni, da je neto padec na elektrarni nič oziroma zelo majhen. V tem primeru turbine pretočne vodne elektrarne ne morejo delovati, saj delovanje vodnih turbin pri zelo majhnih padcih vode ni

dovoljeno. Pri derivacijskih elektrarnah, kakršna sta npr. HE Doblar in HE Plave, je ta problem manj izrazit in elektrarni lahko delujeta tudi pri zelo visokih vodah. Pri derivacijskih elektrarnah je kota zgornje vode ob visokih vodah enaka kot pri vsakodnevnem delovanju, lahko pa se poviša kota spodnje vode.



Slika 76. Prerez prelivnega polja HE Solkan.



Slika 77: *Prelivna polja na pretočnih elektrarnah, levo: HE Solkan z dvema prelivnima poljema in tremi turbinskimi polji [z dovoljenjem: SENG d.o.o.]; v sredini: prelivni polji HE Solkan med poplavami leta 2012 [z dovoljenjem: SENG d.o.o.]; desno: tablasta zapornica kljukaste izvedbe na prelivnem polju HE Medvode [z dovoljenjem: SEL d.o.o.]*

Voda iz turbinskih polj ali prelivnih polj teče v spodnjo akumulacijo. Na spodnji akumulaciji imajo nekatere elektrarne plavajoče zapornice. To so votle zapornice, ki jih žerjav spusti v vodo spodnje akumulacije, nato plavajo do

mesta namestitve, kjer jih napolnijo z vodo, da potonejo. Uporablja se jih pri servisiranju iztočnega objekta dolvodno od elektrarne, podslapja ali podobno. Elektrarne, ki morajo vedno spuščati vodo za ohranjanje biološkega minimuma vodnega toka v vodotoku, ne morejo popolnoma prekiniti pretoka vodotoka. Zaradi tega tudi nimajo zapornic na vseh turbinskih poljih. Poleg tega revizije in servisiranje posameznih agregatov vodnih elektrarn potekajo zgolj na enem agregatu naenkrat.

6.4.2 Drenažne črpalke

Drenažne črpalke (angl. *sump pumps*) služijo črpanju vode iz strojnice elektrarne. Ker je strojnica elektrarne zaradi zagotavljanja zadostne potopitve gonilnika vodne turbine pod gladino vode, vanjo vdira voda. Ta se znotraj elektrarne po kanalih steka v drenažni bazen na najnižjem delu elektrarne. V bazenu so vgrajene drenažne potopne črpalke, ki se po potrebi vklopljajo in izčrpajo vodo, da ne pride do zalitja strojnice.

V določenih primerih, ko je strojnični jašek velik in vode veliko, podtalnico črpamo tudi iz komor ob strojničnem jašku, s čimer se sprosti tlak vode na stene strojničnega jaška, tak primer je npr. na ČHE Avče.

Drenažne črpalke se lahko uporablja tudi za črpanje vode iz pretočnega trakta. V tem primeru je vodno elektrarno vgrajen cevovod z ventilom, ki povezuje pretočni trakt in bazen z drenažnimi črpalkami. Ko voda iz pretočnega trakta steče v drenažni bazen, vodo iz njega izčrpajo drenažne črpalke. Na ta način izpraznimo turbinski pretočni trakt med zgornjo in spodnjo turbinsko zapornico in omogočimo pregled ali servis vodne turbine.

6.4.3 Ribji prehodi

Ribji prehodi oz. ribje steze (angl. *fish passage*) so tehnični omilitveni ukrep, ki naj bi zmanjšal negativen vpliv hidroenergetskih pregrad na ribe. Določen tip ribjega prehoda (ribja steza, ribje dvigalo, obtočni kanal itd.) se izbere in zgradi na način, ki ustreza vsem ribjim vrstam.

Graditev hidroelektrarn je povezana z vrsto posegov v vodni in obvodni prostor. Eden najbolj negativnih vplivov je uničenje habitatov in prekinitev selitvenih poti rib na drstišča in pasišča. Prvi zapiski o postavitvi ribjih prehodov segajo v 17. stoletje, njihovo število pa se je občutneje povečalo šele okoli leta 1850, z nastankom prvih hidroelektrarn. Pred tem se je jezove uporabljalo za potrebe kmetijstva. Prvi dokumentirani prehodi za ribe so bili zgrajeni v letih 1852–1854 na vodotoku Ballisodare na Irskem [Kolman in sod, 2010].

Zajezitve vplivajo na rečno hidrologijo in sezonsko spremenljivost pretoka. Zaradi odstranjene obrežne vegetacije so brežine izpostavljene segrevanju, posledica je višja temperatura vode in manjša vsebnost kisika, kar so za ribe stresni dejavniki. Na drugi strani hladnejša voda negativno vpliva na razmnoževanje, manj je potomstva, poveča pa se sorazmerno število velikih osebkov in odraslih rib [Kolman in sod, 2010]. Na mestih izpusta toplejše vode v vodotok z normalno hladno vodo tako lahko pogine več rib. Taka sprememba vpliva na razmnoževanje in produkcijo hrane za preostale ribje populacije.

Zajezitve lahko postanejo tudi žarišča najrazličnejših bolezni. V anaerobnih procesih nastaja na dnu zajezitev metan, ki lahko povzroči pogin rib [Kolman in sod, 2010].

Vzroki za selitev rečnih vrst rib so v iskanju različnih za preživetje nujnih življenjskih prostorov. Številne spolno zrele sladkovodne ribe se selijo po toku navzgor na drstišča bodisi v vodotoku samem bodisi v njegovih pritokih, mlade ribe pa se s tokom selijo dolvodno [Kolman in sod, 2010]. Pod pregradami se zbirajo ribe zaradi večjih možnosti za plenjenje tudi v času sezonskih selitev. Dokazano je, da se po postavitvi pregrade zelo hitro zmanjšata število vrst in velikost populacij. Ostanjejo le tiste vrste rib, ki v novih razmerah lahko preživijo [Kolman in sod, 2010].

Pregrada je neprehodna ovira, ki lahko popolnoma spremeni naravni rečni režim in preprečuje tako stalnim ribjim vrstam kot selivkam prehajanje med različnimi gor- in dolvodnimi habitati.

Pomemben gradnik ribjega prehoda je njegov vhod in sposobnost privabljanja rib za gorvodno migriranje [Kolman in sod, 2010]. Ključnega pomena je tudi pretok v času selitve rib in vedenjski vzorci različnih vrst rib. Načrt za ribji prehod vključuje mehanične in hidravlične rešitve za odvrčanje stalnih rib bodisi s plašenjem med dolvodno selitvijo in usmerjanjem, npr. z rešetkami, in usmerjanje v transportne naprave med gorvodno selitvijo. Vse elektrarne nimajo ribjih stez, v teh primerih je potrebno seljenje mladice prek pregrad.

Problematika prehajanja rib se večinoma omenja le pri velikih hidroelektrarnah, na manjših hidroelektrarnah in manjših vodotokih pa se nanje vse prepogosto pozablja. Takšni vodotoki so s stališča varovanja rib prav tako pomembni.

Primer ribje steze HE Krško je prikazan na slikah 78 in 79. Ribja steza je običajno izvedena tako, da se padec elektrarne razdeli na več segmentov oziroma manjših bazenov, skozi katere se preliva voda. V vsakem bazenu je del, kjer voda dere in del, kjer je voda sorazmerno mirna. Mirni predeli bazenov omogočajo, da se mlajše in slabotnejše ribe spočijejo.

V Sloveniji imata hidroelektrarni Mavčiče in Vrhovo umetni drstišči kot nadomestilo za prekinjeno migracijo na gor in dolvodna drstišča, deluje pa le drstišče v Mavčičah [Kolman in sod, 2010]. Na Dravi je več ribjih stez, vendar so bile mnoge v preteklosti opuščene zaradi nefunkcionalnosti.



Slika 78: Ribja steza HE Krško; levo: gorvodna povezava s Savo, desno: ribe prehajajo v ribjo stezo zgolj na določeni višini, zato je potrebno izvesti več vstopov po višini. Posamezni vstopni kanali se združijo v enotno ribjo stezo. V primeru HE Krško sta izvedena dva vstopa [z dovoljenjem: Hidroelektrarne na Spodnji Savi, d.o.o.].

V Sloveniji ima sodobno urejeno ribjo stezo HE Blanca, kjer je ob strani elektrarne dovolj prostora za izvedbo ribje steze. Nekatere vodne elektrarne v Sloveniji ribje steze nimajo, npr. HE Solkan in HE Moste. V HE Solkan za prehod rib gorvodno in dolvodno skrbi tamkajšnja ribiška družina.



Slika 79: Ribja steza He Krško, posamezni bazeni vsebujejo predele z sorazmerno mirno vodo, kjer se ribe lahko spočijejo [z dovoljenjem: Hidroelektrarne na Spodnji Savi, d.o.o.].

7 Izkoristki in moči hidroelektrarne

V tem poglavju se bomo ukvarjali z določanjem specifične hidravlične energije, pretoka in izkoristka.

Prezemni preizkusi na modelnih vodnih turbinah in črpalkah se izvajajo na laboratorijskih postajah ob upoštevanju zakonov podobnosti. V nadaljevanju bomo predstavili meritve posameznih spremenljivk.

Kot smo navedli v poglavju 5, za vodno turbino in črpalko velja, da je merilno mesto, označeno z 1, na visokotlačnem delu in da je merilno mesto, označeno z 2, na nizkotlačnem delu (slika 37). Referenčna ravnina je ravnina, na kateri izdelovalec med prezemnimi preizkusi jamči navedeno moč in izkoristek vodne turbine. Merilna ravnina je ravnina, v kateri se izvajajo meritve. Če je mogoče, ti dve ravnini sovpadata, če pa to ni mogoče, je potrebno preračunati vrednosti, ki so izmerjene v merilni ravnini, na vrednosti v referenčni ravnini. Mi bomo v nadaljevanju obravnavali primere, ko referenčna in merilna ravnina sovpadata.

7.1 Izkoristek

Izkoristek izračunamo iz mehanske moči P , ki se izmenja z električnim generatorjem in hidravlično energijo P_h vode. Za agregat vodne turbine velja enačba

$$\eta = \frac{P}{P_h} \quad . \quad (29)$$

Za določitev izkoristka moramo torej poznati hidravlično moč in mehansko moč. Določimo ju iz meritev pretoka, specifične hidravlične energije, električne ali mehanske moči in vrtilne frekvence. Izkoristek lahko dobimo tudi na neposreden način iz povečanja temperature vode zaradi izgub s t. i. termodinamsko metodo. Osnovna prednost te metode je, da ni treba meriti pretoka.

7.2 Hidravlična moč

Definicija hidravlične moči P_h je

$$P_h = E (\rho \dot{V})_1 \quad . \quad (30)$$

Vrednotenje zahteva poznavanje specifične hidravlične energije in masnega pretoka skozi visokotlačni referenčni presek. Masni pretok skozi referenčno površino se lahko razlikuje od pretoka skozi merilno ravnino zaradi dodajanja/odvzemanja vode v sistem med obema ravninama. To je potrebno zaradi pravilnega delovanja hidravličnega turbinskega stroja.

Vsi takšni ne nujno potrebni pretoki morajo biti med meritvijo zaprti, ostale pa je potrebno upoštevati, to je izmeriti oziroma oceniti. Ti tokovi običajno predstavljajo majhen del glavnega pretoka, zato za njihovo določanje zadostujejo preproste ocene. Tak primer je npr. voda za hlajenje ležajev.

7.2.1 Določanje pretoka

Meritev pretoka je pomemben del določanja izkoristka elektrarne, zato je potrebno izvesti ukrepe, ki omogočajo namestitev merilne opreme že v fazi konstruiranja elektrarne, kjer je to le mogoče. Izbira metode merjenja pomeni izbiro med absolutnimi in relativnimi (indeksnimi) metodami. Primer merjenja pretoka z merilnimi krilci na prototipu na HE Ožbalt je prikazan na sliki 80.

Absolutne metode so: metoda traverziranja oziroma metode hitrost/površina z anemometri ali Pitotovimi cevmi, Gibsonova metoda (metoda tlak/čas), indikatorske metode, standardizirane ozke zapornice, standardizirane metode na principu tlačne razlike in volumetrično merjenje. Dodatno sta pogojno dovoljeni akustična metoda in termodinamska metoda.

Relativne metode kot npr. Winter-Kennedyjeva metoda, nestandardizirane metode na podlagi merjenja tlaka, določeni tipi akustičnih metod ali meritev pretoka z enim anemometrom niso predvidene za izvajanje prevzemnih preizkusov, se pa na vodnih elektrarnah pogosto uporabljajo pri vsakodnevnem delu.

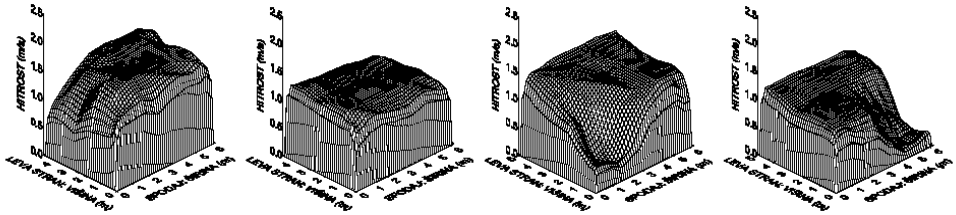


Slika 80: *Merjenje pretoka z merilnimi krilci na prototipu; levo in v sredini: vgradnja merilnih krilc v dovodni kanal HE Ožbalt, izvedba meritev Kolektor Turboinštitut; desno: kalibracija krilc v bazenu, Brodarski inštitut v Zagrebu [z dovoljenjem: Kolektor Turboinštitut d.o.o.]*

Meritev pretoka poteka na prototipu in modelu na različne načine. Meritve na prototipu potekajo na naslednji način:

- z merilnimi krilci za merjenje hitrosti,
- s Pitotovimi cevmi,
- na osnovi Gibsonove metode (tlak/čas),
- z indikatorsko metodo,
- s prelivi v odprtih kanalih ali z metodo zastojnega tlaka v zaprtih kanalih.

Metodi z merilnimi krilci in Pitotovimi cevmi se uporabljata podobno, pretok izračunamo iz meritev hitrosti v več točkah po preseku. Vsaki meritvi hitrosti pripišemo delno površino, izračunamo pretok za to delno površino in nato seštejemo delne pretoke (slika 81). Delne pretok je pri tem težko natančno oceniti zgolj na mestih, ki mejijo na steno pretočnega kanala, kjer meritev poteka. Pred in po uporabi za potrebe prevzemnih preizkusov je potrebno vsa krilca umeriti. To se naredi tako, da se s krilci z znano hitrostjo potuje po mirujočem bazenu, kakor to prikazuje slika 80 desno. Gibsonova metoda merjenja pretoka temelji na Newtonovem zakonu in zakonih mehanike fluidov, ki povezujejo silo zaradi spremembe diferencialnega tlaka med dvema presekom in pospeševanjem ali zaviranjem mase med tema presekom zaradi premikanja zapornega organa. Pri indikatorski metodi merimo čas prehoda koncentracije dodane snovi med dvema ravninama. Meritve prototipnih turbin obravnava standard IEC 60041 [IEC 60041, 1991].



Slika 81: Rezultat meritev pretoka z merilnimi krilci na prototipu, primer HE Ožbalt, za vse štiri dele dovodnega kanala [z dovoljenjem: Kolektor Turboinštitut d.o.o.]

7.2.2 Določanje specifične hidravlične energije

Specifična hidravlična energija je pomembna spremenljivka in jo je treba izmeriti pri vsakem prevzemnem preizkusu hidravličnih turbinskih strojev. Poleg tega se jo meri tudi pri vsakodnevnom delovanju vodne elektrarne.

Za določitev specifične hidravlične energije je potrebno oceniti specifično energijo vode na visokotlačnem in nizekotlačnem referenčnem delu. V praksi ni vedno možno izmeriti tlaka na referenčnih ravninah, v tem primeru izvedemo potrebne meritve čim bližje referenčnim ravninam.

Kjer je le mogoče, še posebej pri nizekotlačni referenčni ravnini, izmerimo tlak neposredno, če to ni mogoče, izmerimo višino proste gladine vode. Glavni razlog za spremembo merilnega mesta za tlak je neenakomeren izstopni profil in turbulentnost toka na izstopu iz vodne turbine. Na visokotlačnem delu lahko tok moti predturbinski ventil. Do spremembe merilnih mest lahko pride, če tlačni priključki niso izvedeni in če cevovod ni dostopen.

Če merilna ravnina ni hkrati tudi referenčna ravnina, je potrebno izvesti ustrezne popravke, ki vključujejo izračun hidravličnih izgub med referenčnima in merilnima ravninama.

Pri določanju specifične hidravlične energije je pomembno, da natančno določimo višine tlačnih odjemov glede na izbrano referenčno točko. Vedno izhajamo iz osnovne enačbe (31) [IEC 60193, 1999], ki temelji na Bernoullijevi enačbi

$$E = \bar{g} H = \frac{p_{\text{abs1}} - p_{\text{abs2}}}{\bar{\rho}} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \bar{g} (z_1 - z_2) \quad . \quad (31)$$

V enačbi (31) sta p_{abs1} in p_{abs2} absolutna tlaka na mestu merilnih ravnin 1 in 2 in sta sestavljena iz dveh delov: (a) nadtlaka v cevovodu in (b) atmosferskega

tlaka, c_1 in c_2 sta hitrosti na mestu merilnih ravnin 1 in 2 in \bar{g} je povprečen gravitacijski pospešek. $(z_1 - z_2)$ je razlika geodetskih višin med obema merilnima ravninama in $\bar{\rho}$ je povprečna gostota vode.

Kasneje (v naslednjih podpoglavjih) glede na vrsto meritve z diferencialnimi merilniki, z merjenjem višine vodnega stolpca itd. in vrsto elektrarne glede na velik padec ali majhen padec zapišemo še ustrezne izraze za absolutna tlaka p_{abs1} in p_{abs2} na mestu merilnih ravnin 1 in 2. Pomembna razlika med vsakodnevnimi in natančnimi prevzemnimi meritvami je med drugim tudi ta, da pri prevzemnih meritvah upoštevamo tudi stisljivost vode. Zaradi tega je gostota vode med merilno ravnino 1 in merilniki tlaka večja od gostote vode med merilnikom tlaka in merilno ravnino 2.

V nadaljevanju si bomo pogledali več različnih možnosti določanja specifične hidravlične energije E .

7.2.2.1 Meritev tlaka z diferenčnimi tlačnimi merilniki

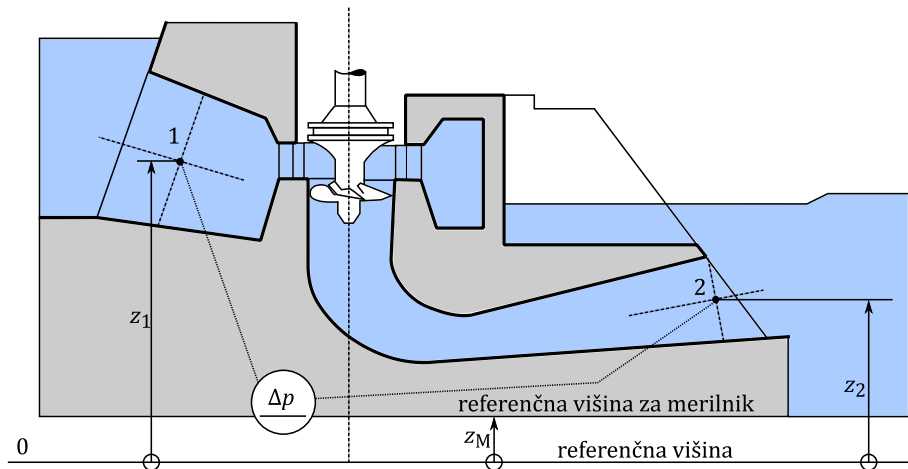
Meritev specifične hidravlične energije prek meritve tlaka na tlačnih odjemnih mestih z diferencialnim tlačnim merilnikom je posebej primerna za vodne turbine z majhnim padcem, lahko pa jo uporabimo za vse vrste vodnih turbin, za katere so na voljo inštrumenti z zadosti majhno merilno negotovostjo. Tak primer določanja specifične hidravlične energije je predstavljen na sliki 82. Ponovno izhajamo iz Bernoullijeve enačbe (31). Za meritev diferencialnega tlaka dobimo

$$\frac{p_{abs1} - p_{abs2}}{\bar{\rho}} = \frac{\Delta p}{\bar{\rho}} + \bar{g} \left[(z_2 - z_M) \frac{\rho_2}{\bar{\rho}} - (z_1 - z_M) \frac{\rho_1}{\bar{\rho}} \right] . \quad (32)$$

V nadaljevanju bomo zgolj v tem primeru predpostavili enako gostoto vode v obeh priključnih cevkah, to je od merilnika tlaka do merilne ravnine 1 in od merilnika tlaka do merilne ravnine 2. Če merimo vodne turbine z majhnim padcem in je tlačna razlika $dp < 4 \times 10^5$ Pa, kot je npr. pri Kaplanovih turbinah, lahko stisljivost vode zanemarimo zaradi enake gostote vode [IEC 60041, 1991] in se enačba (31) z upoštevanjem enačbe (32) preoblikuje v

$$E = \bar{g} H = \frac{\Delta p}{\rho_2} + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} . \quad (33)$$

V skladu z enačbo (33) v primeru meritve tlaka z diferenčnimi tlačnimi merilniki nam za vodne turbine z majhnim padcem ni potrebno poznati višine namestitve diferenčnega tlačnega merilnika, saj v enačbi (33) nastopa zgolj tlačna razlika Δp .



Slika 82: *Meritev specifične hidravlične energije z merjenjem tlaka z diferenčnimi tlačnimi odjemi za primer Kaplanove turbine. Črtkane črte označujejo potek tlačnih cevk, ki so nameščene tako, da merilnik Δp meri tlačno razliko med merilnima ravninama 1 in 2.*

7.2.2.2 Meritev tlaka z ločenimi tlačnimi odjemi

V primeru meritev z ločenimi tlačnimi odjemi ločimo tri primere:

- vodne turbine z majhnim padcem,
- vodne turbine s srednjim in velikim padcem in
- impulzne turbine.

Med vodne turbine z majhnim padcem sodijo vodne turbine s padcem do 400 kPa, to je do približno 40 m padca. Tak primer določanja specifične hidravlične energije je predstavljen na sliki 83. Zanimarimo lahko stisljivost vode, kar pomeni, da v vseh izrazih pišemo povprečno gostoto vode. Spet izhajamo iz iste osnovne enačbe, to je iz Bernoullijeve enačbe (31).

S črtico na sliki 83 označimo višine vode v obeh merilnikih tlaka. Za absolutne in tlake okolice uporabimo naslednje izraze:

$$p_{\text{abs}1} = \bar{\rho} \bar{g} (z_1' - z_1) + p_{\text{amb}1'}$$

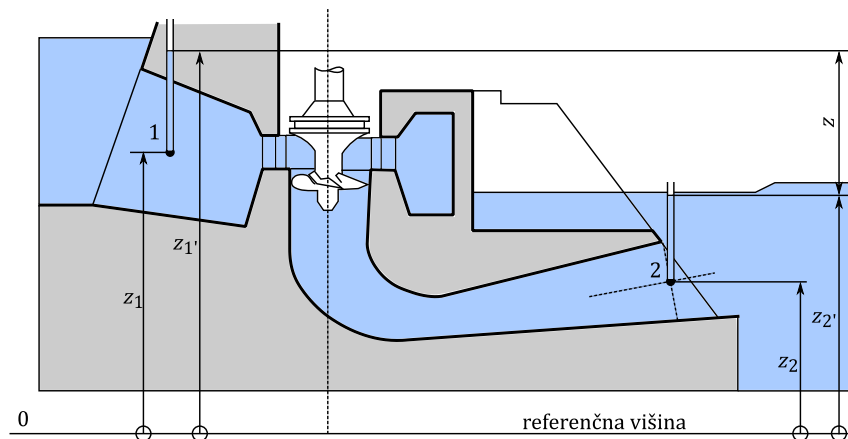
$$p_{\text{abs}2} = \bar{\rho} \bar{g} (z_2' - z_2) + p_{\text{amb}2'} \quad (34)$$

$$p_{\text{amb}1'} - p_{\text{amb}2'} = -\rho_a \bar{g} (z_1' - z_2') \quad .$$

V enačbi (34) je ρ_a gostota zraka med merilnima ravninama 1 in 2. Če uporabimo enačbo (34), se poenostavljena enačba za specifično hidravlično energijo E glasi

$$\begin{aligned}
 E &= \bar{g} (z_{1'} - z_{2'}) \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho}\right) + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \\
 &= \bar{g} Z \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho}\right) + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} .
 \end{aligned}
 \tag{35}$$

V enačbi (35) je Z višinska razlika med gladinama merilnikov tlaka v skladu s spodnjo sliko 83.



Slika 83: *Meritev specifične hidravlične energije z ločenimi tlačnimi odjemi, primer turbine z majhnim padcem*

Pri vodnih turbinah s srednjim in visokim padcem višinska razlika pri namestitvi merilnikov malo vpliva na specifično hidravlično energijo in jo lahko zanemarimo. Ne smemo pa predpostaviti, da je gostota vode enaka povprečni gostoti vode. Merilnika sta namreč nameščena blizu vodne turbine in je razlika v zračnih tlakih zanemarljiva glede na razpoložljiv tlačni padec. Tak primer določanja specifične hidravlične energije je predstavljen na sliki 84. Spet izhajamo iz osnovne Bernoullijeve enačbe (31).

Ker sta Z_1 in Z_2 majhna v primerjavi s H , to pomeni da velja, da je $p_{amb1'} = p_{amb2'} = p_{amb}$ in lahko zapišemo

$$p_{\text{abs}1} = p_1' + z_1 \rho_1 \bar{g} + p_{\text{amb}} \quad (36)$$

$$p_{\text{abs}2} = p_2' + z_2 \rho_2 \bar{g} + p_{\text{amb}} \quad .$$

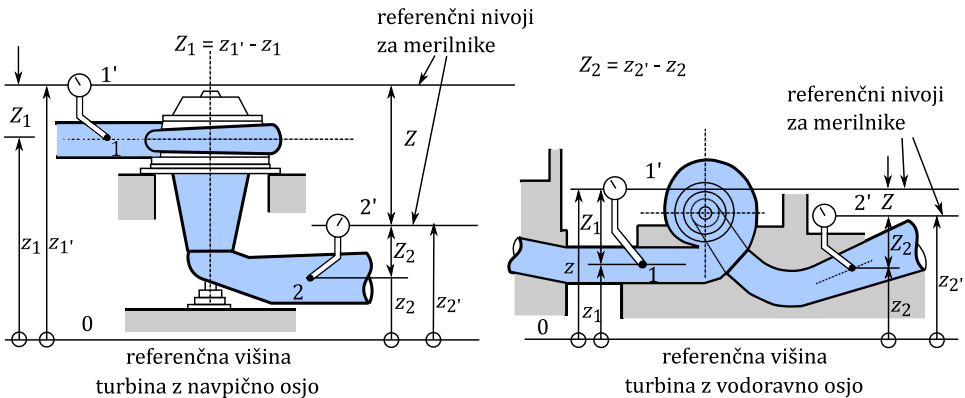
Ker sta z_1 in z_2 majhna v primerjavi s H , lahko predpostavimo, da veljata naslednji enačbi (37)

$$z_1 \approx \frac{\rho_1}{\bar{\rho}} z_1 \quad , \quad z_2 \approx \frac{\rho_2}{\bar{\rho}} z_2 \quad . \quad (37)$$

S črtico označimo na sliki 84 mesto, kjer je nameščen posamezen merilnik tlaka. Če upoštevamo zvezo $Z = (z_1' - z_2')$, se poenostavljena enačba (38) za specifično hidravlično energijo E glasi

$$E = \frac{p_1' - p_2'}{\bar{\rho}} + \bar{g} (z_1' - z_2') + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad (38)$$

$$= \frac{p_1' - p_2'}{\bar{\rho}} + \bar{g} Z + \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} \quad .$$



Slika 84: *Meritev specifične hidravlične energije z ločenimi tlačnimi odjemi, primer vodne turbine s srednjim in velikim padcem. Predstavljena sta primera za vodno turbino z navpično osjo (levo) in vodno turbino z vodoravno osjo (desno).*

Med impulzne turbine sodijo Peltonove turbine. Predpostavimo, da nizkotlačni referenčni del ustreza ravnini na višini z_2 in da je tlak v notranjosti ohišja enak atmosferskemu. Tak primer določanja specifične hidravlične energije je predstavljen na sliki 85. Spet izhajamo iz osnovne enačbe za specifično hidravlično energijo E (enačba 31).

Razliko v tlaku okolice 1' in 2 v enačbi (39) zanemarimo

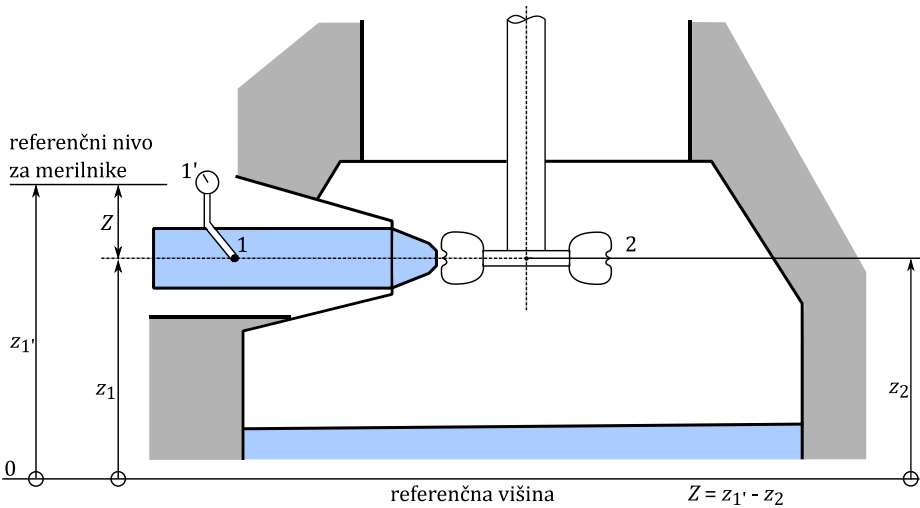
$$p_{amb1'} = p_{amb2} = p_{amb}$$

$$p_{abs1} = p_{1'} + \rho_1 \bar{g} z_1 + p_{amb} \quad (39)$$

$$p_{abs2} = p_{amb} \quad .$$

Ker je $z_1 = z_2$ in če predpostavimo, da je $c_2 = 0$, lahko enačbo za specifično hidravlično energijo E preoblikujemo v

$$E = \frac{p_{1'}}{\rho} + \bar{g} (z_{1'} - z_2) + \frac{c_1^2}{2} = \frac{p_{1'}}{\rho} + \bar{g} Z + \frac{c_1^2}{2} \quad . \quad (40)$$

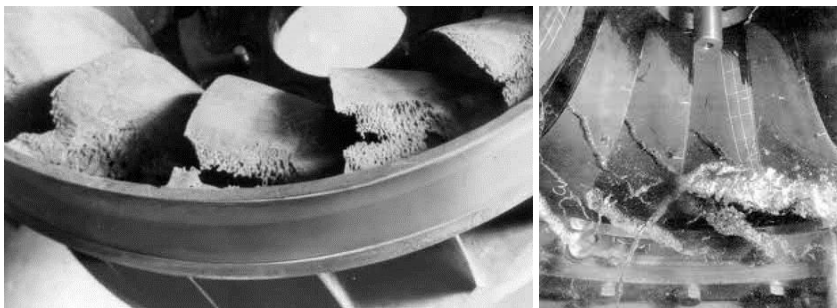


Slika 85: *Meritev specifične hidravlične energije z ločenimi tlačnimi odjemi, primer impulzne Peltonove turbine. Predpostavimo, da nizkotlačni referenčni del ustreza ravnini na višini z_2 in da je tlak v notranjosti ohišja enak atmosferskemu.*

8 Kavitacija

S pojmom kavitacija označujemo pojav faznih prehodov iz kapljevine v plinasto fazo in nazaj v okolje sprva homogene tekočine. Osnovni vzrok za nastanek kavitacije je lokalno znižanje tlaka ob približno konstantni temperaturi. Soroden pojav je vrenje vode, kjer pa za razliko od kavitacije uparjanje nastopi zaradi zvišanja temperature tekočine ob približno konstantnem tlaku. V obeh primerih nastanejo v fluidu mehurčki, napolnjeni s paro in drugimi plini, ki se nahajajo v fluidu. V nadaljevanju bo predmet obravnave predvsem hidrodinamična kavitacija, ki nastane v toku fluida. Zaključna faza kavitacijskega dogajanja je tako imenovana faza implozije ali kolapsa, ki nastopi ob pogoju povečanja tlaka. V tem primeru nastali prazni prostor (mehurček) v trenutku napolni kapljevina iz okolice. Pride lahko do silovitega trčenja in nastanka udarnega vala oziroma tlačnega skoka, ki se v naslednjem trenutku širi od mesta trčenja na vse strani. Če se to zgodi v bližini stene gonilnika ali ohišja vodne turbine, se pojavi kavitacijska erozija [Dular, 2014]. Poleg udarnega vala se pojavijo še drugi spremljevalni učinki, ki lahko uničujoče vplivajo na okolico, posebno na bližnje trdne stene. Škodljivi učinki kavitacije v obliki kavitacijske erozije so predstavljeni na sliki 86, pogosto pa kavitacija v vodnih turbinskih strojih nastopa v obliki kavitacijskega vrtinca v sesalni cevi. Pojav kavitacijskega vrtinca v sesalni cevi za kavitacijsko erozijo ni škodljiv, povečuje pa vibracije turbine in s tem skrajšuje njeno življenjsko dobo. Kavitacijski vrtinec v sesalni cevi Francisove turbine je za tri različne delovne točke vodne turbine prikazan na sliki 87.

Kavitacija v vodni turbini povzroča kavitacijsko erozijo. Erozijo gonilnikov pa lahko povzročajo tudi v vodi prisotni delci, ki obrusijo stene vodnih turbin, kar bomo predstavili v podpoglavju 8.4.



Slika 86: *Kavitacijska erozija in kavitacija v gonilnikih Francisovih turbin; levo: kavitacijska erozija v gonilniku Francisove turbine; desno: kavitacija v modelu gonilnika Francisove turbine [Širok in sod., 2006]*

Problem obnašanja hidravličnih turbinskih strojev pod različnimi kavitacijskimi pogoji raziskujemo s pomočjo izvajanja posebnih kavitacijskih preizkusov na modelih hidravličnih turbinskih strojev. Za določitev kavitacijskih lastnosti vodnih turbin kot funkcije posameznih lastnosti (vodni padec, raven spodnje vode, pretok skozi stroj, moč) so najpomembnejši naslednji kriteriji:

- učinek hidravličnega turbinskega stroja kot funkcija kavitacije,
- kavitacijska erozija,
- dinamično obnašanje hidravličnega turbinskega stroja v odvisnosti od kavitacije.



Slika 87. *Različne vrste kavitacijskih vrtincev v Francisovi turbini, [z dovoljenjem: Kolektor Turboinštitut d.o.o.].*

Naloga izdelovalca vodnih turbin je izdelati tako vodno turbino, ki po svojih lastnostih ustrezno zadovoljuje zgoraj navedene kriterije. Proces razvoja take vodne turbine vsebuje vrsto numeričnih izračunov in preizkusov kavitacijskih karakteristik modela vodne turbine v posameznih stacionarnih delovnih

točkah na preizkusnih postajah. Za prenos rezultatov kavitacijskih preizkusov iz modela na prototip vodne turbine se uporabljajo izsledki teorije podobnosti.

8.1 NPSE, NPSH, Thomovo število in kavitacijske krivulje

Osnovni parameter za opis kavitacijskega stanja v vodni turbini je neto pozitivna sesalna energija *NPSE*. *NPSE* se nanaša na sesalno stran vodnega turbinskega stroja in je v neposredni povezavi s pojavljanjem kavitacije. Pomembna razlika med neto pozitivno sesalno energijo *NPSE* in specifično hidravlično energijo *E* je, da je specifična hidravlična energija *E* posledica razlike stanj med sesalno in tlačno stranjo vodne turbine, medtem ko se neto pozitivna sesalna energija *NPSE* nanaša zgolj na sesalno stran vodne turbine. V spodnji enačbi (41) predpostavimo, da meritev tlaka in hitrosti lahko izvedemo na mestu, kjer je nameščen gonilnik, za npr. črpalko računamo *NPSE* za višino prirobnice na vstopu, za npr. Francisovo turbino pa na ravni, kjer je vgrajen gonilnik

$$NPSE = \frac{p_{abs} - p_v}{\rho} + \frac{c^2}{2} \quad . \quad (41)$$

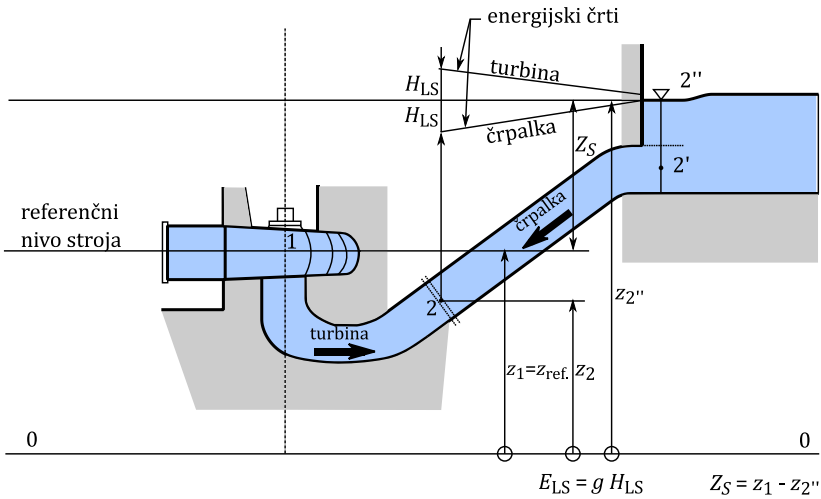
V enačbi (41) je p_{abs} absolutni tlak, p_v je tlak vodne pare pri trenutni temperature vode, ρ je gostota vode in c je hitrost vode.

V skladu z izbiro indeksov s slike 37 sesalno stran vodnega turbinskega stroja označujemo z indeksom 2. V skladu s sliko 88 je pri vodnih turbinah ravnina 2 na koncu sesalne cevi vodne turbine in ne na mestu, kjer je nameščen gonilnik. *NPSE* v vodnih turbinah je potrebno zato preračunati iz ravni 2 na referenčno raven turbinskega gonilnika. Drugi razlog, zakaj merilno ravnino 2 ločimo od referenčne višine gonilnika z_{ref} je, ker v vodnih turbinah vseh spremenljivk iz enačbe (41) za *NPSE* ne moremo meriti na mestu gonilnika. V vodnih turbinah je zato potrebno *NPSE* iz enačbe (41) popraviti za razliko med absolutno specifično hidravlično energijo na ravni 2 (v skladu s sliko 88) in specifično energijo zaradi parnega tlaka p_v na izbrani referenčni ravni vodnega turbinskega stroja z_{ref} . Pri tem referenčna raven ustreza običajno sredini gonilnika vodne turbine. Enačba za *NPSE* se potem glasi

$$NPSE = \frac{p_{abs2} - p_v}{\rho_2} + \frac{c_2^2}{2} - g (z_{ref} - z_2) \quad . \quad (42)$$

Če je v praksi možno izmeriti tlak na mestu 2, se zgornja enačba (42) uporablja neposredno. Pogosto imajo vodne turbine že ob vgradnji izdelane

tlačne priključke na mestu 2, ki služijo med drugim tudi izvedbo prevzemnih preizkusov.



Slika 88: Prikaz ravni in padcev v vodni turbini za določitev NPSE in NPSH. Slika prikazuje primer, ko v točki 2 ni možno izmeriti tlaka ter tlačne izgube med točkama 2 in 2' niso zanemarljive.

Če meritev tlaka na merilni ravni 2 ni mogoča, lahko NPSE ocenimo iz višine vode na iztoku iz vodne turbine. V primeru, ko v točki 2 ni možno izmeriti tlaka in tlačne izgube med točkama 2 in 2' niso zanemarljive, uporabimo enačbo (43), pri čemer $\pm E_{LS}$ predstavlja izgube od referenčne ravni 2 do iztoka, pri čemer znak + velja za turbino in znak - za črpalko:

$$\begin{aligned}
 NPSE &= g NPSH \\
 &= \frac{(p_{amb2''} - p_v)}{\rho_2} + \frac{c_{2'}^2}{2} - g (z_{ref} - z_{2''}) \pm E_{LS} \\
 &= \frac{(p_{amb2''} - p_v)}{\rho_2} + \frac{c_{2'}^2}{2} - g Z_S \pm E_{LS} \quad . \quad (43)
 \end{aligned}$$

Višina vode v točki 2' je nižja od mirujoče gladine, ker ima v njej vodni tok še vedno del kinetične energije. Kasneje, ko se tok vode ustavi in je kinetična energija enaka 0, hitrostni člen odpade, višina pa se preračuna na spodnjo vodo, ki je mirujoča voda daleč stran od iztoka. Enačba (43) se v tem primeru preoblikuje v enačbo (44), pri čemer $\pm E_{LS}$ predstavlja iztočno vtočne izgube

od referenčne ravnine 2 do iztoka, pri čemer znak + uporabljamo za iztočne izgube za turbino in znak - za vtočne izgube za črpalko

$$NPSE = g NPSH = \frac{(p_{amb2''} - p_v)}{\rho_2} - g (z_{ref} - z_{sv}) \pm E_{LS} \quad (44)$$

z_{sv} v enačbi (44) je višina spodnje vode.

Neto pozitivna specifična višina $NPSH$ označuje skupno absolutno neto tlačno višino na neki referenčni točki z odšteto višino parnega tlaka vode in iztočnimi izgubami. V razmerju do $NPSE$ jo zapišemo tako, da $NPSE$ delimo z gravitacijskim pospeškom

$$NPSH = \frac{NPSE}{g} \quad (45)$$

V praksi se za potrebe vrednotenja kavitacije v vodnih turbinah uporablja tudi Thomovo število, ki omogoča določitev podobnih kavitacijskih pogojev med vodnima turbinama iste oblike vendar različne velikosti, kot npr. model in prototip. Število je imenovano po njegovem avtorju – *Thomovo število* σ_{Th} . Krajša oznaka je σ_{Th} ali kar σ , nekateri avtorji pa ga označujejo s Th . To je kavitacijsko število, prirejeno za uporabo v vodnih turbinskih strojih.

Za splošno uporabo v vodnih turbinah in črpalkah definiramo Thomovo število na neki referenčni višini z_{ref} (slika 88) kot

$$\sigma = \frac{NPSE}{E} = \frac{NPSH}{H} \quad (46)$$

H predstavlja doseženo (črpalka) ali porabljeno (vodna turbina) tlačno višino. Spremenljivki $NPSH$ in $NPSE$ se uporabljata predvsem pri črpalkah, medtem ko se pri vodnih turbinah v praksi največkrat uporablja Thomovo število v izvorni obliki, kjer zanemarimo izgube v sesalni cevi in izgube zaradi iztočne hitrosti

$$\sigma = \frac{H_a - H_s - H_v}{H} \quad (47)$$

V zgornji enačbi je H_s sesalna višina, višina H_a pa je posledica tlaka p_{abs2} , kakor smo ga vstavljali v enačbo (42). H_v je višina, ki ustreza tlaku vodne pare. Enačba (47) se uporablja za določitev potopitve vodne turbine, pri čemer se za Thomovo število σ uporablja izkustvene kritične vrednosti [Braitsch in Haas, 2006]. Vrednosti kritičnega Thomovega števila σ se razlikujejo za npr. Francisove in Kaplanove turbine in so odvisne od specifične hitrosti n_s . To

pomeni, da je iz enačbe (47) možno določiti tudi, katera vrsta vodne turbine je najprimernejša za izbrani padec in pretok vodotoka.

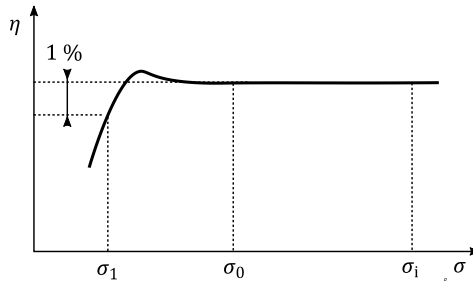
Standardne kavitacijske raziskave na vodnih turbinah vključujejo vpliv kavitacije na hidravlične karakteristike turbinskega stroja in na ocenitev vpliva erozije. Rezultati so pomembni za določitev vgradne višine prototipa in s tem sesalne višine H_s . V laboratorijskih pogojih, ki omogočajo spreminjanje sesalne višine na modelu vodne turbine, je mogoče s preizkusi določiti in narisati odvisnost izkoristka vodne turbine η glede na Thomovo število σ . Na sliki 89 je prikazana tipična kavitacijska krivulja $\sigma - \eta$ za Kaplanovo turbino, ki je bila izmerjena s spreminjanjem sesalne višine.

Na diagramu so označene značilne vrednosti Thomovega števila σ :

- vrednost σ_i , ki ustreza vrednosti σ pri zaznani začetni kavitaciji, določena z vizualnim opazovanjem, indeks i označuje začetno kavitacijo (angl. *incipient cavitation*),
- mejna vrednost σ_0 , najnižja vrednost σ , pri kateri učinek vodnega turbinskega stroja še ostane nespremenjen,
- vrednost σ_1 , pri kateri učinek vodnega turbinskega stroja upade za 1 % glede na vrednost pri σ_0 ,
- vrednost σ_{pl} , ki predstavlja vrednost σ pri delovnih pogojih na vodnem turbinskem stroju oziroma prototipu (angl. *σ plant*).

Poleg omenjenih vrednosti kavitacijskega števila se v praksi pogosto označijo tudi druge vrednosti odvisno od oblike kavitacije, nivoja vibracij, jakosti hrupa, pretočno število [Cencič in sod., 2014] in podobno. Te vrednosti so uporabne za določitev delovnih pogojev vodne turbine z minimiziranjem kavitacijske izpostavljenosti.

V diagramu $\sigma - \eta$ (slika 89) je pri zmanjševanju σ včasih vidna določena izboklina v krivulji, kjer nastopi povečanje izkoristka vodne turbine. Ta lastnost je posebej znana pri Kaplanovih turbinah in je posledica nekoliko spremenjene oblike profila na lopatici gonilnika zaradi razvoja začetne kavitacije. Ustvarijo se novi natočni pogoji fluida, ki so za dane lokalne pogoje ugodnejši kot v primeru delovanja brez kavitacije. Začetna plast kavitacije na vstopnem robu vodne turbine deluje kot nekakšna vmesna drsna plast, ki zmanjšuje trenje v toku fluida.



Slika 89: *Kavitacijska krivulja z značilnimi vrednostmi Thomovega kavitacijskega števila. Krivulja je lastna isti hidravlični točki (pretočno in tlačno število), spreminjata se samo absolutni tlak oziroma potopitev vodne turbine.*

8.2. Oblike in lastnosti kavitacije v vodnih turbinah

Znotraj pretočnega trakta reakcijske vodne turbine lahko opazujemo kavitacijske vzorce različnih vrst, oblik in jakosti. V praktične namene kavitacijo največkrat razdelimo glede na oblike in mesta nastanka kavitacijskih struktur, kar je prikazano na sliki 90 za primer kavitacije na lopatici Kaplanove turbine:

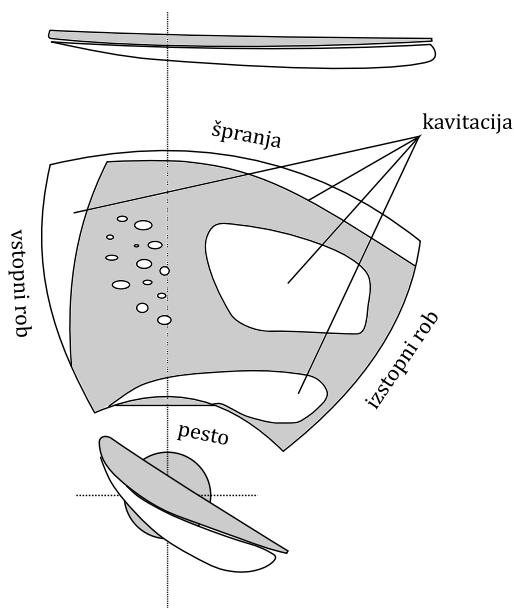
- ploskovna kavitacija,
- kavitacija na vstopnem robu,
- kavitacijski vrtinci in
- kavitacija v špranji.

V nadaljevanju bomo natančneje opisali navedene oblike kavitacije.

Ploskovna kavitacija ponavadi nastopi na sesalni strani lopate gonilnika. Je neposredna posledica lokalnega zmanjšanja tlaka zaradi sorazmerno velikih hitrosti fluida in/ali nizkega sesalnega tlaka. Tipična struktura te kavitacije je podana s poljem kavitacijskih mehurčkov, ki se navidezno naključno generirajo v področjih nižjega tlaka. Ti mehurčki nato potujejo do področja s zvišanim tlakom, kjer implodirajo. Če je množina mehurčkov dovolj gosta, govorimo o kavitacijskem oblaku. Ploskovna kavitacija na sredini profila je verjetno najbolj škodljiva oblika kavitacije z vidika erozije in hrupa. Mehurčkasta kavitacija, ki nastopi v tem primeru je v tesni zvezi z debelino profila. Zaradi povečanega vzgona imajo debelejšje lopatice nižji tlak na sredini profila kot tanjše lopate. Zato so tudi občutljivejše na kavitacijo.

Kavitacija na vstopnem robu nastopi pri delovanju vodne turbine v neoptimalnih pogojih. Za razliko od ploskovne kavitacije je kavitacija na

vstopnem robu manj odvisna od tlaka na sesalni strani vzdolž lopate. Pogosto je v funkciji delovnih pogojev, ki vplivajo na vpadni kot fluida. Pri odmiku od optimalnega, postane padec statičnega tlaka v bližini vpadnega roba gonilne lopate takšen, da se oblikuje kavitacijsko področje. Ko se delovanje premakne k še večjim vpadnim kotom, velikost tega področja narašča. Pri polno razviti kavitaciji lahko tlak na sesalni strani do neke mere vpliva na velikost nastale kavitacijske strukture. Na sam zametek pa ima na splošno majhen vpliv. Kavitacija na vstopnem robu je po naravi oscilirajoči proces. Tokovno polje na vstopu v vodno turbino, ki ga oblikujeta vodilnik in sesalna cev, je prostorsko neenolično in zato nestacionarno glede na lopatice gonilnika. Kot rezultat tega se vpadni kot gonilnika spreminja po posameznih lopaticah pri vrtenju gonilnika. Pri določenih neoptimalnih pogojih postane vpadni kot prevelik, zato se za vstopnim robom formira kavitacijski oblak. Ko se lopatica gonilnika vrti naprej, se vpadni kot zmanjša in oblak izgine. Obseg in tip kavitacije lahko pri enem obratu gonilnika nihata v precejšnji meri. Tak pojav se odraža kot hrumenje v širokem frekvenčnem obsegu, ki se pojavlja v periodah mimohoda lopate ali vrtenja gredi. Kavitacija na vstopnem robu je lahko tudi neprekinjajoča v primeru, če je kavitacija na vstopnem robu močnejše izražena in se pojavlja prek celotne zavrtitve gredi. Kavitacijski hrup je tukaj enakomernejše moduliran pri frekvenci prehoda lopat, če vse lopate kavitirajo enakomerno, ali pa frekvenci vrtenja gredi, če kavitira samo ena lopata. Kavitacijski vrtinci nastanejo kot posledica sekundarnih tokov pri delovanju izven optimuma. Ti tokovi se združijo v vrtinčni tok, pri katerem so velike hitrosti blizu jedra vrtinca. Posledica je lokalni padec statičnega tlaka; če je zadosten, se pojavijo značilne vidne parne vrtinčaste strukture. Ta tip kavitacije je odvisen samo od točke delovanja vodne turbine, tlak na sesalni strani nanjo nima vpliva. Dostikrat se vrtinčaste strukture oblikujejo daleč od trdne površine in ne povzročajo neposredne kavitacijske škode. Vrtinčna kavitacija je po naravi kontinuirani proces, ki se sliši kot naključno prasketanje in treskanje ter vpliva na energetske lastnosti vodne turbine. Najbolj značilen primer vrtinčne kavitacije je vrtinec za konusom gonilnika. Kavitacija v špranji nastane v špranji med lopato in ohišjem vodne turbine ter v špranji med korenem lopate ter pestom. Pri vseh pogojih delovanja, kjer nastane tlačna razlika na lopati, potuje voda z veliko hitrostjo z visokotlačnega področja na nizkotlačno stran. Ko doseže razlika tlakov kritično velikost, se tok v špranji upari in povzroči kavitacijo. Pogosto curek fluida skozi špranjo oblikuje vrtinec vzporedno s sesalno stranjo lopate. Uhajanje vode skozi špranje je vedno prisotno in vpliva na zmanjšanje izkoristka vodne turbine.



Slika 90: *Območja pojavljanja kavitacije na lopati gonilnika Kaplanove turbine*

8.3 Vpliv vsebnosti delcev v toku na kavitacijske strukture in lastnosti kavitacije

Znano je, da lahko na vidni delež pojava kavitacijskih mehurčkov in rezultirajočih kavitacijskih karakteristik v veliki meri vplivajo nečistoče oz. jedra v fluidu (nevidni delež zraka oz. mehurčki plina s polmerom manjšim od $50 \mu\text{m}$). Vsebnost jeder ne vpliva samo na začetek pojava kavitacije, ampak tudi na razvoj potujoče mehurčkaste kavitacije. Natančna določitev potrebnih minimalnih vrednosti vsebnosti jeder in raztopljenega plina trenutno še ni mogoča, ker teh podatkov v dostopni znanstveni literature ni [Dular, 2014]. Vpliv posameznih parametrov, kot so vrsta vodnega turbinskega stroja, specifična hidravlična energija, itd. namreč še ni dovolj raziskan.

Nastanek kavitacije in možnost njenega opazovanja je odvisno od tipa kavitacije, ki je povezano z vrsto vodne turbine. Še posebno za kavitacijske preizkuse pri Francisovih modelnih turbinah srednjih in visokih specifičnih hitrostih, kjer se kavitacija pojavi na izstopu iz gonilnika, je pomembno, da voda vsebuje dovolj jeder, ki se lahko aktivirajo in rastejo v področjih, kjer je lokalni tlak enak ali nižji od parnega tlaka. Meritve na prototipu kažejo, da je

ponavadi v vodi dovolj jeder, ki pospešijo kavitacijo v področjih z znižanim tlakom. Na preizkuševališčih, kjer imamo zaprti tokovni krog vode, je po drugi strani število delcev zmanjšano zaradi razplinjanja vode med kavitacijskimi preizkusi. Posledica tega je, da je pri posamezni izbrani σ vrednosti (npr. pri σ_{pl}) aktivirano premajhno število jeder, kar v določeni meri zmanjša obseg vidne kavitacije.

Zatorej je kakovost vode z obzirom na kavitacijo podobna pogojem pri prototipu, če je vsebnost jeder v pretočnem traktu modela zadostna. S tem zagotovimo pravilni razvoj kavitacije v vseh področjih, kjer se lokalni tlak izenači ali zniža pod parni tlak vode. Ustrezno množino aktivnih kavitacijskih jeder pri modelnih meritvah lahko zagotovimo z zvečanjem padca, z vpihovanjem jeder v vodo ali z uporabo nerazplinjene vodovodne vode. Z zvečanjem padca pri meritvah je potrebno biti previden, ker lahko vodi v popačene rezultate zaradi porušene podobnosti.

8.4 Erozijski gonilnik zaradi nečistoč v vodi

Do erozije gonilnika lahko pride poleg kavitacije tudi zaradi nečistoč v vodi. Nečistoče oziroma sedimenti v vodi z abrazijo poškodujejo gonilnik. Abrazija je po svetu različna, najbolj problematični so vodni tokovi z veliko količino usedlin, npr. vodotoki v jugovzhodni Aziji in nekateri vodotoki v Dolomitih v Italiji.

Za zmanjšanje erozije gonilnika zaradi abrazije z nečistočami v vodi se izvajajo številne študije, pri čemer se želi zmanjšati abrazijo in ohraniti dobre hidravlične lastnosti vodne turbine.

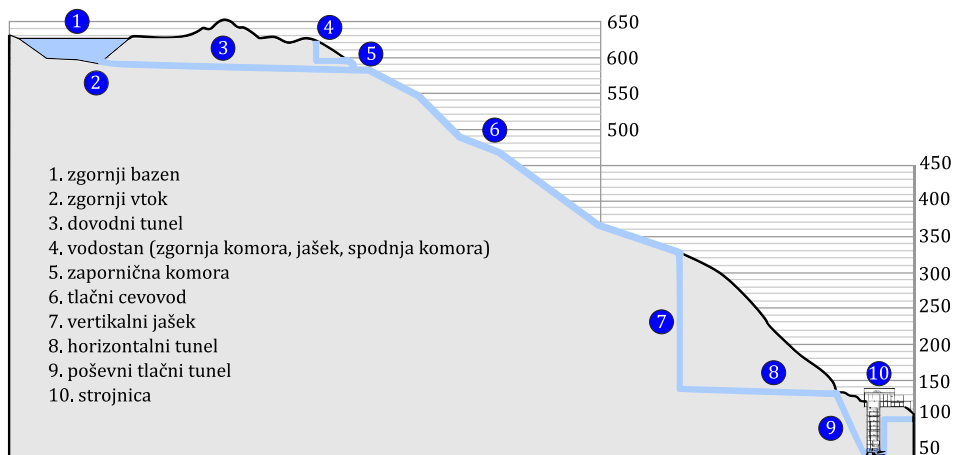
8.5 Potopitev vodne turbine

Za vodno turbino ni nujno potrebno, da je nameščena na najnižjem mestu v pretočnem traktu. Namestitev na najnižjem mestu je priporočljiva in v resnici tudi potrebna zaradi ekonomskih razlogov zaradi kavitacije. Kavitacija nastane, ko tlak v tekočini pade pod uparjalni tlak in nastanejo kavitacijski mehurčki. Kavitacija in kavitacijski mehurčki zmanjšujejo izkoristek elektrarne in poškodujejo gonilnik. Pri imploziji kavitacijskih mehurčkov blizu trdne površine, večinoma je to sesalna stran gonilnika, nastane visok tlak, ki iz površine odnaša material. Vodna turbina mora delovati pri dovolj velikem *NPSH*, to je dovolj veliki neto pozitivni sesalni višini.

Primer potopitve vodne turbine je prikazan na slikah 9 in 91, ki prikazujeta zgornjo akumulacijo, dovodni tunel, tlačni cevovod, presek pretočnega polja, strojnice in vtočno iztočnega objekta ČHE Avče. Strojnični jašek v primeru ČHE

Avče je globok približno 80 m, pri čemer je vodna turbina nameščena na njegovem dnu, približno 60 m pod gladino spodnje vode, to je akumulacije Ajba.

V praksi se vodne turbine namesti kolikor je le mogoče visoko, da se s tem zmanjša gradbene stroške, ki predstavljajo največji del stroškov pri gradnji hidroelektrarne. Vgradnja elektrarne kolikor je le mogoče visoko lahko še vedno pomeni, da je treba izbrati potopitev (višino vgradnje vodne turbine pod ravnjo spodnje vode) tudi do 60 m.



Slika 91: *Vzdolžni profil ČHE Avče. Strojnična zgradba je povsem desno spodaj. Navpični jašek 7 in vodoravni tunel 8 sta bila izvedena zaradi strmine hribine na tem mestu in s tem povezane povečane nevarnosti plazjenja hribine in tlačnega cevovoda, v kolikor bi bil na tem delu izveden tlačni cevovod.*

9 Tok vode v vodnih turbinah

V tem poglavju bomo predstavili tok vode v Francisovi, Kaplanovi in Peltonovi turbini ter Eulerjevo enačbo za vodne turbinske stroje v dveh različnih oblikah.

Voda v vodnih turbinskih strojih potuje skozi gradnike turbinskega stroja po tokovnici. V gonilniku oziroma rotorju se začne skupaj z njim vrteti. Na delček tekočine, ki se vrti, lahko pogledamo v vrtečem koordinatnem sistemu gonilnika ali pa v absolutnem koordinatnem sistemu ohišja vodne turbine. V relativnem koordinatnem sistemu gonilnika potuje delček vode v gonilniku približno tako, kot je usmerjen kanal lopatice vodnega turbinskega stroja. V absolutnem koordinatnem sistemu ohišja turbine se ta isti delček vode vrti skupaj z gonilnikom. Hitrosti v vodnih turbinskih strojih bomo označevali z naslednjimi spremenljivkami:

- c je absolutna hitrost toka v absolutnem koordinatnem sistemu,
- c_a je aksialna hitrost toka v smeri osi vodnega turbinskega stroja v absolutnem koordinatnem sistemu,
- c_r je radialna hitrost toka v smeri radij vektorja v absolutnem koordinatnem sistemu,
- u je obodna hitrost gonilnika,
- c_u je preslikava dejanske hitrosti toka na obodno hitrost gonilnika,
- c_m je meridianska hitrost toka in je vektorska vsota aksialne in radialne hitrosti,
- w je relativna hitrost toka glede na hitrost lopatice vodnega turbinskega stroja.

Za meridiansko hitrost lahko zapišemo naslednje zveze za meridiansko hitrost c_m :

- za radialni turbinski stroj je $c_m \approx c_r$,
- za aksialni turbinski stroj je $c_m \approx c_a$ in
- za diagonalni turbinski stroj je $c_m \approx \sqrt{c_a^2 + c_r^2}$.

Meridianska hitrost c_m je merilo za pretok vode. Za meridiansko hitrost in prostorninski tok vode lahko zapišemo naslednjo enačbo

$$\dot{V} = c_m A \quad . \quad (48)$$

Pri tem je A presek pretočnega kanala vodnega turbinskega stroja na mestu, kjer tudi določimo meridiansko hitrost. Obodno hitrost gonilnika zapišemo z naslednjo osnovno fizikalno enačbo, kjer je ω vrtilna frekvenca in r polmer, na katerem določamo obodno hitrost $u = \omega r$. Za povezavo med absolutno, relativno in obodno hitrostjo lahko napišemo enačbo (49), ki je osnovna kinematična enačba za tok v vodnih turbinskih strojih

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad . \quad (49)$$

Absolutna hitrost toka vode \vec{c} je vektorska vsota relativne hitrosti toka vode \vec{w} in obodne hitrosti gonilnika \vec{u} . S kotom α bomo kasneje označevali kote absolutnega toka in s kotom β kote relativnega toka vode. Za izbiro označitev indeksov bomo uporabili zapis, kakršnega podaja slika 37. To pomeni, da bomo po dogovoru za tlačni del (za turbino vstopni) izbrali indeks 1 in za sesalni (za turbino izstopni) del indeks 2 [IEC 600193, 1999]. Včasih se uporabljata še indeksa 0 in 3, ki označujeta razmere izven gonilnika in sicer indeks 0 izven gonilnika na tlačni strani in 3 izven gonilnika na sesalni strani. V nadaljevanju bomo razložili splošne lastnosti toka, ki so neodvisne od tipa vodne turbine. Kasneje bomo prešli na razlago lastnosti toka v Francisovi, Kaplanovi in Peltonovi turbini.

Tok vode na vodno turbino priteče po tlačnem cevovodu. Na tem mestu tok nima obodne hitrosti, ima zgolj aksialno hitrost v smeri osi cevovoda. Potem tok vstopi v spiralno ohišje, predvodilnik in vodilnik. Vodilnik vsili toku obodno hitrost. V gonilniku se obodna hitrost postopoma zmanjšuje in na izstopu ima tok samo aksialno hitrost. Absolutna hitrost toka c na izstopu iz vodilnika je usmerjena približno enako kot izstopni kot lopatice vodilnika. Ker se gonilnik na vstopu vrti z obodno hitrostjo u_1 , nateka relativno na lopatice gonilnika hitrost w_1 . Gonilnik "čuti" relativno hitrost, oziroma se tok premika v smeri obodne hitrosti pod približno enakim kotom, kot so usmerjene lopatice gonilnika.

Voda za vodilnikom vstopi v gonilnik. Za maksimalen izkoristek vodne turbine se mora v gonilniku zmanjšati hitrost in s tem kinetična energija odtekajoče vode. To pomeni, da je treba v gonilniku zmanjšati vse komponente hitrosti razen tiste, ki je povezana s propustnostjo vodnega toka skozi turbinski trakt in ki prispeva k pretoku vode skozi turbino. Na izstopu iz vodne turbine torej želimo, da je izstopna hitrost samo v smeri meridianske hitrosti.

Vsakršno pojavljanje obodne ali radialne hitrosti na izstopu iz gonilnikov Kaplanovih ali cevnih vodnih turbin zmanjša izkoristek, zato je nezaželeno.

Za Francisovo turbino predpostavimo v tej poenostavljeni razlagi, da je iztok iz gonilnika Francisove turbine radialen. Zato pri Francisovi turbini želimo, da

tok na izstopu iz gonilnika nima druge komponente razen radialne komponente hitrosti. Zato lahko za Francisove turbine zapišemo, da vsakršno pojavljanje obodne ali aksialne hitrosti na izstopu iz gonilnikov Francisovih vodnih turbin zmanjša izkoristek, zato je prav tako nezaželeno.

9.1 Tok v Francisovih turbinah in Eulerjeva enačba

V nadaljevanju bomo predstavili tokovne razmere v Francisovi turbini in zapisali Eulerjevo enačbo za vodne turbinske stroje na primeru Francisove turbine.

Pretvorba moči vode v moč na turbinski gredi temelji na spremembi vrtilne količine toka vode v gonilniku. Pri Francisovih turbinah sta pretok vode in s tem moč krmiljena s spreminjanjem naklona vodilnih lopatic. S tem se krmili tudi velikost radialne komponente hitrosti vode, ki vpliva na pretok, pa tudi tangencialno komponento toka vode. Značilna pomanjkljivost te vrste krmiljenja moči je, da zato pri delnih obremenitvah voda nateka na gonilnik pod drugačnim kotom kot v imenski točki turbine, kjer je izkoristek največji.

Spiralno ohišje in nastavljive vodilne lopatice povzročijo, da ima voda pred vstopom v gonilnik izrazito vrtilno količino v smeri vrtenja gonilnika, to je v obodni smeri. Nato ukrivljene lopatice gonilnika preusmerijo vodo, tako da zapusti gonilnik v imenski delovni točki največjega izkoristka brez vrtilne količine. Da bi to razumeli, moramo upoštevati trikotnike hitrosti na sliki 92. Kot smo že navedli, lahko na izbranem mestu v gonilniku opišemo tok vode v mirujočem koordinatnem sistemu z absolutno hitrostjo \vec{c} ali v vrtečem koordinatnem sistemu z relativno hitrostjo \vec{w} . Z grafičnim prikazom odnosa med hitrostima \vec{c} in \vec{w} (enačba 49) dobimo trikotnik hitrosti. Na vstopu v gonilnik, to je na sliki 92 v točki 1 pri polmeru r_1 , kjer je vektor hitrosti lopatic \vec{u}_1 , absolutni vektor hitrosti \vec{c}_1 določajo gradniki turbine gorvodno. Smer vektorja hitrosti vode je vzporedna s kotom vodilnih lopatic, velikost vektorja pa je takšna, da ustreza kontinuitetni enačbi za pretok vode. Vektor hitrosti \vec{c}_1 ima tangencialno komponento \vec{c}_{u1} v smeri hitrosti lopatice \vec{u}_1 . Tu moramo zapisati, da je produkt \vec{r}_1 in \vec{c}_{u1} enak vrtilni količini na enoto mase glede na vrtenje okrog turbinske osi. Nadalje, vektor hitrosti \vec{c}_1 ima komponento \vec{c}_{m1} pravokotno na obodno smer. To imenujemo meridianska hitrost, ki je sorazmerna prostorninskemu pretoku vode skozi gonilnik vodne turbine. Vektor \vec{w}_1 je relativna hitrost vode glede na vrteči koordinatni sistem v gonilniku in je enak razliki $\vec{w}_1 = \vec{c}_1 - \vec{u}_1$. Njegova smer v točki največjega izkoristka je vzporedna z lopaticami gonilnika. V tem primeru voda najlaže vstopi v kanale gonilnika in so zaradi tega tlačne izgube najmanjše. Po vstopu vode v gonilnik ukrivljene lopatice gonilnika preusmerijo relativni tok vode in

s tem relativni vektor hitrosti tako, da spremeni svojo smer med vstopom in izstopom iz gonilnika.

Podobno kot smo zapisali za izstop iz vodilnika, lahko tudi za izstop iz gonilnika zapišemo, da lastnosti toka na izstopu iz gonilnika določajo gradniki turbine gorvodno, v tem primeru je to gonilnik. Na izstopu iz gonilnika (to je na sliki 92 v točki 2 pri polmeru r_2) določata lastnosti vodnega toka vektor hitrosti lopatic \vec{u}_2 in absolutni vektor hitrosti \vec{c}_2 . Na izstopu iz gonilnika velja zveza $\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}_2$. Absolutni vektor hitrosti \vec{c}_2 ima komponento hitrosti v obodni smeri \vec{c}_{u2} , ki je v delovni točki največjega izkoristka enaka 0. Zato je tudi specifična vrtilna količina za vrtenje okrog turbinske osi, ki je produkt \vec{r}_1 in \vec{c}_{u1} , enaka 0.

V nadaljevanju bomo opustili zapis hitrosti in smeri toka z vektorji in bomo prešli na preprostejši zapis s skalarnimi vrednostmi in kotnimi funkcijami. Sprememba vrtilne količine vode med vstopom v gonilnik in izstopom iz gonilnika povzroči navor M_1 , ki deluje na vrteče lopatice gonilnika. Ta navor je sorazmeren spremembi momenta na enoto mase, pomnožen z masnim pretokom vode skozi gonilnik turbine

$$M_1 = \dot{m} (r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}) \quad . \quad (50)$$

Če pomnožimo navor na vrteče lopatice gonilnika M_1 iz enačbe (50) z vrtilno frekvenco gonilnika, dobimo moč, ki jo voda daje gonilniku P_1 . Pri tem upoštevamo, da je produkt vrtilne frekvence in polmera enak hitrosti lopatic $u = \omega r$

$$P_1 = M_1 \omega = \dot{m} (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \quad . \quad (51)$$

Moč na enoto masnega pretoka je enaka energiji na enoto mase, kar lahko zapišemo kot specifično hidravlično energijo E

$$E = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} \quad . \quad (52)$$

Enačba (52) se imenuje Eulerjeva enačba in je ena najpomembnejših enačb v teoriji turbinskih strojev.

Navor M_1 v enačbi 50 je največji možni teoretični navor, ki ga lahko turbina proizvede na podlagi toka, ki ga opisujejo spremenljivke \dot{m} , c_{u1} in c_{u2} . Prav tako je specifična hidravlična energija E v enačbi 52 največja teoretično možna specifična hidravlična energija, ki jo lahko predela vodna turbine. V praksi so dejanske vrednosti navora M_1 na lopatice in specifične hidravlične energije E manjše od teoretičnih, ker je tudi izkoristek vodne turbine manjši od 1.

Kot vidimo, ima enačba (52) negativni člen $-u_2 c_{u2}$. Iz slednjega je razvidno, da vodna turbina doseže maksimalno moč, če je drugi člen enačbe enak 0. To zagotovimo z enakostjo $\alpha_2 = 90^\circ$, kar pomeni, da mora biti iztočni trikotnik pravokoten, tako da postane hitrost c_{u2} enaka 0. Tako dobimo obliko Eulerjeve enačbe turbine za pravokotni iztok ter maksimalno moč. Brez upoštevanja izkoristka vodne turbine, kar pomeni, da predpostavimo, da v toku ni izgub, se Eulerjeva enačba (52) za tak primer zapiše kot

$$E = u_1 c_{u1} \quad (53)$$

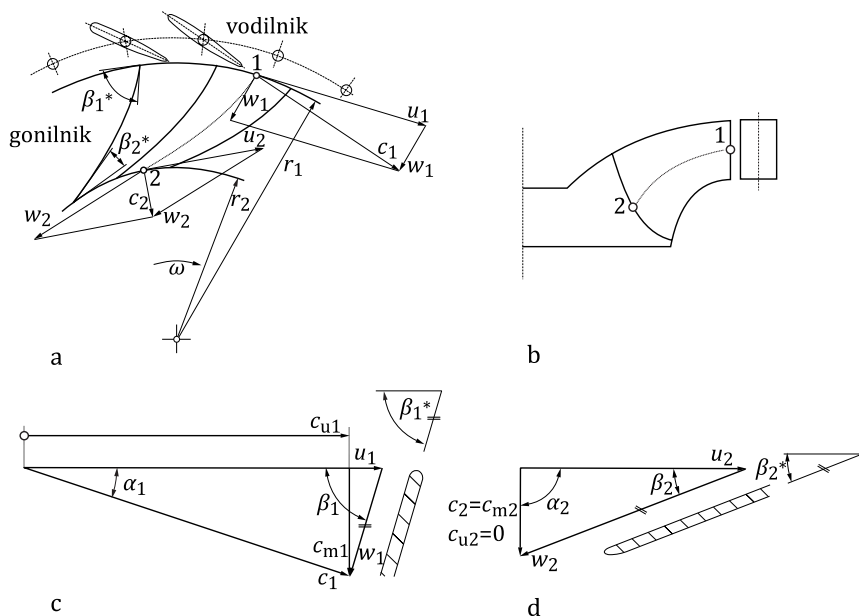
V enačbah (52) in (53) pogosto dodamo specifični hidravlični energiji indeks teor, s čimer želimo poudariti, da gre za teoretično oziroma največjo možno specifično hidravlično energijo E_{teor} , ki jo je še sposobna predelati vodna turbina ob zanemarjenju vseh izgub v njej. Iz enačbe (53) je razvidno:

- da se mora gonilnik turbine vrteti, da vodna turbina lahko proizvaja mehansko delo,
- da mora obstajati obodna komponenta absolutne hitrosti $c_{u1} = c_1 \cos(\alpha_1) > 0$, da lahko vodna turbina proizvaja mehansko delo. Iz tega sledi, da mora veljati $\alpha_1 < 90^\circ$, kar dosežemo s poševnim oziroma obodnim dotokom vode v gonilnik vodne turbine. To nam omogočajo lopate vodilnika, ki določajo kot dotoka vode.

Enačba 53 velja le v optimalni točki. Pri zmanjšanju pretoka in posledično moči vodne turbine pravokotni trikotnik na izstopu ni zagotovljen. Pri tem se pojavi negativni člen in vodna turbina deluje z manjšim izkoristkom, kar je tudi na splošno velika pomanjkljivost vodnih turbinskih strojev, predvsem takih z enojnim krmiljenjem.

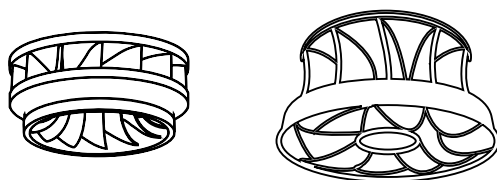
Francisove turbine se po obliki med seboj razlikujejo glede na premer vstopnega in izstopnega dela, kar prikazuje slika 93. Francisove turbine za visoke tlake imajo veliko razmerje vstopnega in izstopnega polmera, medtem ko imajo Francisove turbine za nizke tlake majhno razmerje vstopnega in izstopnega polmera. To je razvidno tudi iz Eulerjeve enačbe (52). Da lahko Francisova turbina predela veliko specifično hidravlično energijo, mora biti obodna hitrost gonilnika na vstopu velika, to pa pomeni, da mora biti tudi vstopni polmer velik. Na izstopu je v točki največjega izkoristka v skladu z Eulerjevo enačbo (52) sicer nepomembno, kako velik je premer gonilnika na izstopu, vendar turbina ne deluje vedno v točki največjega izkoristka. To pomeni, da je za velike specifične hidravlične energije pomembno (slika 93), da je polmer gonilnika na izstopu majhen, s tem pa je majhna tudi obodna hitrost gonilnika na izstopu u_2 . Prav tako je pomembno, da je za velike specifične hidravlične energije velika tudi hitrost c_{u1} . To pomeni, da mora

vstopati voda v gonilnik turbine pod ostrim kotom. Veliko razmerje vstopnega in izstopnega premera gonilnika in oster vstopni kot povzročata, da so lopatice v gonilniku dolge.



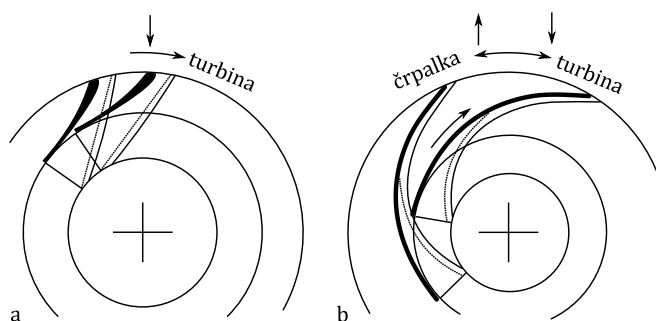
Slika 92: *Trikotniki hitrosti v Francisovi turbini za nizko število n_s , kjer je vstop v gonilnik pri večjem polmeru kot izstop iz gonilnika.*

V praksi rečemo, da mora biti lopatica Francisovega gonilnika dolga, da je sposobna predelati veliko specifično hidravlično energijo oziroma veliko vstopno višino [Krivchenko, 1993]. Kadar mora gonilnik turbine predelati veliko specifično hidravlično energijo in so lopatice temu ustrezno dolge, mora biti tudi število lopatic veliko, da je znotraj pretočnega kanala v gonilniku omogočeno dobro vodenje toka. Lopatice gonilnikov, ki so namenjeni za majhne specifične hidravlične energije, pa so krajše.



Slika 93: *Primeri gonilnikov Francisovih turbin; levo: gonilnik Francisovih turbin za majhne specifične hitrosti; desno: gonilnik Francisovih turbin za velike specifične hitrosti*

Vodotoki, ki imajo majhen padec, imajo pogosto večji pretok. Če je pretok večji, je višina Francisovega gonilnika višja.



Slika 94: *Oblika lopatic pri Francisovi črpalni turbini; levo (a) je oblika lopatic namenske Francisove turbine, desno (b) pa je oblika lopatic Francisove črpalne turbine. Navpične puščice označujejo smer toka vode na tlačnem delu gonilnika.*

Francisove gonilnike se uporablja tudi v črpalnih turbinah, pri čemer se isti gonilnik uporablja v črpalnem in v turbinskem načinu delovanja. Dva gonilnika, po eden za črpalno in turbinsko delovanje, sta se v črpalnih turbinah uporabljala v preteklosti, danes pa so pogostejše elektrarne z enim gonilnikom [Kjølle, 2001]. Primer take elektrarne v Sloveniji je ČHE Avče. Čeprav meridianski presek Francisovega gonilnika črpalne turbine ni dosti različen od meridianskega preseka Francisove turbine, je med njima pomembna razlika v obliki in zakrivljenosti lopatic, kar prikazuje slika 94. V svojem bistvu so črpalne turbine centrifugalne črpalke z majhnim številom nazaj zakrivljenih lopatic. Namenske centrifugalne črpalke lahko delujejo kot turbine, vendar je njihov izkoristek manjši od izkoristka namenskih Francisovih turbin, ki imajo večinoma veliko število naprej zakrivljenih lopatic [Braitsch in Haas, 2006]. Razlog za različno geometrijsko obliko lopatic

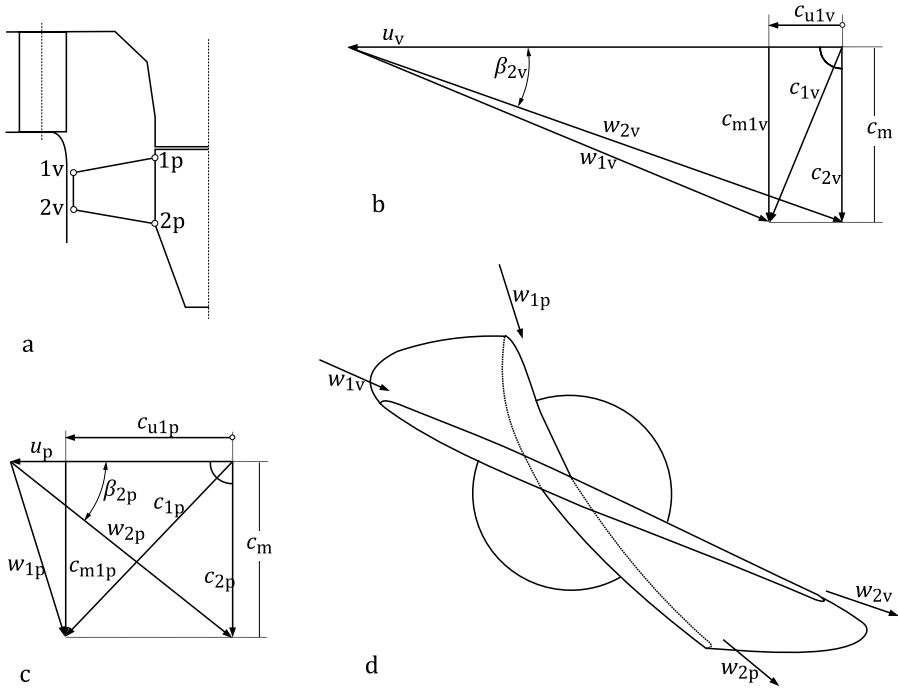
centrifugalne črpalke je v popolnoma drugačnih lastnostih mejne plasti, ki je izpostavljena pozitivnemu tlačnemu gradientu (zvišanje tlaka vzdolž pretočnega kanala) v primerjavi z negativnim tlačnim gradientom (zmanjšane tlaka vzdolž pretočnega kanala). Zvišanje tlaka v smeri toka lahko namreč povzroči odlepljanje toka, kar bistveno poslabša učinkovitost centrifugalne črpalke. Odlepljanju toka se je možno v precejšnji meri izogniti, če je porast tlaka v pretočnem kanalu kolikor je le mogoče zvezen. Zaradi tega imajo centrifugalne črpalke nazaj zakrivljene lopatice. To povzroči, da sta zvišanje tlaka in povečanje vrtilne količine vzdolž kanala kolikor je le mogoče blaga [Braitsch in Haas, 2006]. Tudi zaradi tega npr. deluje ČHE Avče v črpalnem režimu pri zgolj eni najugodnejši nastavitvi vodilnika, pri kateri je kot vodilnika nastavljen tako, da je natok toka iz lopatic gonilnika na lopatice vodilnika idealen, to je popolnoma v smeri lopatic vodilnika. Potrebne spremembe v moči črpanja je elektrarna sposobna zagotoviti s frekvenčnim krmilnikom vrtilne frekvence.

9.2 Tok v Kaplanovih turbinah

V nadaljevanju si pogledajmo še, kako so trikotniki hitrosti izvedeni v Kaplanovi turbini. Trikotniki hitrosti v Kaplanovi turbine so predstavljeni na sliki 95. Princip delovanja Kaplanove turbine se močno ne razlikuje od principa delovanja Francisove turbine. Tudi pri Kaplanovi turbini spiralno ohišje, predvodilne in vodilne lopatice dajo vodi vrtilno količino. V nasprotju s Francisovo turbino se pri Kaplanovi turbini vrteča voda usmeri navzdol v aksialno smer, še preden vstopi v gonilnik. V gonilniku se vrtilna količina vode zmanjšuje in voda zapusti gonilnik, vsaj v delovni točki z najvišjim izkoristkom, brez vrtilne količine. To je prikazano s trikotniki hitrosti na sliki 95.

Za lažje razumevanje si pogledajmo sliko 95, kjer so trikotniki hitrosti podani za pesto (indeks p) in za vrh lopatic (indeks v). Tu lahko navedemo dve ugotovitvi, ki veljata za tok vode v Kaplanovih turbinah:

- Vodilne lopatice, katerih osi so razporejene po površini valja, vodi dajejo konstantni vrtilni moment na enoto mase rc_u za vsak volumski del vode. V pretočnem traktu od vodilnih lopatic pa do gonilnika se vrtilna količina ohranja. Zato ima voda, ki vstopa na vrhu lopatice, manjšo obodno komponento toka c_{u1v} kot voda, ki vstopa ob pestu c_{u1p} ($r_p < r_v$), kar pomeni, da je $c_{u1p} > c_{u1v}$.
- Meridianska komponenta hitrosti c_m je v gonilniku konstantna. To je mogoče ugotoviti s podrobno analizo gibanja na podlagi Navier–Stokesovih enačb [Braitsch in Haas, 2006].



Slika 95: *Trikotniki hitrosti v Kaplanovi turbini; a) prerez Kaplanove turbine, b) trikotniki hitrosti v Kaplanovi turbini na vrhu lopatice v točki največjega izkoristka, c) trikotniki hitrosti v Kaplanovi turbini ob pestu lopatice v točki največjega izkoristka, d) relativna hitrost w in njej pripadajoča oblika lopatice*

Iz trikotnikov hitrosti lahko določimo relativne vektorje hitrosti w . Bistvena naloga zakrivljenih lopatic gonilnika je, da preusmerijo smer hitrosti med vstopom v gonilnik in izstopom iz gonilnika. Zato je potrebna taka oblika lopatic, kot je prikazana na sliki 95d. Ko voda zapusti gonilnik, vstopi voda v sesalno cev, enako kot pri Francisovi turbini. V sesalni cevi, ki služi kot difuzor, se hitrost vode upočasni, da je na izstopu iz sesalne cevi, kolikor je le mogoče, majhna.

Kaplanove turbine imajo od 3 do 8 lopatic [Braitsch in Haas, 2006]. Večje število lopatic ustreza primeru, ko je specifična hidravlična energija, ki jo mora turbina predelati, večja, manjše število lopatic pa primeru, ko je specifična hidravlična energija majhna [Krivchenko, 1993]. Lopatice so iz podobnih razlogov kot pri Francisovih turbinah za primer večje specifične hidravlične energije tudi daljše in bolj zavite. Daljše in bolj zavite lopatice pa potrebujejo večje število lopatic, da gonilnik dobro vodi tok v medlopatičnem

prostoru. Za dobro vodenje toka je torej potrebna zadostna površina lopatic gonilnika, h kateri prispevata prej omenjena dolžina lopatic in število lopatic [Krivchenko, 1993].

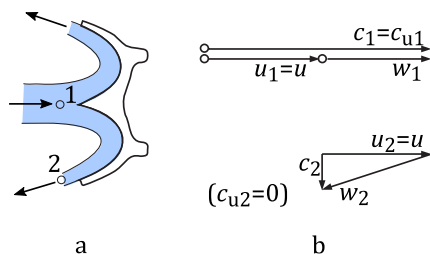
9.3 Tok v Peltonovih turbinah

Princip delovanja Peltonovih turbin je nekoliko drugačen od delovanja Francisovih in Kaplanovih turbin. Običajno je znotraj Peltonove turbine atmosferski tlak, ohišje pa ni popolnoma napolnjeno z vodo. Voda, ki vstopa v Peltonovo turbino iz tlačnega cevovoda, v šobi pospeši. Curek vode iz šobe zadane v obodni smeri gonilnik turbine v lopatico. Zaradi obodne lege curka vode curek preda gonilniku vrtilno količino glede na vrtenje okoli osi gonilnika. Lopatica s svojo obliko povzroči, da se tok vode obrne za skoraj 180° . Če turbina deluje pri imenski vrtilni frekvenci in imenski specifični hidravlični energiji, se vrtilna količina vodi zmanjša na 0. Stanje v Peltonovi turbini za imensko delovno točko prikazuje slika 96.

Na vstopu v lopatico na mestu 1, to je na polmeru $r = r_1 = r_2$ in pri hitrosti lopatice $u = u_1$, je absolutna hitrost toka hitrost curka c_1 . Njena preslikava na obodno hitrost c_{u1} je enaka c_1 . Zato je $r c_1$ vrtilna količina na enoto mase curka vode. Relativna hitrost w_1 je enaka razliki $c_1 - u_1$, če jo pogledamo z vrtečega koordinatnega sistema gonilnika. Njena smer je prav tako obodna. V lopatici se smer hitrosti vode spremeni za skoraj 180° . Iz tega lahko poenostavimo, da je v vrtečem koordinatnem sistemu relativna hitrost curka po velikosti enaka na vstopu in izstopu. Tako na izstopu iz lopatice, to je v točki 2 na polmeru $r = r_2$ in pri hitrosti lopatice $u = u_2$, poznamo vektor hitrosti \vec{w}_2 . Smer vektorja hitrosti \vec{w}_2 je podana z geometrijsko obliko lopatice, velikost pa je enaka velikosti vektorja \vec{w}_1 . Absolutna velikost vektorja \vec{c}_2 je enaka velikosti vsote vektorjev $\vec{w}_2 + \vec{u}_2$. Vektor \vec{c}_2 ima obodno komponento \vec{c}_{u2} , ki je v imenski točki turbine enaka nič.

Natok vode na lopatico Peltonove turbine je omejen s praktičnimi omejitvami. Premer curka predstavlja običajno zgolj majhen del celotne površine lopatice, običajno manj kot 12 %, kar je odvisno od specifične hitrosti in od višine vode. Pretok lahko povečamo z dodajanjem šob. Pri tem je možno namestiti na en gonilnik do 2 šobi, če je gred vodoravna in ima do 6 šob, če je gred navpična. Na posamezno gred je možno namestiti do 2 gonilnika.

Število šob je določeno s pogojem, da se mora voda odbiti od lopatice, ne da bi se curek vode zaletel v naslednjo lopatico. Zaradi tega imajo lopatice Peltonove turbine značilen izrez, ki je izveden tako, da kolikor mogoče malo vpliva na tok, ko curek udari v posamezno lopatico Peltonove turbine.



Slika 96: Tok v Peltonovih turbinah, tok vode na gonilnik in iz njega (a) in trikotniki hitrosti (b)

V primerjavi s Francisovo in Kaplanovo turbino, ki sta enakomerno obremenjeni po celotnem gonilniku, je Peltonova turbina obremenjena zgolj v točkah, kjer curek vode nateka na turbino. To povzroča utrujanje materiala, ki lahko vodi do razpokanja gonilnika [Braitsch in Haas, 2006], zato jih je treba redno pregledovati. Hkrati pa lopatice Peltonove turbine, ki se vrtijo v zraku, delujejo kot ventilator in zmanjšujejo izkoristek.

Druga razlika med Francisovimi, Kaplanovimi in Peltonovimi turbinami je, da je v ohišju Peltonove turbine vedno nadtlak in zato lopatice Peltonove turbine nikoli ne morejo v celoti kavitirati. Zaradi velike hitrosti curka lahko na posameznih mestih po lopatici znižanje tlaka povzroči kavitacijo, vendar je pojavljanje kavitacije na lopaticah Peltonove turbine vedno lokalno.

9.4 Primer uporabe trikotnikov hitrosti v vodnih turbinah

V nadaljevanju bomo navedli primer uporabe trikotnikov hitrosti v vodnih turbinah in črpalkah.

Primer: Določi vstopne in izstopne kote tekočine za aksialno vodno turbino, ki je podana z naslednjimi podatki. Kote računaj za premer pesta in premer venca. Predpostavi, da je gonilnik idealen in je $d_p = 1,5$ m, $d_v = 2,5$ m, $\dot{V} = 6,2$ m³/s, $n = 500$ min⁻¹ in $E = 850$ J/kg.

$$u_{1p} = u_{2p} = \omega \frac{d_p}{2} = \frac{2 \pi 500}{60 \text{ s}} \frac{1,5 \text{ m}}{2} = 39,3 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$u_{1v} = u_{2v} = \omega \frac{d_v}{2} = \frac{2 \pi 500}{60 \text{ s}} \frac{2,5 \text{ m}}{2} = 65,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$c_m = \frac{\dot{V}}{A} = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4} (d_v^2 - d_p^2)} = \frac{4 \cdot 6,2 \text{ m}^3}{\pi (2,5^2 - 1,5^2) \text{ m}^2 \cdot \text{s}} = 1,97 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$E_{\text{teor}} = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} = u_1 c_{u1}$$

$$c_{u1p} = \frac{E}{u_{1p}} = \frac{850 \text{ J s}}{39,3 \text{ m kg}} = 21,6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$c_{u1v} = \frac{E}{u_{1v}} = \frac{850 \text{ J s}}{65,4 \text{ m kg}} = 13 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Zdaj lahko zapišemo, kakšne so razmere na vstopu.

$$\tan(\alpha_{1p}) = \frac{c_m}{c_{u1p}} \rightarrow \alpha_{1p} = \tan^{-1}\left(\frac{1,97}{21,6}\right) = 5,2^\circ$$

$$\tan(\alpha_{1v}) = \frac{c_m}{c_{u1v}} \rightarrow \alpha_{1v} = \tan^{-1}\left(\frac{1,97}{13}\right) = 8,6^\circ$$

$$\tan(\beta_{1p}) = \frac{c_m}{u_{1p} - c_{u1p}} \rightarrow \beta_{1p} = \tan^{-1}\left(\frac{1,97}{39,3 - 21,6}\right) = 6,4^\circ$$

$$\tan(\beta_{1v}) = \frac{c_m}{u_{1v} - c_{u1v}} \rightarrow \beta_{1v} = \tan^{-1}\left(\frac{1,97}{65,4 - 13}\right) = 2,2^\circ$$

Zapišemo lahko tudi, kakšne so razmere na izstopu.

$$\alpha_{2p} = 90^\circ$$

$$\alpha_{2v} = 90^\circ$$

$$\tan(\beta_{2p}) = \frac{c_m}{u_{2p}} \rightarrow \beta_{2p} = \tan^{-1}\left(\frac{1,97}{39,3}\right) = 2,9^\circ$$

$$\tan(\beta_{2v}) = \frac{c_m}{u_{2v}} \rightarrow \beta_{2v} = \tan^{-1}\left(\frac{1,97}{65,4}\right) = 1,7^\circ$$

9.5 Izgube v vodnih turbinah in izkoristek

Izgube v vodnih turbinah zmanjšujejo količino energije, ki se koristno pretvori iz hidravlične v mehansko energijo. Zato želimo izgube zmanjšati na najmanjšo možno mero.

Izkoristek vodne turbine je definiran kot delež razpoložljive hidravlične energije, ki jo vodna turbina dejansko pretvori v mehansko energijo in jo odda prek gredi generatorju. Zaradi podrobnejše analize razlikujemo več izkoristkov:

- hidravlični izkoristek,
- volumetrični izkoristek in
- mehanski izkoristek.

Hidravlični izkoristki se gibljejo vse do $\eta_h = 0,95$ in se jih izrazi s pomočjo hidravličnih izgub v vodilniku Z_v , gonilniku Z_g , difuzorju Z_d ter izgub na izstopu

iz vodne turbine. Hidravlični izkoristki so funkcija natočnih kotov, lastnosti toka vode in pretvorbe tlakov.

Volumetrični izkoristki so posledica volumetričnih izgub, ki so posledica netesnosti pretočnega trakta vodne turbine. Volumetrični izkoristki znašajo do $\eta_v = 0,97$. Volumetrični izkoristki so večinoma posledica tlačnega gradienta in rež med deli vodne turbine. Izjema so le Peltonove turbine, pri katerih volumetričnih izgub ni.

Mehanski izkoristek vsebuje mehanske izgube v vodni turbini. Mehanski izkoristek se giblje do $\eta_m = 0,98$.

Kot nam že ime pove, s skupnim izkoristkom zajamemo celotne izgube, ki nastanejo v vodni turbini. Skupni izkoristek lahko izrazimo z razmerjem moči na gredi P_g in idealno močjo brez izgub P , lahko pa kot zmnožek vseh do sedaj obravnavanih izkoristkov.

V nadaljevanju bomo natančneje opisali posamezne vrste izgub.

9.5.1 Tlačne izgube

Tlačne izgube zmanjšujejo hidravlični izkoristek. Tlačne izgube imenujemo izgube, ki zmanjšajo tlačno energijo, ki je na voljo vodni turbini. Poznamo tlačne izgube v vodilniku, gonilniku in difuzorju oziroma sesalnem delu vodne turbine. Sesalni del vodne turbine sestavljajo sesalni konus, sesalno koleno in sesalna cev. Tlačne izgube zapišemo kot kvadrat hitrosti vode v posameznem delu vodnega turbinskega stroja, pomnoženo s faktorjem izgub ζ . Za vodilnik uporabimo indeks 0, ki označuje tok pred vodno turbino in za difuzor indeks 3, ki označuje tok na izstopu iz gonilnika. Izgube v gonilniku označimo z relativno hitrostjo w , saj je za določitev izgub v vodilniku pomembna relativna hitrost gibanja vode glede na vodilnik in ne absolutna hitrost vode glede na mirujoče dele vodne turbine. Enačbe za izgube Z zapišemo na naslednji način za Francisove, Kaplanove in cevne turbine. Izgube v vodilniku so

$$Z_v = \zeta_v c_0^2 \quad . \quad (54)$$

Izgube v gonilniku so

$$Z_g = \zeta_g w^2 \quad (55)$$

in izgube v difuzorju so

$$Z_d = \zeta_d c_3^2 \quad . \quad (56)$$

V enačbah (57, 58 in 59) predpostavimo, da so koeficienti izgub ζ konstantni, v resnici pa so odvisni od delovne točke turbine. Pri Francisovih, Kaplanovih

in cevnih turbinah so izgube posledica neidealnosti toka vode v vodilniku, kanalu med vodilnikom in gonilnikom, gonilniku in difuzorju. Izgube v gonilniku [Dixon in Hall, 2010] so posledica vstopa vode v gonilnik pod neugodnim vstopnim kotom, trenja vode s stenami gonilnika, kavitacije, vrtnčenja, sprememb smeri toka itd. Izgube v gonilniku npr. pri Francisovih turbinah so v največji meri posledica neugodnega natočnega kota in s tem povezanega vrtnčenja toka v gonilniku, saj gonilnik nima po kotu nastavljivih lopatic. V poglavju o lastnostih toka v vodnih turbinah smo zapisali, da morajo biti lopatice dolge in gladke, da so sposobne predelati veliko specifično hidravlično energijo. V takem primeru se poveča trenje in z njim povezane izgube. Po drugi strani pa se v kratkih kanalih lopatic pojavljajo izgube zaradi turbulentne narave toka vode, pri čemer je potrebno poiskati kompromis med obema skrajnostma. V Kaplanovih turbinah so medlopatični kanali krajši in so izgube v gonilniku manjše kot v Francisovih turbinah.

Tlačne izgube v difuzorju oziroma sesalnem delu vodne turbine so posledica trenja vode s stenami difuzorja, kavitacijskega vrtnca, če je prisoten, vrtnčenja, sprememb smeri toka itd. Poleg tlačnih izgub v difuzorju nastajajo v difuzorju še iztočne izgube, ki so opisane v naslednjem podpoglavju.

Peltonove turbine se v znatni meri razlikujejo od Francisovih, Kaplanovih in cevnih turbin. Pri Peltonovih turbinah k hidravličnim izgubam prispevajo izgube v šobah zaradi trenja, delovanje lopatic gonilnika kot ventilator (lopatice strujajo zrak v ohišju Peltonove turbine), upor toka ter vrtnčnost toka na lopaticah, udarjanje lopatic v slabo odvedeno vodo iz lopatic Peltonove turbine itd. [Husain in sod., 2009].

9.5.2 Iztočne izgube

Podobno kot tlačne izgube tudi iztočne izgube zmanjšujejo hidravlični izkoristek. Iztočne izgube so posledica izgub zaradi hitrosti toka. Iztočne izgube nastanejo, ker ima voda na izstopu iz vodne turbine še vedno kinetično energijo kot posledica hitrosti vode, ki je potrebna za odvod vode iz vodne turbine. Hitrost ima iztekajoča voda na izstopu vode iz difuzorja oziroma iztočnega kanala iz vodne turbine. Zmanjšujemo jo lahko na ekonomski minimum s pravilno izbiro difuzorja.

9.5.3 Volumetrične izgube

Volumetrične izgube so posledica netesnosti pretočnega trakta vodne turbine. Največji del volumetričnih izgub nastane zaradi uhajanja vode skozi reže med vodilnikom, gonilnikom in stenami vodne turbine. Pri tem se masni tok vode izogne procesu pretvorbe lastne energije v mehansko energijo gonilnika. To

pomeni, da del vode uide gonilniku in namesto skozi pretočne kanale gonilnika odteče med gonilnikom in ohišjem. Volumetrične izgube so odvisne od splošne konstrukcijske zasnove vodnega turbinskega stroja, uporabljenih tesnil, od njihove kakovosti in velikosti in izvedbe tesnilnih rež.

Izjema so le Peltonove turbine, pri katerih volumetričnih izgub ni.

9.5.4 Mehanske izgube

Mehanske izgube nastajajo zaradi trenja v ležajih ter drugih drsnih površin v vodni turbini in njenih pomožnih strojih in napravah. Mehanske izgube niso odvisne od velikosti obremenitve, kot to lahko trdimo za hidravlične izgube. Na mehanski izkoristek vplivajo trenje, ki je funkcija vrtilne frekvence, ki je pri vodnih turbinah večinoma konstantna, ter aksialne potisne sile na ležaje. Aksialna potisna sila na ležaje pa je odvisna od teže in hidravlične aksialne sile.

Med mehanske izgube včasih prištevamo še porabljeno energijo pomožnih strojev vodne turbine.

9.6 Veljavnost Eulerjeve enačbe

V podpoglavju 9.1. smo zapisali Eulerjevo enačbo (52). V nadaljevanju bomo predstavili predpostavke o toku v turbini, pod katerimi velja Eulerjeva enačba in Eulerjevo enačbo zapisali v kinetični obliki.

Eulerjeva enačba (52) velja za povprečno mesto v vodni turbini in za idealno delovno točko. To pomeni, da v Eulerjevi enačbi predpostavimo idealen tok vode v vodni turbini. Dejanski resnični tok v vodni turbini pa je

- tridimenzionalen,
- nestacionaren,
- turbulenten,
- se odleplja od lopatic,
- ima mejno plast,
- kavitira,
- ima področja recirkulacije - povratnega toka in
- kaže področja sekundarnega toka.

Tukaj obravnavamo tok v vodni turbini poenostavljeno, za nas je tok vode v vodni turbini

- stacionaren,
- brez trenja,
- brez mejne plasti,
- brez odlepljanja,
- brez kavitacije,

- brez sekundarnega toka,
- tak, da ga je mogoče predstaviti s tokovnicami in z enodimenzionalno teorijo in
- tak, da je zanj mogoče je uporabiti izkustveno določene empirične koeficiente.

9.7 Zapis Eulerjeve enačbe v kinetični obliki

V nadaljevanju bomo predstavili turbinsko Eulerjevo enačbo v kinetični obliki. Turbinska enačba nam pove, kaj se dogaja v vodni turbini na energijski ravni in tudi nakazuje konstrukterju poti rešitve, na podlagi katerih bo turbina delovala z maksimalnim izkoristkom.

Za zapis Eulerjeve enačbe v kinetično obliko si moramo še enkrat ogledati trikotnike hitrosti, kakor smo jih navedli na sliki 92 c. Zapisali bomo hitrost toka v obodni smeri in v meridianski smeri. Obravnavali bomo trikotnik hitrosti na tlačni strani, katerega označujemo z indeksom 1. Za obodno smer veljata naslednji zvezi

$$\begin{aligned}c_{u1} &= c_1 \cos(\alpha_1) \\ u_1 - c_{u1} &= w_1 \cos(\beta_1)\end{aligned}\tag{57}$$

Podobno kot enačbo (57) za tok v obodni smeri, zapišemo naslednji zvezi za meridiansko smer

$$\begin{aligned}c_{m1} &= c_1 \sin(\alpha_1) \\ c_{m1} &= w_1 \sin(\beta_1) \quad .\end{aligned}\tag{58}$$

Trikotnik, katerega stranice so c_{m1} , c_{u1} in c_1 , je pravokoten. Prav tako je pravokoten trikotnik, katerega stranice so c_{m1} , $(u_1 - c_{u1})$ in w_1 . Zato lahko za oba trikotnika zapišemo Pitagorov izrek

$$\begin{aligned}c_1^2 &= c_{u1}^2 + c_{m1}^2 \\ w_1^2 &= c_{m1}^2 + (u_1 - c_{u1})^2 \quad .\end{aligned}\tag{59}$$

Če odštejemo obe enačbi (59), dobimo naslednjo zvezo

$$c_1^2 - w_1^2 = c_{u1}^2 - (u_1 - c_{u1})^2 = c_{u1}^2 - u_1^2 + 2 u_1 c_{u1} - c_{u1}^2 \quad .\tag{60}$$

Iz enačbe (60) izrazimo w_1^2 , lahko pa zapišemo tudi enakovredno enačbo za w_2^2 , to je za sesalno stran gonilnika vodne turbine

$$\begin{aligned}
 w_1^2 &= c_1^2 + u_1^2 - 2 c_{u1} u_1 \\
 w_2^2 &= c_2^2 + u_2^2 - 2 c_{u2} u_2 \quad .
 \end{aligned}
 \tag{61}$$

Gornji enačbi v (61) lahko zapišemo na drugačen način, tako da izrazimo $c_{u1} u_1$ in $c_{u2} u_2$, oba člena nastopata v Eulerjevi enačbi (52)

$$\begin{aligned}
 c_{u1} u_1 &= \frac{c_1^2 + u_1^2 - w_1^2}{2} \\
 c_{u2} u_2 &= \frac{c_2^2 + u_2^2 - w_2^2}{2} \quad .
 \end{aligned}
 \tag{62}$$

Če enačbo (62) vstavimo v Eulerjevo enačbo (52), dobimo kinetično obliko Eulerjeve enačbe

$$E = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \quad .
 \tag{63}$$

V enačbe (63) je E največja možna specifična hidravlična energija, ki jo lahko izbrana vodna turbine predela. Na podlagi Eulerjeve enačbe (63) v kinetični obliki lahko sklepamo, da je oddano delo oz. moč vodne turbine tem večje, čim večje so razlike posameznih členov. Enačba (63) velja za črpalke in turbine, le za primer črpalke se v enačbi zamenja predznak.

Prvi člen v enačbi (63) je razlika absolutnih hitrosti toka med vstopom in izstopom iz gonilnika vodne turbine. To pomeni, da se mora voda v vodilniku turbine zavrteti, voda mora dobiti močno obodno komponento hitrosti pred vstopom v gonilnik vodne turbine, gonilnik pa mora v idealnem primeru nastalo hitrost zmanjšati na najmanjšo možno mero. Za doseganje maksimalne pozitivne razlike prvega člena enačbe (63) uporabimo tudi primeren difuzor oziroma sesalno cev z veliko pretočno površino, saj lahko tako zmanjšamo hitrost odtekajoče vode c_2 na minimum.

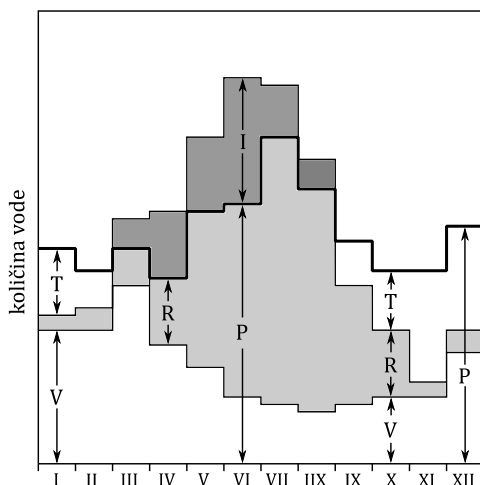
Drugi člen vsebuje relativno hitrost toka in se spreminja z vrtenjem vode okrog osi vrtenja turbine. Drugi člen v enačbi (63) je največji, če je relativna hitrost vode na vstopu v turbino velika v primerjavi s hitrostjo na izstopu. Tretji člen v gornji enačbi je centrifugalni člen, saj se obodna hitrost spremeni, če sta vstopni in izstopni polmer različna. Za povsem aksialne turbine je tretji člen enak 0. Pogoj v centrifugalnem členu $u_1 > u_2$ za zagotavljanje največje možne specifične hidravlične energije, ki jo lahko vodna turbina predela, lahko povežemo z obliko vodnih turbinskih gonilnikov. Visokotlačni Francisovi gonilniki imajo vstopni polmer večji od izstopnega in daljše lopatice. Prej smo

že dejali, da tak gonilnik zaradi daljših lopatic lahko predela več tlaka kot Francisov gonilnik s krajšimi lopaticami.

V aksialnih turbinah je tretji člen v enačbi (63) enak 0. To pomeni, da je specifična hidravlična energija, ki jo je aksialni turbinski stroj sposoben predelati, odvisna samo od razlike absolutnih in relativnih hitrosti. Te razlike ne morejo biti velike, saj bi se sicer v aksialni vodni turbini pojavile velike izgube [Krivchenko, 1999]. To omejuje uporabnost Kaplanovih in cevnih aksialnih vodnih turbin na majhne padce.

10 Delovni režimi in vodenje vodnih elektrarn

Pretok vodotoka je odvisen od topografskih, geoloških in klimatskih razmer opazovanega področja in se med letom lahko močno spreminja. Od vseh padavin (P) priteče na površino zemlje kot tekoča voda (V) le del. Del padavin porabijo rastline ali pa takoj izhlapi (R), del padavin pa ponikne in ostane pod površino kot talna voda (T). Del talne vode priteče na plan s časovnim zamikom kot izvir (I). Slika 97 predstavlja izbrani pretok vodotoka v odvisnosti od topografskih, geoloških in klimatskih razmer opazovanega področja.



Slika 97: *Primer letnega pretoka vodotoka. Pretok vodotoka je odvisen od topografskih, geoloških in klimatskih razmer opazovanega področja, $P = V + R + T - I$.*

Primernost rek za postavitev vodnih elektrarn je odvisna od hidroloških razmer posameznega vodotoka. Primernost za postavitev vodnih elektrarn je velika, če izkazuje vodotok majhno spremembo pretoka med letom in veliko zanesljivost predvidevanja pretoka v posameznih obdobjih. Za postavitev vodne elektrarne je bistven pretok vodotoka na mestu, kjer je načrtovana. Poznavanje časovnega spreminjanja pretoka odločilno vpliva na zasnovo

vodne elektrarne. Podnebje se na daljšo dobo rahlo spreminja, poznamo tudi sušna, normalna in deževna leta. Za določitev imenskega pretoka se zato jemlje povprečje zadnjih od 10 let do 30 let.

Hidrološke razmere posameznega vodotoka so podane za naslednje karakteristične pretoke, med katerimi so [Vodnogospodarske osnove, 1978]:

- največji pretok, ki je največji izmerjeni pretok v izbranem obdobju,
- srednji pretok, ki je srednja vrednost vseh srednjih dnevni pretokov izbranega obdobja,
- srednji mali pretok, ki je srednja vrednost vsakoletnih najmanjših povprečnih dnevni pretokov izbranega obdobja,
- najmanjši povprečni dnevni pretok, ki je najmanjši izmerjeni pretok v izbranem obdobju,
- verjetnost za visoke vode v % za razne povratne dobe, ki so lahko 1000, 100, 50, 20 in 5 letne,
- hidrograme pretokov po mesecih, ki prikazujejo povprečne mesečne pretoke za izbrano obdobje in
- trajanje pretokov, ki označujejo pretoke, ki trajajo največ 1, 2, 3 ... 11 mesecev v povprečnem letu za izbrano obdobje.

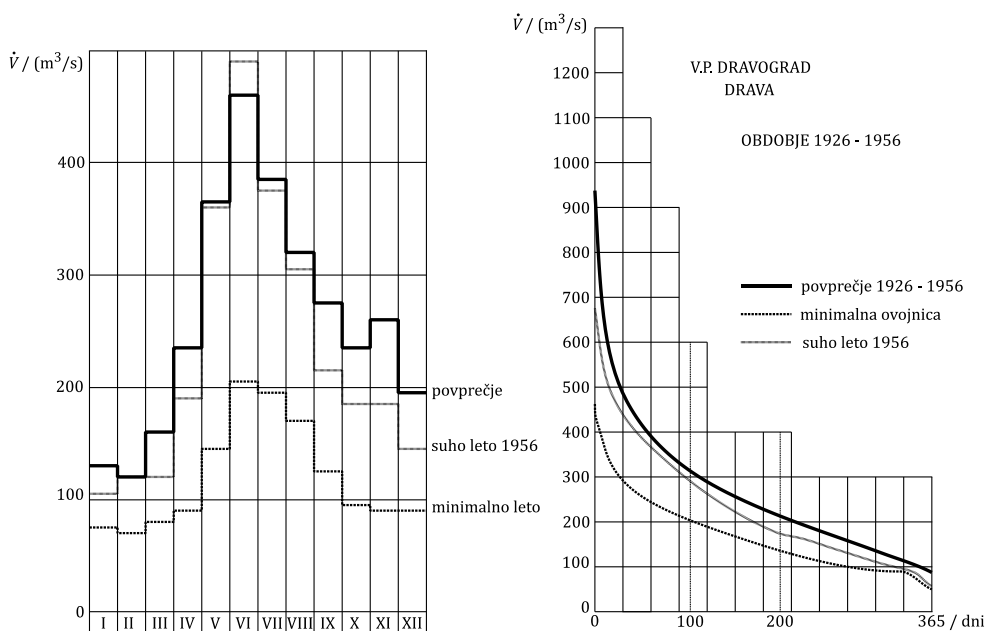
Slika 98 prikazuje krivulje trajanj pretokov in hidrograme pretokov po mesecih za vodotok Dravo na merilnem mestu Dravograd.

Vodotok Drava spada med visokogorske vodotoke, ima največji pretok pozno spomladi in v začetku poletja, najmanjšega pa pozimi. Vodotok Sava je srednjegorski vodotok, ki ima dva maksimuma spomladi in jeseni. Vodotok Soča pa je hudourniški vodotok, kjer je pretok v veliki meri odvisen od količine padavin. Pozimi je največ padavin, spomladi pa Soča večinoma dobiva vodo iz topljenja snega v gorah.

Imenski pretok vodne elektrarne je lahko zelo različen glede na srednji pretok vodotoka. Vodne elektrarne na Dravi in Soči so npr. projektirane tako, da je njihov imenski pretok približno dvakrat večji od srednjega pretoka vodotoka. Kljub temu to ni pravilo, določene vodne elektrarne so projektirane za večkratne srednje dnevne pretoke. To pomeni, da lahko celotno dnevno količino vode, ki je na voljo, pretočijo v zelo kratkem času. To omogoča npr. le nekajurno dnevno delovanje, ki je izrazito namenjeno pokrivanju potreb po vršni energiji.

Vsaka vodna elektrarna ima omejitve pri koriščenju vode v zgornji akumulaciji. Omejitev podajata višini maksimalne in minimalne gladine, kar imenujemo denivelacija. Denivelacija se sme spreminjati v določenem intervalu, le ta je omejen z najvišjo in najnižjo koto akumulacijskih bazenov. Določeni vodotoki imajo določene tudi meje za denivelacije, ki jih lahko

elektrarna doseže zgolj določeno število dni v letu ali za omejen čas. Omejitev predstavlja tudi največja določena hitrost praznjenja ali polnjenja. Optimiranje delovanja verige elektrarn ima za cilj čim večjo proizvodnjo in čim večji zaslužek na trgu električne energije. Za hidroelektrarne zato želimo, da delujejo takrat, ko je cena električne energije na trgu najvišja, najvišjo ceno pa ima variabilna električna energija.



Slika 98: Hidrogram pretoka Drave na merilnem mestu Dravograd (levo) in krivulje trajanj pretokov Drave za isto merilno mesto [Vodnogospodarske osnove, 1978]

10.1 Vrste vodnih elektrarn

Razlikujemo različne vrste vodnih elektrarn in sicer: pretočne, akumulacijske, pretočno-akumulacijske in črpalne vodne elektrarne.

10.1.1 Pretočne vodne elektrarne

Pretočne vodne elektrarne (angl. *run of the river*) izrabljajo veliko količino vode, ki ima običajno sorazmerno majhen padec. Vodotok se zajezi, ne ustvarja pa se zaloge vode. Pretočne elektrarne nimajo možnosti zbiranja vode za jezom, temveč sproti izrabijo tisto količino vode, ki priteka po strugi vodotoka.

Slabost teh vodnih elektrarn je, da sta proizvedena energija in oddana moč v veliki meri odvisni od pretoka, ki pa skozi leto niha. Pretočna vodna elektrarna lahko stoji samostojno ali pa v verigi več vodnih elektrarn. Tak sistem več vodnih elektrarn v vrsti imenujemo tudi kaskada. Tak tip postavitve vodnih elektrarn je v Sloveniji izveden na Dravi, na Savi pa se tak sistem gradi.

Sistem kaskadnih pretočnih vodnih elektrarn dobro deluje, če imata prva in zadnja elektrarna v verigi dovolj veliko akumulacijo, katero lahko kasneje izkoriščajo vse druge dolvodne vodne elektrarne v kaskadi. Pomen akumulacije pri zadnji elektrarni v kaskadi je, da zgladi spremembe pretoka dolvodno od zadnje elektrarne v kaskadi.

Pretočne vodne elektrarne nimajo možnosti zbiranja vode za jezom, temveč sproti izrabijo tisto količino vode, ki priteka po strugi vodotoka. Voda teče brez zadrževanja skozi vodne turbine, morebitni presežek pa neizkoriščen odteče čez prelivna polja v jezu. Število in velikost vodnih turbin sta prilagojena izbranemu srednjemu pretoku. Takšne vodne elektrarne so primerne za osnovno preskrbo električnega omrežja z električno energijo in potrebujejo čim bolj enakomeren pretok čez vso leto, zanje so značilni veliki pretoki in majhni padci.

Za to vrsto vodnih elektrarn je značilno, da so zgradbe grajene v strugi vodotoka in predstavljajo stebri jezovne zgradbe obenem že strojnico vodne elektrarne. Prostori med stebri so *pretočna polja* s sistemom zapornic, ki zapirajo pretok vodi, odvečno vodo v primeru visokih vod pa prepuščajo.

Pri nas v Sloveniji imamo večje število pretočnih vodnih elektrarn. Zanimiva je HE Dravograd, ki predstavlja prvo stopnjo dravske verige v Sloveniji. Graditi so jo pričeli med drugo svetovno vojno leta 1941 ter jo končali leta 1944 z dvema vgrajenima agregatoma. Elektrarna Dravograd je, poleg enake avstrijske elektrarne Labot, prva v Evropi zgrajena elektrarna stebrskega tipa. Med pretočne elektrarne sodijo lahko tudi kanalske hidroelektrarne. Naravna struga je rezultat korozijske sile vodotoka in odpornosti tal, po katerih teče. Da zmanjšamo upornost, katero mora voda na poti premagovati, lahko speljemo vodo v umetni derivacijski kanal. Umetni kanal je primerna rešitev tudi v primerih, ko je padec premajhen in bi zaježitveno jezero zalilo preveliko površino. Da je vodna elektrarna ekonomsko upravičena, moramo zagotoviti dovolj velik padec. Tla kanala so iz materiala, ki predstavlja najmanjše trenje za vodo, to je asfalt. V strugi mora zaradi življenja v vodotoku še vedno ostati nekaj pretoka, kar imenujemo biološki minimum. Primer take vrste vodne elektrarne je HE Formin. Jez Markovci vodi vodo iz vodotoka Drave po dovodnem kanalu do strojnice HE Formin. Voda dolvodno zapušča HE Formin po odvodnem kanalu in se zлива nazaj v Dravo pri Ormožu. Z zaježitvijo Drave z

jezom v Markovcih je nastalo največje slovensko umetno jezero dolžine 7 km in površine 3,46 km², imenovano Ptujsko jezero, ki vsebuje 17,1 milijona m³ vode, od katerih se lahko 4,5 milijona m³ izkoristi za proizvodnjo električne energije.

10.1.2 Akumulacijske vodne elektrarne

Akumulacijske vodne elektrarne so nasprotje pretočnim elektrarnam, ker večinoma izrabljajo manjše količine vode, ki pa ima večji višinski padec od pretočnih elektrarn. Pri teh elektrarnah akumuliramo vodo z nasipi ali pa s poplavitvijo dolin in sotesk. Vodo shranimo zato, da imamo na voljo določen pretok tudi takrat, ko je vode manj. Te elektrarne so lahko večnamenske, saj velikokrat služijo tudi oskrbi z vodo, namakanju, itd.

Akumulacijske vodne elektrarne delimo glede na akumulacijo na vodne elektrarne z:

- dnevno akumulacijo vode z manjšimi jezovi, na primer vodne elektrarne na Dravi,
- tedensko akumulacijo vode z večjimi jezovi in pregradami, pri nas v Sloveniji je taka vodna elektrarna HE Moste,
- sezonsko akumulacijo vode in
- letno akumulacijo vode z dolinskimi pregradami.

Vodna elektrarna z dnevno akumulacijo deluje na sledeč način. V času majhne nočne obremenitve se akumulacijski bazen polni, v času povečane porabe električne energije pri odjemalcih pa se podnevi akumulacijski bazen prazni. V zadnjih letih se zaradi velike količine razpoložljive električne energije iz obnovljivih virov (sonce, veter) cena med dnevno in nočno energijo zmanjšuje. V zadnjih letih viški električne energije nastanejo včasih tudi čez dan, česar v preteklosti ni bilo.

10.1.3 Pretočno–akumulacijske vodne elektrarne

Pretočno–akumulacijske elektrarne so kombinacija prej omenjenih. Gradijo se v verigi, v kateri ima le prva elektrarna akumulacijsko jezero. Te elektrarne zbirajo vodo navadno krajši čas, medtem ko zbirajo akumulacijske elektrarne vodo daljše obdobje. Kateri način izrabe vodnega potenciala je najprimernejši, je odvisno od več dejavnikov, predvsem hidroloških lastnosti vodotoka, cene in možnosti izgradnje akumulacije.

10.1.4 Črpalno–akumulacijske vodne elektrarne

Črpalno–akumulacijske vodne elektrarne zbirajo vodo v dveh zbiralnikih na različnih višinah. Črpalno–akumulacijske elektrarne se uporabljajo za shranjevanje energije v obliki potencialne energije vode.

V primeru presežka proizvedene električne energije se vodo prečrpa iz spodnjega zbiralnika v zgornjega. Črpalno–akumulacijske elektrarne (ČHE) se uporablja za shranjevanje energije. Črpalno–akumulacijske elektrarne delujejo v dveh režimih: ko je presežek električne energije, elektrarna deluje v režimu črpanja - vodo črpa iz nižjega rezervoarja v višjega, pri tem pa porablja energijo. Ko pa je treba proizvajati elektriko, pa poteka obraten proces, voda teče iz višjega rezervoarja v nižjega in pri tem proizvaja elektriko. Pri tem se pogosto uporablja isto postrojenje, pri črpanju deluje vodna turbina kot črpalna, električni generator pa kot električni motor.

Izkoristek celotnega sistema je med 70 % in 80 %. To pomeni, da črpalno–akumulacijska vodna elektrarna porabi več energije pri črpanju, kot pa jo proizvede pri delovanju v turbinskem režimu, približno 20 % do 30 % energije pa se izgubi. Prednosti črpalno–akumulacijske vodne elektrarne so, da lahko proizvaja elektriko, ko je velika potreba po energiji, v času viškov proizvodnje električne energije zaradi delovanja jedrskih elektrarn v pasu, pa črpalno–akumulacijske vodne elektrarne črpajo vodo za kasnejšo uporabo v zgornjo akumulacijo. Črpalno–akumulacijske elektrarne lahko hitreje reagirajo na spremembo moči kot npr. termoelektrarne, zato so pomembne za potrebe systemskega krmiljenja električnega omrežja.

Črpalno–akumulacijske vodne elektrarne so lahko enostavne, kot je npr. ČHE Avče, ali pa so vključene v sistem drugih klasičnih in črpalnih elektrarn. Z izrazom enostavna elektrarna imamo v mislih črpalno elektrarno, ki ima eno zgornjo in eno spodnjo akumulacijo. V drugem primeru je možnosti za črpanje več, npr. iz ene spodnje akumulacije več zgornjih akumulacij, podnevi pa spet v drugo, nižje ležečo spodnjo akumulacijo, kot je to npr. primer sistema elektrarn Ulla – Førre na Norveškem.

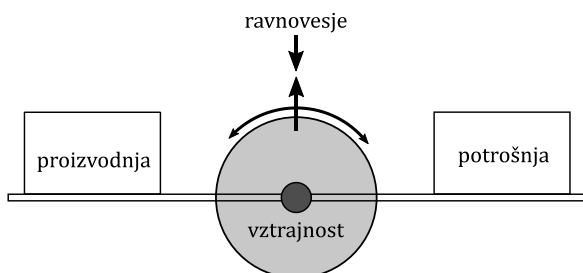
V sedemdesetih letih 20. stoletja je bila v Sloveniji zgrajena prva črpalno–akumulacijske vodna elektrarna ČHE Završnica, ki je delovala v sklopu HE Moste. Agregat ČHE Završnica je lahko črpal vodo iz Save v akumulacijo Završnica, vendar zaradi onesnaženja Save, slabega izkoristka in nezanesljivosti agregata ČHE Završnica nikoli ni delovala v prečrpovalnem režimu delovanja.

V zadnjih letih so se pojavile študije izvedbe podzemne spodnje akumulacije črpalnih elektrarn. V ta namen se želi uporabiti obstoječe opuščene rudnike,

ali pa podzemne rezervoarje na novo izvrtati, kakor je to načrtovano v primeru ČHE Forbach v Nemčiji.

10.2 Vodenje energetskih sistemov

Vodenje elektroenergetskih sistemov je potrebno, ker pomembno vpliva na zagotavljanje ravnotežja med proizvodnjo in porabo pri odjemalcih električne energije (slika 99). Ker se električna energija v električnem omrežju ne more shranjevati, mora biti proizvodnja v vsakem trenutku enaka porabi električne energije. Deli elektroenergetskega sistema so usmerjeni v zagotavljanje stalnosti ravnotežja med odjemom in izvozom na porabni strani ter uvozom in proizvodnjo na proizvodni strani. Stalnost ravnotežja in tudi ustreznost delovanja elektroenergetskega sistema se kažeta v zagotavljanju stalne frekvence električnega omrežja. Odstopanje od ravnovesja se kaže kot odstopanje od imenske frekvence v električnem omrežju. Povečan odjem zmanjšuje, povečana proizvodnja pa povečuje frekvenco v električnem omrežju. Sistemsko krmiljenje se odzove na odstopanje in omogoči izvedbo ukrepov za vrnitev elektroenergetskega sistema v ravnovesje.

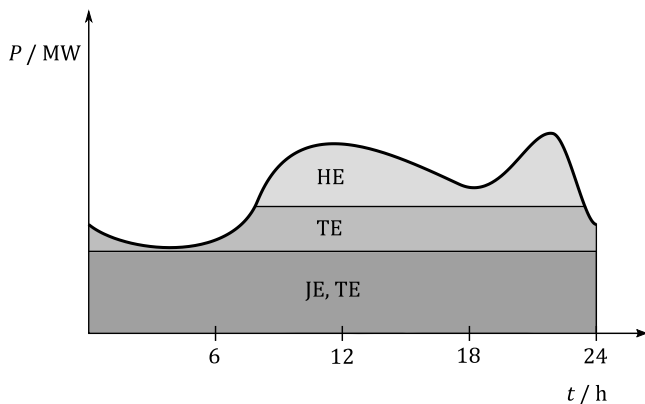


Slika 99: *Ravnovesje pri vodenju energetskih sistemov*

Potrebe po porabi električne energije se v času dneva, tedna ali letnega časa spreminjajo. Slika 100 kaže povprečen obremenilni diagram porabe električne energije v času delovnega dneva. Elektroenergetski sistem se mora s proizvodnjo, uvozom in izvozom prilagajati porabi. Kritje porabe v skladu z obremenilnim diagramom zahteva ustrezno časovno spreminjanje proizvodnje. Pri tem je pomembno vedeti, da se vse vrste elektrarn niso sposobne enako odzvati na potrebe po spremembah proizvodnje električne energije. Zgornji del obremenitvenega diagrama na sliki 100 je vršni, pokrivajo ga hidroelektrarne, srednji del je trapezni, pokrivajo ga večinoma termoelektrarne, in spodnji del je pasovni, pokrivajo ga jedrske elektrarne.

Pomembna je primerjava delovanja jedrskih, termo in hidroelektrarn. Jedske elektrarne so namenjene pokrivanju porabe v pasu, saj ves čas delujejo s konstantno močjo. Termoelektrarne so namenjene tudi pokrivanju potreb po električni energiji v pasu, večinoma, posebej v Sloveniji, pa zaradi majhnega elektroenergetskega sistema pokrivanju trapeza in celo vršne energije. Nove in sodobne jedske elektrarne so že močno izboljšane s stališča systemskega krmiljenja, zato lahko že pokrivajo tudi manjši del sekundarnega krmiljenja, a to ni njihov namen. Pretirano nihanje moči namreč povzroči manjšo stopnjo izkoriščenosti goriva, kar pa pomeni višjo lastno ceno proizvedene električne energije.

Sistem, ki vsebuje akumulacijske vodne elektrarne zadostnih moči, lahko pokriva spremembe v porabi električne energije v skladu z obremenilnim diagramom na sliki 100. Pokritje sprememb obremenilnega diagrama z vodnimi elektrarnami je izvedeno tudi na ekonomičen način, saj so vodne elektrarne najprimernejše za dinamično prilagajanje proizvodnje porabi. Slovenski elektroenergetski sistem nima velikih akumulacij, ima večinoma le pretočne vodne elektrarne z manjšimi urnimi in dnevnimi akumulacijami. Lete se zato izrabljajo, kolikor je le mogoče za kritje sprememb pri porabi.



Slika 100: *Obremenilni diagram porabe električne energije v času delovnega dneva; zgornji del je vršni, srednji del trapezni in spodnji del je pasovni*

Termoelektrarne naj bi delovale v pasovnem in trapeznem delu diagrama, jedske elektrarne pa samo v pasovnem, kot je prikazano na sliki 100. Zaradi pomanjkanja variabilne energije pa v slovenskem elektroenergetskem sistemu dobršen del sprememb obremenitev krijejo tudi termoelektrarne. Slovenija pri pomanjkanju akumulacije hidroelektrarn ni osamljena, npr. v Belgiji za

zmanjšanje konic porabe umetno večajo porabo izven konic npr. tako, da ponoči osvetljujejo avtoceste.

Manjši elektroenergetski sistemi se združujejo v večje sisteme, ki jih imenujemo interkonekcije. Delovanje v sistemu interkonekcije nudi uporabnikom veliko zanesljivost delovanja, odpornost proti motnjam v sistemu in vzajemno sodelovanje ter pomoč posameznih delov v interkonekciji. Slovenski elektroenergetski sistem je del evropske interkonekcije UCTE (združenje za koordinacijo prenosa električne energije, angl. *Union for the Co-ordination of Transmission of Electricity*), ki je združenje prenosnih električnih omrežij 23 držav kontinentalnega dela Evrope, to je Evrope brez Združenega kraljestva, Baltskih držav in Skandinavije. Združevanje elektroenergetskih sistemov v interkonekcije pomeni za vsako članico poleg večje zanesljivosti delovanja tudi najracionalnejšo obliko delovanja. Za kakovostno preskrbo svojih odjemalcev bi posamezen elektroenergetski sistem potreboval neprimerno več rezervnih kapacitet [Miljavec, 2009].

Hidroelektrarne v elektroenergetskem sistemu so zaželeno z vidika pokrivanja konic v porabi, ker se hitro odzovejo na potrebe v električnem omrežju, ki se kažejo kot sprememba frekvence električnega omrežja.

Hitrost odziva vodnih turbin na spremembo frekvence oziroma na razliko med želeno in dejansko močjo je določena s konstrukcijo vodne turbine ter izvedbo in nastavitvijo turbinskega krmilnika. Za delovanje v sistemskem krmiljenju mora imeti elektrarna določeno hitrost odziva. Ta hitrost je torej odziv elektrarne pri spremembi frekvence ali pri zahtevi po spremembi delovne moči. Hitrost odziva agregatov na večje spremembe obremenitve je predvsem pomembna pri majhnih elektroenergetskih sistemih v primeru, če izpade del proizvodnih zmogljivosti. Pri delovanju v interkonekciji za nadomestitev izpadle moči v prvih trenutkih poskrbe vsi agregati v interkonekciji. Začetna neodzivnost agregatov se nadomesti s pomočjo kinetične energije vrtečih se mas delujočih agregatov.

10.3 Sistemsko krmiljenje

Osnovo za kakovostno delovanje posameznih sistemov elektroenergetskega omrežja in interkonekcije je sistemsko krmiljenje, ki ga sestavljajo:

- primarno krmiljenje frekvence,
- sekundarno krmiljenje frekvence,
- terciarno krmiljenje frekvence,
- razbremenjevanje,
- krmiljenje napetosti in

- zagon agregatov brez zunanjšega napajanja oziroma otočno delovanje.

Primarno krmiljenje je sistemsko krmiljenje samih agregatov, medtem ko je sekundarno krmiljenje krmiljenje centra vodenja elektroenergetskega sistema. Vse večji obseg nekrmiljenih in subvencioniranih obnovljivih virov energije v evropski interkonekciji, kot tudi v elektroenergetskem sistemu Slovenije, ima kar nekaj negativnih posledic, kar se odraža v zanesljivosti delovanja sistema. Dinamika in obseg medsebojnih izmenjav energije v celotni interkonekciji se povečujeta, kar povečuje potrebo po obsegu sistemskih storitev. Hkrati subvencioniranje obnovljivih virov energije povzroča na trgu nevzdržno zniževanje cen električne energije, kar povzroča konvencionalnim proizvajalcem finančne težave in celo zapiranje konvencionalnih sistemskih virov električne energije. Ob vse večjih tehničnih potrebah po sistemskem krmiljenju je tako primernih in razpoložljivih sistemskih virov vse manj, kar zvišuje cene sistemskih storitev in slabša njihovo kakovost.

Slovenski elektroenergetski sistem je majhen, zato je v njem težko vedno zagotoviti potrebne sistemske storitve.

10.3.1 Primarno krmiljenje frekvence

Primarno krmiljenje je krmiljenje agregatov brez posegov centrov vodenja posameznih sistemov ali interkonekcije. Agregat v primarnem krmiljenju reagira na spremembo frekvence električnega omrežja, ki je posledica razlik med proizvodnjo in porabo v električnem omrežju. Primarno krmiljenje sodi v sklop tako imenovane vrteče rezerve, ki jo zagotavljajo vsi na električno omrežje priključeni agregati z delovanjem v delovni točki, ki omogoča ustrezne spremembe trenutne moči. To pomeni, da agregati ne delujejo na polni moči ali na minimalni moči. To storitev morajo zagotavljati vsi veliki proizvajalci elektrike, priključeni na električno omrežje. Primarno krmiljenje deluje na sekundni časovni skali. Primarno krmiljenje frekvence ne zagotavlja odpravljanja razlike med referenčno in dejansko vrednostjo frekvence, zagotavlja pa točno določeno spremembo oddane delovne moči. Največje predvideno nestacionarno odstopanje frekvence v interkonekciji ne sme preseči ± 180 mHz, največje dinamično odstopanje pa ne sme preseči ± 800 mHz [Obratovalni priročnik UCTE, 2009]. Takšen odziv frekvence električnega omrežja ustreza nenadni spremembi moči za ± 3000 MW kjerkoli v interkonekciji. V primerih, ko se frekvenca spusti pod 49 Hz, se začne proces razbremenjevanja, to je odklapanja velikih porabnikov [Hrovatin, 2009]. Zahteve in potrebe za primarno krmiljenje so v celoti podane v Obratovalnem priročniku UCTE. V predvidenem odstopanju frekvence električnega omrežja mora vsako območje krmiljenja v interkonekciji prispevati določen delež moči

k odpravljanju neravnotežja proizvedene moči. S strani UCTE zahtevana primarna rezerva krmiljenja, ki mora biti na voljo v vsakem območju krmiljenja, mora biti izkoristljiva najkasneje v 30 s.

10.3.2 Sekundarno krmiljenje frekvence

Sekundarno krmiljenje frekvence je storitev, ki je namenjena izravnavanju izmenjav po motnjah v sistemu. Po nastopu posamezne motnje vsi delujoči agregati v bližini motnje reagirajo na spremembo, kar se zgodi v okviru primarnega krmiljenja. Primarno krmiljenje ne upošteva državnih meja in predvidene izmenjave med sosednjimi sistemi, zato se takoj po motnji in po delovanju primarnega krmiljenja pretok energije na mednarodnih daljnovodih spremeni. Prav tako primarno krmiljenje zaradi svoje narave povzroči določeno napako v krmiljenju, zato se na novo vzpostavljena frekvenca razlikuje od želene vrednosti. Najkasneje v 30 s po nastanku motnje mora zato začeti delovati sekundarno krmiljenje, ki mora pokriti odstopanja izmenjav in popraviti odstopanje frekvence. Odstopanje izmenjav in odstopanje frekvence morata biti izvedeni najkasneje v 15 min [Miljavec, 2009]. V primeru potrebe je v slovenskem elektroenergetskem sistemu v tem času izvršen zagon rezervnih plinskih agregatov.

Delovanje sekundarnega krmiljenja vodi centralno krmiljenje, ki deluje pri operaterju prenosnega elektroenergetskega sistema. Na to krmiljenje so priključene vse enote, ki sodelujejo v sekundarnem krmiljenju. Moč za sekundarno krmiljenje zagotavljajo agregati, priključeni na električno omrežje v okviru svoje vrteče rezerve. To sistemsko storitev lahko zagotavljajo le proizvodni objekti, priključeni na slovensko proizvodno električno omrežje. Operater prenosnega sistema praviloma izbere ponudnike s postopkom pogajanj.

10.3.3 Terciarno krmiljenje frekvence

Terciarno krmiljenje frekvence je storitev, ki je namenjena nadomestitvi uporabljene rezerve moči za sekundarno krmiljenje. Terciarno krmiljenje imenujemo tudi minutna rezerva. Terciarno krmiljenje omogoča vzpostavitev normalnega stanja rezerv pri krmiljenju frekvence v električnem omrežju. Po delovanju primarnega in sekundarnega krmiljenja se namreč trenutne moči agregatov, ki v primarnem in sekundarnem krmiljenju sodelujejo, spremenijo. Tako vključeni agregati ne zmorejo več zagotavljati zadostne rezerve. Takrat se vključijo enote, ki sodelujejo v terciarnem krmiljenju, in prevzamejo del obremenitve enot, ki so preobremenjene v sekundarnem krmiljenju. S tem se sprosti zahtevana rezerva v enotah v sekundarnem krmiljenju. V terciarnem

krmiljenju sodelujejo agregati, priključeni na električno omrežje v okviru vrteče rezerve, pa tudi agregati, ki se lahko v 15 min sinhronizirajo z električnim omrežjem in proizvedejo potrebno električno moč. V terciarno krmiljenje vključeni agregati morajo biti sposobni nadomestiti izpad največje enote v krmiljenem območju. Rezervo za terciarno krmiljenje lahko omogočijo tudi porabniki električne energije, ki se odzovejo z zmanjšanjem porabe. Operater prenosnega sistema ponudnike praviloma izbere na dražbi, lahko tudi v tujini.

Črpalna elektrarna Avče z močjo približno 180 MW lahko deluje kot elektrarna v generatorskem režimu ali kot velik odjemalec v črpalnem režimu. V primeru izpada elektrarne v generatorskem režimu za nadaljevanje stabilnega delovanja poskrbi običajna rezerva za terciarno krmiljenje, za primer izpada v črpalnem režimu pa je potrebna tako imenovana negativna terciarna rezerva, ki pravočasno poskrbi za ustrezno zmanjšanje proizvodnje energije v sistemu [Miljavec, 2009].

Tipična elektrarna v Sloveniji, ki je namenjena terciarnemu krmiljenju, je Termoelektrarna Brestanica.

10.3.4 Razbremenjevanje

Razbremenjevanje elektroenergetskega sistema je proces izklapljanja odjemalcev električne energije v elektroenergetskem omrežju. Do procesa razbremenjevanja pride, ko v sistemu ni več na voljo dovolj sistemskih rezerv, ki bi proizvodnjo lahko izenačile s porabo. Razbremenjevanje se začne, ko frekvenca v električnem omrežju pade pod 49 Hz. Če bi frekvenca padla pod približno 48,5 Hz [Hrovatin, 2009], bi prišlo do novih izpadov agregatov, kar bi pomenilo še dodatno izgubljanje proizvodnih kapacitet.

Dolgoletne delovne izkušnje kažejo, da je mnogo večja škoda povzročena z razpadom posameznih sistemov ali celo z razpadom interkonekcije, kot pa z razbremenjevanjem in nadaljevanjem delovanja z zmanjšanimi obremenitvami.

10.3.5 Krmiljenje napetosti

Sistemska storitev krmiljenja napetosti je namenjena vzdrževanju napetostnih razmer v elektroenergetskem sistemu znotraj določenih mej. Pri krmiljenju napetosti sodelujejo vse elektrarne, ki so priključene na visokonapetostno omrežje 110 kV, 220 kV ali 400 kV. Napetost v električnem omrežju krmilimo s spreminjanjem proizvodnje jalove moči, zato sta krmiljenje napetosti in jalove moči v osnovi ena storitev. S proizvajanjem jalove moči se lahko

zmanjša razpoložljiva proizvodnja delovne moči zaradi omejitev generatorja, transformatorja ali povezovalnega voda.

Pri krmiljenju napetosti sodelujejo tudi odjemalci. Odjemalci sodelujejo pri krmiljenju napetosti predvsem z zagotavljanjem ustrezne kompenzacije jalove energije.

10.3.6 Zagon agregatov brez zunanje napajanja

Pri razpadu sistema izpadejo vsi napajalni viri v električnem omrežju. Storitev zagona agregatov brez zunanje napajanja je sistemska storitev, ki je namenjena ponovni vzpostavitvi električnega omrežja po morebitnem razpadu električnega omrežja. Zagon agregatov brez zunanje napajanja imenujemo tudi črni zagon. Za zagon električnega omrežja brez zunanje napajanja so ustrezni agregati sposobni brez zunanje napajanja vzpostaviti take pogoje, da je možna ponovna vzpostavitev električnega omrežja. Ko deluje samo en agregat in je nanj priključeno ustrezno majhno število porabnikov, takšno delovanje imenujemo otočno delovanje. Kasneje se lahko na tako električno omrežje priključijo novi agregati in novi porabniki. To sistemsko storitev zagotavljajo ponudniki storitev v Sloveniji. Operater električnega omrežja izbere ustrezne ponudnike s pogajanja in mora to sistemsko storitev ponudniku plačati.

V primeru razpada električnega omrežja obstajata dva načina za obnavljanje sistema. Prvi je od zgoraj navzdol, v tem primeru zaženemo večje elektrarne s sposobnostjo črnega zagona in priključujemo ostale dele električnega omrežja. Drugi način je, da začnemo na strani distribucije z uporabo mikroelektričnih omrežij, kjer sinhroniziramo posamezne otoke med seboj.

Literatura

- Avellan, F., Introduction to cavitation in hydraulic machinery, *The 6th Int. Conf. on Hydraulic Machinery and Hydrodynamics*, Timisoara, Romania, 2004.
- Braitsch, W., Haas, H., *Energy Technologies: Renewable Energy*, Volume 3C of the series Landolt-Börnstein - Group VIII Advanced Materials and Technologies, str. 197-222, Springer (2006).
- E. Buckingham, On Physically Similar Systems: Illustrations of the Use of Dimensional Equations, *Phys. Rev.*, 4(4), str. 345–376, 1914.
- Cencič, T., Hočevár, M., Širok, B., Study of erosive cavitation detection in pump mode of pump-storage hydropower plant prototype. *Journal of fluids engineering*, 136 (5), str. 051301-1-051301-11, 2014.
- Dixon, S.L., Hall, C.A., *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery* (Sixth Edition), Elsevier, 2010.
- Dular, M. Investigations into Dependence Between Cavitation Structures and Cavitation Erosion, v *Advanced Experimental and Numerical Techniques for Cavitation Erosion Prediction*, ed. Kim, K.-H., Chahine, G., Franc, J.-P., Karimi, A., Springer, str. 239-256, 2014.
- Franc, J.P., Avellan, F., Belahadji, B., Billard, J.Y., Briancon- Marjollet, L., Frechou, D., Fruman, D.H., Karimi, A., Kueny, J.L., Michel, J.M. *La cavitation, mecanismes physiques et aspects industriels*, Presses Universitaires de Grenoble, 1995.
- Hrovatin, J., *Vodenje elektroenergetskih sistemov*, višješolski strokovni program elektroenergetik: gradivo za 2. letnik. Ljubljana: ICES, Višja strokovna šola, 2009
- HSE in obnovljivi viri energije v Sloveniji, poročilo, Holding slovenske elektrarne, Ljubljana, 2010.
- Hussian, Z., Abdullah, Z., Alimuddin, Z., *Basic Fluid Mechanics and Hydraulic Machines*, CRC Press, 2009.
- IEC 60041, mednarodni standard, Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines, 1991.

- IEC 60193, mednarodni standard, Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines - Model acceptance tests, 1999.
- International Energy Statistics, EIA, US Energy administration Information, dostopno na: <http://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/iedindex3.cfm?tid=2&pid=33&aid=12&cid=regions&syid=2007&eyid=2011&unit=BKWH>, 2015.
- Kjølle, A., *Hydropower in Norway: Mechanical equipment*, Norwegian University of Science and Technology, 2001
- Kolman, G., Mikoš, M., Povž, M., Ribji prehodi na hidroenergetskih pregradah v Sloveniji, *Varstvo narave*, 24, str. 85-96, 2010.
- Krivchenko, G., *Hydraulic Machines: Turbines and Pumps*, CRC Press, 2nd edition, 1993.
- Li, S.C., *Cavitation of Hydraulic Machinery*, Imperial College Press, London, 2000.
- Miljavec, D., Jereb, P., *Električni stroji*, Univerza v Ljubljani, Fakulteta za elektrotehniko, 2005.
- Obratovalni priročnik UCTE - priloga 1: Regulacija frekvenca in moči, UCTE, ELES, d.o.o., 2009.
- Rajar, R., *Hidravlika nestalnega toka*, Fakulteta za gradbeništvo in geodezijo, Katedra za mehaniko tekočin z laboratorijem, Ljubljana, 1986.
- Steinman, F., *Hidravlika*, Fakulteta za gradbeništvo in geodezijo, Katedra za mehaniko tekočin z laboratorijem, Ljubljana, 1999.
- Širok, B., Dular, M., Stoffel, B., *Kavitacija*, i2, Ljubljana, 2006
- Vodnogospodarske osnove Slovenije, Zveza vodnih skupnosti Slovenije, Ljubljana, 1978.

Slovarček

V slovarčku so navedeni izbrani izrazi s področja hidroenergetskih sistemov. Nekateri izrazi so splošni, npr. gred, ležaj itd., vendar so tu navedeni zato, da so navedeni vsi najpomembnejši gradniki vodnih turbin. Nekateri slovenski izrazi kot npr. predturbinski ventil nimajo neposrednega angleškega prevoda.

slovenski izraz

Banki turbina
bruto padec
cevna turbina s hruško
cevna turbina v jašku
čep vodilne lopatice
čistilni stroj
črpalna vodna elektrarna
delna obremenitev
dovodni kanal
dovodni rov
drenažna črpalka
gonilna lopatica
gonilnik
gred
iglasti ventil
iztočni kanal
iztočni rov
jašek
jez
kavitacija
kavitacijski vrtinec
ležaj
lopatica turbine

navitje rotorja
navitje statorja

angleški izraz

cross-flow turbine
gross head
bulb turbine
pit turbine
guide vane pivot pin
cleaning machine
pump turbine
partial load
head race channel
head race tunnel
sump pump
runner blade
runner
shaft
needle valve
tailrace channel
tailrace tunnel
shaft
dam
cavitation
cavitation vortex
bearing
turbine blade, pri Peltonovih turbinah
se lopatice imenujejo tudi *buckets*
rotor winding
stator winding

neto padec
nosilni ležaj
neto pozitivna sesalna višina
obvod
odklonilo
peskolov
pesto
pobežna vrtilna frekvenca
pokrov generatorja
potopitev
predturbinski ventil
predvodilna lopatica
predvodilnik
prelivno polje
pretočno število
pretok
prevzemni preizkus
razbremenilni ventil
razbremenitev turbine
rešetka
ribja steza
ribam prijazna turbina
roka
sesalna cev
sistem krmiljenja
specifična hitrost
spiralno ohišje
spodnji akumulacijski zbiralnik
školjčni diagram
šoba
tesnilka
tesnilka gredi
tlačni cevovod
tlačni udar
tlačno število
turbinski pokrov
venec
vodilna lopatica
vodilni ležaj

net head
support bearing ali *thrust bearing*
neto positive suction head
bypass
deflector
sand trap
hub
runaway speed
generator cover
submersion
ball valve ali *butterfly valve*
stay vane
stay ring
spillway
discharge coefficient
discharge
acceptance test
bypass valve ali *pressure regulator*
load rejection
trash rack
fish passage
fish friendly turbine
bracket
draft tube
governor
specific speed
spiral casing, scroll casing
lower reservoir
hill diagram ali *performance diagram*
nozzle ali *injector*
seal
shaft seal
penstock
water hammer
pressure coefficient
turbine cover
rim ali *tip*
guide vane
guide bearing

vodilni obroč	<i>guide vane ring ali guide vane wheel</i>
vodilnik	<i>wicket gate</i>
vodni padec	<i>head</i>
vodostan	<i>surge tank ali surge chamber</i>
vstop vode	<i>water inlet</i>
vtočni sistem	<i>water intake system</i>
vzbujanje	<i>excitation</i>
vztrajnik	<i>flywheel</i>
začetna kavitacija	<i>incipient cavitation</i>
zapornica	<i>gate</i>
zavore	<i>brakes</i>
zaznavalo premikanja	<i>creep detection sensor</i>
zgornji akumulacijski zbiralnik	<i>upper reservoir</i>