

DK 621.311.21:532.5

Raziskovanje hidravličnih pulzacij v HE Jablanica

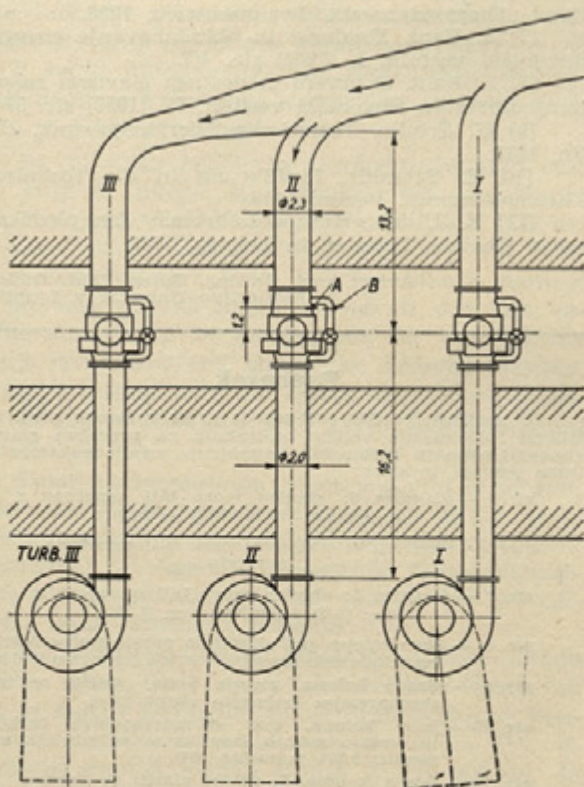
IVO VUŠKOVIĆ

1. Uvod

Ni redek primer, da se na turbinskih agregatih v hidroelektrarnah pojavljajo vibracije. Večinoma so vzroki mehaničnega izvora: neuravnovešenost rotirajočih mas, ekscentrično montirani ležaji ali gredi itd. Če po nesrečnem naključju lastna frekvenca turbinskega okrova in okolne betonske mase sovpade s frekvenco vrtilne hitrosti turbine, tedaj se lahko pojavljajo zelo izrazite resonančne vibracije celotnega sistema, ki celo lahko terjajo ustave obratovanja.

Vzroki vibracij pa so lahko tudi na hidravlični strani. Znano je, da odlepljanje vrtincev na hidravlično neprimernih mestih v strnjem toku lahko izziva mehanske vibracije posameznih delov turbine ali celotnega agregata. To je sicer redkejši pojav v praksi, ker so povzročitelji tega večinoma znani in ga odpravljajo že v začetku, t. j. pri projektiranju. Kot primer navajam izbiro različnega števila vodilnih in gonilnih lopatic, ker se s tem izognemo torzijskim oscilacijam turbinske gredi. Nadalje so bile v velike sesalne cevi vstavljene horizontalne ali vertikalne vodilne stene dostikrat vzrok za močne vibracije temeljev. Te ploskve so se pogosto tudi trgale in povzročale velike zastoje v obratovanju.

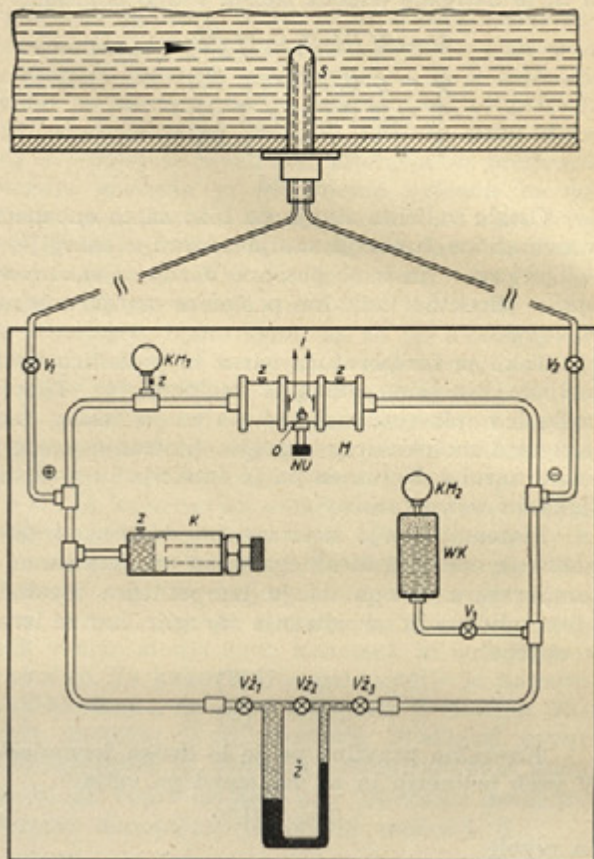
V hidroelektrarni Jablanica so se tudi pojavile vibracije, katerih vzrok pa ni bil znan. Mehansko so turbinski agregati popolnoma brezhibni, kar se je pokazalo pri normalnem obratovanju ob optimalnih delovnih pogojih. Medtem pa so začele turbine v določenih dru-



Sl. 1. Situacija tlačnega cevovoda z odcepi in turbinami I, II in III

A — cilindrična sonda, B — seizmično sprejemalo

Moč turbine $P_{max} = 25$ MW, padec $H_{max} = 110$ m, vrtilna hitrost $n = 300 \text{ min}^{-1}$. (Mere v sliki so v metrih.)



Sl. 2. Shema preizkusne naprave

S — cilindrična sonda, M — membranski diferencialni sprejemnik, K — batno uravnalo tlaka, WK — zračni prekat, Z — živosrebrni diferencialni manometer, KM — kontrolni manometri, i — merilni trakovi, $V_1 \dots V_8$ — ventili, O — odprtina za olje, Z — vijaki za izpušanje zraka, NU — ničelno uravnalo tlaka, $V_{21} \dots V_{23}$ — ventili živosrebrnega manometra

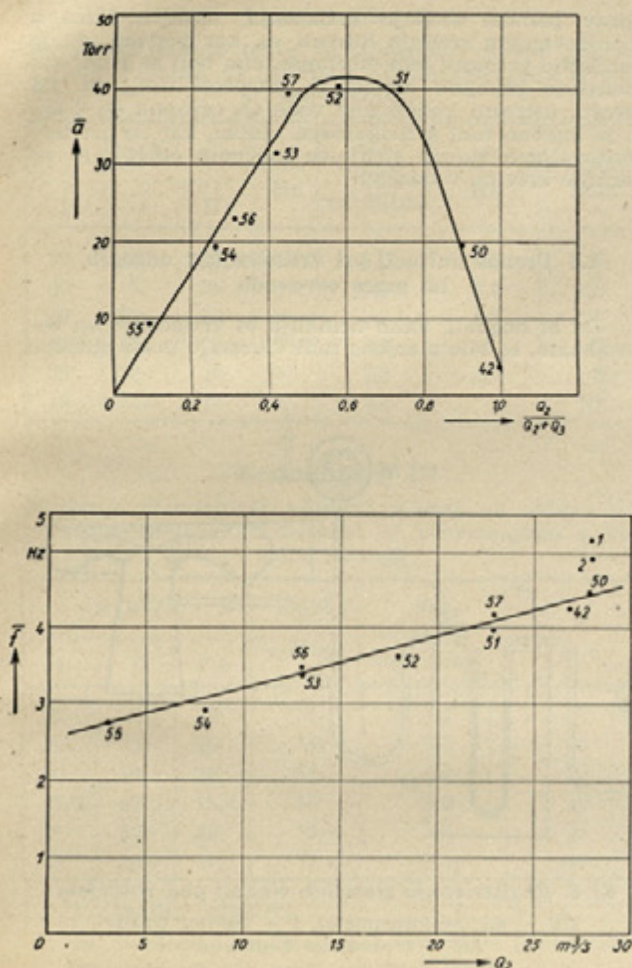
gačnih delovnih pogojih močno vibrirati, bolje rečeno pulzirati, tako da je bilo obratno osebje v skrbeh, ali je takšno obratovanje dopustno ali ne.

Ko je v začetku obratovala samo ena turbina, te pulzacije niso prišle do veljave, kolikor se niso pri delni obremenitvi turbine pojavljale močne vibracije sifonskega oklepa pod turbinskim rotorjem zaradi kavitacije, zlasti pri nizki vodi Neretve. Ko pa so obratovali vsi trije agregati, so se omenjene pulzacije pokazale izraziteje.

1.1 Opazovanje pulzacij na turbinskih sifonih

V določenih obratovalnih pogojih se pojavljajo na stenah sesalnih cevi razen prej omenjenih vibracij zaradi kavitacije še karakteristične pulzacije z nizkimi frekvencami in velikimi amplitudami, večjimi od 1 mm, tako da jih je mogoče opazovati s prostim očesom. Te pojave spremlja močno brnenje; hkrati se opaža nihajne obremenitve na dveh turbinah, kar je razvidno tudi na kazalcih vatmetrov.

1.2 Bobnenje v odvodnem kanalu se pojavlja pri določenih, redkejših obratovalnih pogojih. Kadar koli je še posebno močno, je čutiti tudi kratke potresne sunke okolne betonske mase.



Sl. 3. Odlepljanje vrtincev v odcepu turbine II

$\bar{a}$ = srednja amplituda pulzacij razlike tlakov na cilindrični sondi, $\bar{f}$ = srednja frekvenca vrtincev
(Številke v diagramih označujejo posamezne meritve.)

1.3 Pulzacije hitrosti vode pri vstopu v turbinsko spiralo so bile s Prandtlovo cevko ugotovljene že prej. To je povečalo negotovost glede vzrokov za vibracije in pulzacije.

1.4 Sklep o ugotovitvi vzrokov za motnje. Medtem ko so bili gradbeni strokovnjaki mnenja, da so vzroki vsega strojni agregat in odcepi dotočnih cevovodov, ki naj bi bili slabo projektirani, so strojniki dolžili gradbenike za bobnenje v odtočnem kanalu, češ da vodni masi niso dali zadosti velikega prereza za odtok in niso poskrbeli za ventilacijo kanala pri visoki spodnji vodi. Glede pulzacij pa so strojniki trdili, glede na obratovalne izkušnje iz drugih hidroelektrarn, da tega ne moreta biti krivi niti turbina niti sesalna cev, ker podobni agregati obratujejo na sto in sto drugih krajih brezhibno. Spričo povsem nasprotnih mnenj je bilo sklenjeno, naj se problem razčisti eksperimentalno s preizkusi, ki so bili nato tudi z uspehom opravljeni.

Nekateri pojavi, predvsem nihanje obremenitve med enako obremenjenimi agregati, niso docela pojasnjeni, vendar so dani eksperimentalni podatki, ki bodo napotili strokovnjake, da se bodo podrobneje posvetili tem zanimivim problemom.

2 Raziskovanje hidravličnih pulzacij za odcepom turbine II

Že v uvodu je bilo omenjeno, da so bile pri merjenju hitrosti ob vstopu v spiralo ugotovljene pulzacije,

in sicer z močnimi oscilacijami živosrebrnega stolpca v diferencialnem manometru. Vzrok za to bi bil lahko odcep na kraju, kjer se od dovodnega cevovoda voda odcepi k turbini.

2.1 Preizkusna naprava

Slika 1 prikazuje situacijo dovodnega cevovoda z odcepi, predturbinsko loputo in turbinami. Na sliki so obeležena tudi mesta, na katerih sta bila vgrajena cilindrična sonda in seizmično sprejemalo (angl. pick-up).

Na sliki 2 je shema preizkusne naprave, ki je podrobno opisana v poročilu ing. I. Marucića: »Instrumenti, uporabljeni pri raziskovanju hidravličnih pulzacij v HE Jablanici.«

2.2 Rezultati meritev

Merjenje pulzacij je bilo opravljeno na cevovodu turbine II pri različnih pogojih strujanja vode v odcepih.

V razpredelnici I je podan pregled važnejših karakterističnih podatkov, ki so povzeti iz mnogih oscilografskih posnetkov (glej sl. 5 a).

Na diagramih na sliki 3 so prikazane srednje vrednosti frekvenc $\bar{f}$ in amplituda pulzacij $\bar{a}$ v odvisnosti od $Q_2/(Q_2 + Q_3)$. Za frekvenco lahko določimo linearno funkcijo

$$\bar{f} = 0,07 Q_2 + 2,5$$

če vstavimo Q_2 v m³/s, ki je količina vode za turbino II, medtem ko je $Q_2 + Q_3$ količina za turbini II in III.

Iz tega izhaja, da je frekvenca odlepljajočih se vrtincev v odcepu sorazmerna hitrosti vode za odcepom.

Intenzivnost vrtincev, ki je v diagramu izražena s srednjo amplitudo, je najmočnejša za razmerja

Razpredelnica I

Merjenje hidravličnih pulzacij za odcepom turbine II

P [kW]			Q [m³/s]			f_0 Hz	m_a Torr mm filma	$\bar{f}$ Hz	$\bar{a}$ Torr
I	II	III	I	II	III				
24	25	0,5	27	28	3	12	10	4,50	19,6
23	20	5	26	23	8	12	10	3,98	40,0
25	15	10	28	18	13	12	10	3,65	40,3
25	10	15	28	13	18	12	10	3,44	31,6
17	5	20	20	8	23	12	10	2,90	19,5
17	0,5	25	20	3	28	12	10	2,75	9,5
16	10	25	19	13	28	12	10	3,50	23,0
9	20	25	12	23	28	12	10	4,20	39,6
25	25	25	28	28	28	12	3,3	5,22	23,0
0	24	0	0	27	0	50	1,1	4,26	3,7
25	25	25	28	28	28	12	3,3	4,95	23,0
25	25	25	28	28	28	50		4,95	

Pojasnitev znakov:

P = moč turbine [kW]

Q = pretok skozi turbino [m³/s]

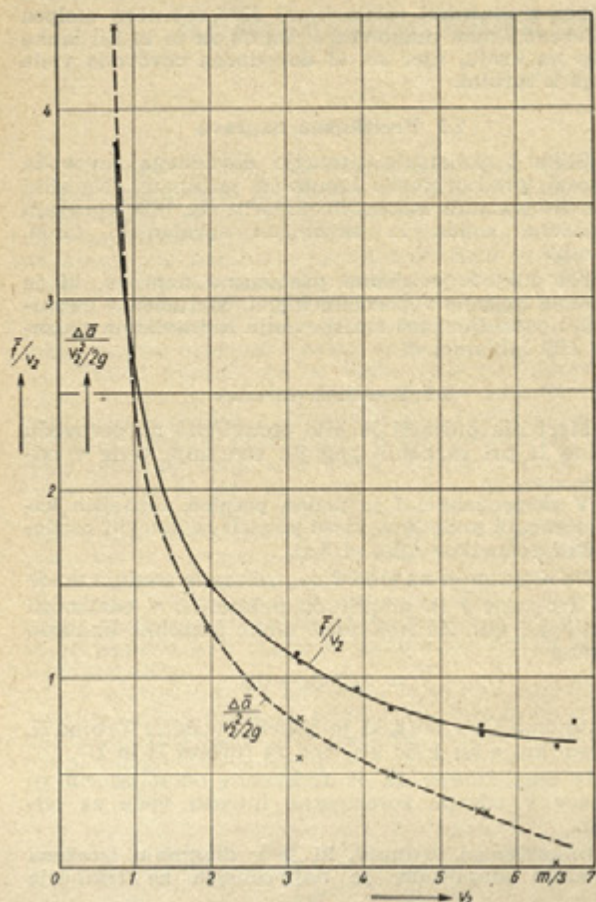
f_0 = osnovna frekvenca oscilatorja [Hz]

m_a = merilo amplitude pulzacij [Torr/mm]

$\bar{f}$ = srednja frekvenca pulzacij [Hz]

$\bar{a}$ = amplituda pulzacij [Torr]

* Op. ured. Poročilo bo objavljeno prihodnjč.

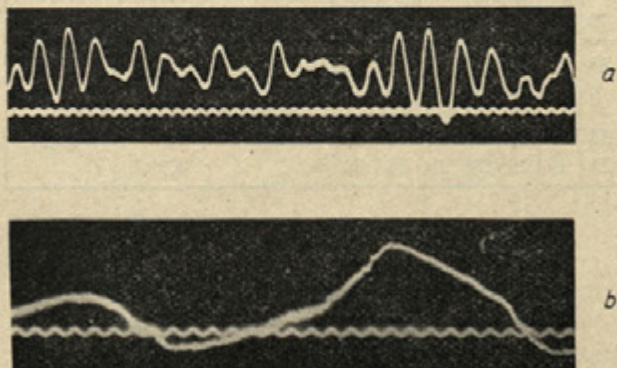


Sl. 4. Karakteristike odlepljanja vrtincev v odcepu turbine II

Δa = srednja amplituda pulzacij razlike tlakov na cilindrični sondi

$Q_2/(Q_2 + Q_3) = 0,5 \dots 0,7$ in najšibkejša, ko se pretok ne razcepi, ker teče vsa voda k turbini II. Pri zmanjševanju razmerja $Q_2/(Q_2 + Q_3)$ se intenzivnost po absolutni vrednosti zmanjšuje, kar je tudi logično glede na zmanjšanje pretoka Q_2 kot nosilca pulzacij.

Relativna intenzivnost pulzacij, izražena z brezdimenzionalnim razmerjem $\Delta a / \frac{v^2}{2g}$ (glej sl. 4), ki prav-



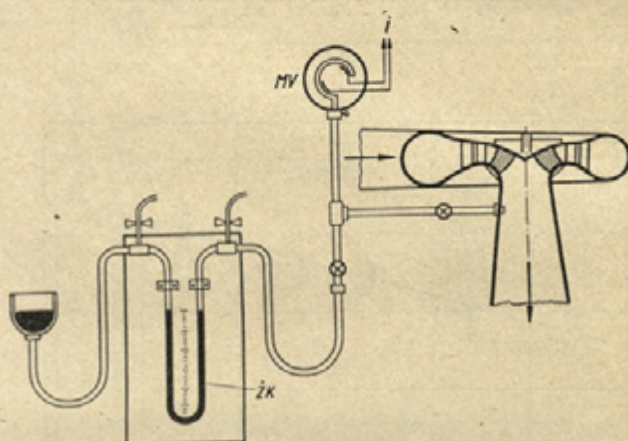
Sl. 5. Kopiji dveh oscillografskih filmov

a — hidravlične pulzacije za odcepom, b — hidravlične pulzacije za tekačem

zaprav pomeni stopnjo vrtinčenja, narašča hitro z zmanjševanjem srednje hitrosti v_2 , kar pomeni, da je nastajanje vrtincev tem močnejše, čim bolj se v odcepu zmanjšuje izstopna hitrost v_2 nasproti $v_2 + v_3$, ki sta hitrosti, ustrezni količinama vode Q_2 oziroma $Q_2 + Q_3$. To je logično tudi s fizikalnega vidika, ker se pri tem obratovalnem stanju strujnice močnejše odlepljajo od notranje krivine v odcepu.

2.3 Prenos pulzacij pri vrtinčenju v odcepih na maso cevovoda

Da bi dognali, kako učinkuje to vrtinčenje na cevovod sam, so bile merjene tudi vibracije mase obtočne

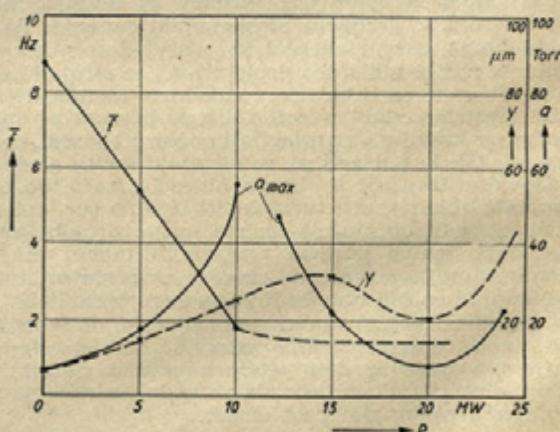


Sl. 6. Registriranje statičnih tlakov pod rotorjem

MV — manovakuummeter, i — merilni trakovi, ŽK — živosrebrni kalibrator

cevi pri predturbinski loputi. Ta merjenja so bila izvedena s pomočjo seizmičnega sprejemala.

Iz tega izvira, da se hidravlične pulzacije prenašajo na maso cevovoda, verjetno pa tudi na turbinski agregat sam. Vzbujanje mehaničnih vibracij zaradi hidravličnih pulzacij vodne mase v cevovodu je ne-



Sl. 7. Pulzacije tlaka v sifonu in vibracije oklepa sifona turbine II

(Turbina obratuje na vodni upornik)

Razpredelnica II

Merjenje pulzacij tlaka na sifonskem oklepu pod rotorjem turbine II (turbina II obremenjena z vod. upornikom)

P [kW]			f_0 Hz	m_a Torr mm filma	$\bar{f}$ Hz	a_{max} Torr
I	II	III				
20	0	20	35	2,2	8,7	8
20	5	20	35	2,2	5,4	18
20	10	20	35	2,2	1,8	56
19,5	15	19,5	35	2,2		22
20	20	20	35	2,2	~ 1,5	8
19	24,2	19	35	2,2		22

Razpredelnica III

Merjenje mehaničnih vibracij sifonskega oklepa pod rotorjem turbine II (turbina II obremenjena z vod. upornikom)

P [kW]			f_0 Hz	m_y μ m mm filma	y μ m
I	II	III			
20	0	20	35	3,2	7
20	5	20	35	3,2	16
20	10	20	35	3,2	25
19,5	15	19,5	35	3,2	32
20	20	20	35	3,2	22
19	24,2	19	35	3,2	44

Pojasnitev znakov:

m_y = merilo amplitud meh. vibracije [μ m/mm]

y = amplituda meh. vibracij [μ m]

varno le tedaj, kadar pride do resonance med njimi ter lastnimi vibracijami mase cevovoda ali turbine oziroma betonskih delov. Ker pa je frekvenca hidravličnih pulzacij zaradi vrtnčenja relativno nizka (2,5 do 5 Hz), bo nevarnost največja takrat, ko bo harmonirala s frekvenco (5 Hz) vrtilne hitrosti turbinskega agregata. Taka resonanca pa ni bila opazna, ker je odcep precej oddaljen od spirale in je intenzivnost pulzacij že močno oslabljen.

3 Hidravlične pulzacije pri izstopu iz rotorja turbine

Tipične vibracije zaradi kavitacije je še pred temi raziskovanji meril »Litostroj« na turbinah II in III. Rezultati so pokazali, da leži kritično območje pri delnih obremenitvah turbine med 10 in 15 MW in je jakost vibracij močno odvisna od stanja spodnje vode ter ventilacije rotorja. Vendar pa so se mimo tega razumljivega obnašanja turbin v kavitacijskem območju pojavljale posebno močne vibracije sifonskega oklepa. Spričo tega je bila potrebna ponovna raziskava turbine II pri različnih obremenitvah, toda neodvisno od električnega omrežja.

3.1 Raziskovanja. Preizkusna naprava

Hidravlične pulzacije so bile merjene s specialnim manovakuummeterom z Bourdonovo vzmetjo, ki je omogočal registriranje statičnih tlakov pod rotorjem, kakor je razvidno na sl. 6. Vibracije oklepa so bile merjene s seizmičnim sprejemalom. Merilne naprave so opisane v že omenjenem poročilu ing. Marucića.

Razpredelnica IV

Raziskovanje nihanja obremenitve med turbinama II in III

P [kW]			f_0 [Hz]	m_a Torr mm filma	$\bar{f}$ Hz	a Torr	f_{wII} Hz	f_{wIII} Hz
I	II	III						
10	15	6,5	50	7,5	1,4...1,7	22	(brez nihanja)	
24	~ 14	~ 13	25	7,5	1,73	82		
5	~ 12,5	~ 12,5	50	43,7	1,78	110	1,23	
2	~ 10	~ 10	50	43,7	1,73	130	1,19	
2	~ 10	~ 10	50				1,27	1,27

Pojasnitev znakov:

f_{wII} = frekvenca oscilacij vatmetra turbine II

f_{wIII} = frekvenca oscilacij vatmetra turbine III

Razpredelnica V

Raziskovanje bobnenja v odvodnem kanalu

d. v. [m]	P [kW]			f_0 [Hz]	Mesto merjenja vibracij	f_c [Hz]	Opomba
	I	II	III				
159,1	25	25	25	300	horizont. traverza		brez bobnenja
160,8	25	25	25	200	"	0,5	z bobnjenjem
160,8	25	25	25	18	ploskev pločevinast. vrat	do 10	"
160,8	25	25	25	18	"		"
160,8	25	25	25	18	"		"

Pojasnitev znakov:

d. v. = nivo dolnje vode

f_c = frekvenca bobnenja [Hz]

3.2 Rezultati raziskovanj pri obremenitvi turbine na vodni upornik

V razpredelnicah II in III je zbran ustrezeni pregled z oscilogramov.

Diagram sl. 7 ponazarja potek srednjih vrednosti in amplitud pri pulzacijah kakor tudi velikosti amplitud y pri vibracijah oklepa. Pozornost vzbujata karakteristična sprememba pulzacij s spremembo obremenitve. Medtem ko se pri naraščanju moči od 0 do 10 MW frekvenca niha linearno z naraščanjem moči, amplituda pulzacij narašča parabolično. Enako narašča tudi amplituda vibracij pri oklepu.

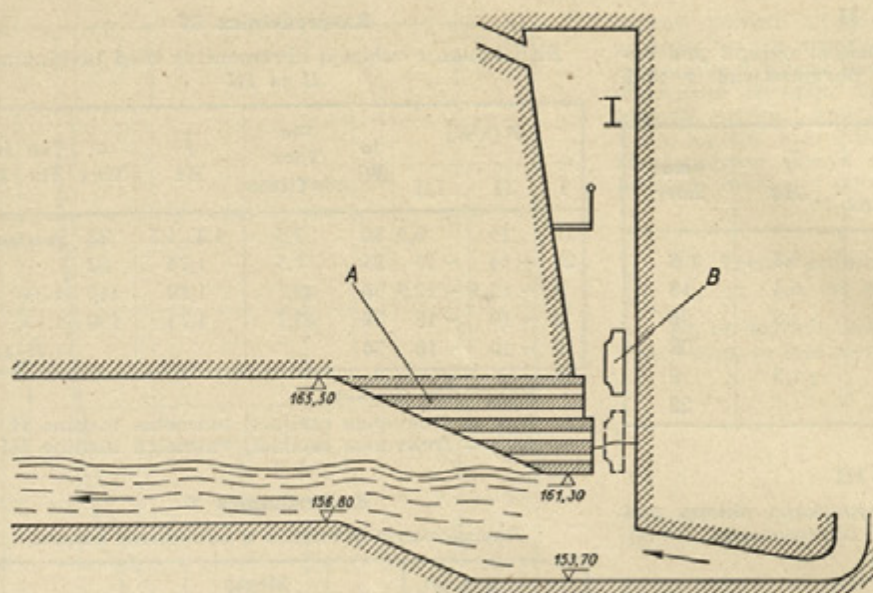
Med 10 in 12 MW leži kritično območje z zelo močnimi pulzacijami tlaka. Oklep sifona jih posnema z enako frekvenco (okrog 1,8 Hz) in z zelo močno amplitudo, delno tudi 1 do 3 mm!

Naprej od tega kritičnega območja med 10 in 12 MW, se — kakor se zdi — z nadaljnjim povečanjem moči frekvenca pulzacij ne menja več (ostaja okrog 1,5 Hz), vendar pa se vibracije povečujejo.

V bližini optimalnega obratovanja turbine (okrog 20 MW) se manjša ta intenzivnost hidravličnih in mehaničnih vibracij, medtem ko se oboje ojačujejo pri popolni obremenitvi 25 MW, pri čemer mehanične vibracije oklepa dosegajo maksimum.

4 Pojav nihanja pri obremenitvi ob povečanih hidravličnih in mehaničnih pulzacijah

Med obratovanjem je bilo opaženo, da prihaja med 10 in 15 MW ob istočasnem obratovanju vsaj dveh turbin pri izenačenih obremenitvah do naglega



Sl. 8. Skica odvodnih kanalov na priključku s sifonom turbine. (Rekonstrukcija predložena od ing. Grčiča)

A — skupna površina prečnih prerezov odprtin mora biti večja od 1 m^2 , B — normalna lega zapornice

nihanja obremenitve obeh turbin, ki ga zaznamujejo na vatmetrih, saj kazalci oscilirajo v mejah $\pm 2 \text{ MW}$. Hkrati se čutijo močne pulzacije sifonskega oklepa in tlaka, kar je razvidno na manometrih pred turbino in za njo.

Med takim nihanjem turbin je bila njihova frekvenca oz. hitrost vrtenja popolnoma konstantna, tako da je regulator miroval. Poskus s blokiranim vodilnikom ene turbine je privedel to turbino celo do nihanja, brž ko je druga turbina izenačila z njo obremenitev pri 12 MW .

4.1 Raziskovanje o vzroku nihanja

Merjenje pulzacij tlaka na istem mestu pri turbini II (enako kakor v prejšnjem poglavju) je pokazalo, da nihanje obremenitve poteka z nekoliko nižjo frekvenco ($f_w = 1,19 \dots 1,27 \text{ Hz}$) od frekvence hidravličnih pulzacij ($f = 1,73 \dots 1,78 \text{ Hz}$).

V razpredelnici IV je pregled karakterističnih oscilogramov. Iz podatkov vidimo, da je pri nihanju amplituda pulzacij zelo povečana v primerjavi z obratovanjem brez nihanja in je celo večja kakor pri obratovanju turbine II na upornik pri kritični obremenitvi 10 MW .

Poseben poskus je dokazal, da se pri obremenitvi turbine z upornikom pri kritični obremenitvi nikakor ni moglo povzročiti nihanje, čeprav je turbina III, ki je bila zvezana z omrežjem, obratovala pri popolnoma enaki obremenitvi 10 do 12 MW .

Glede na gornje lahko sklepamo, da so nihanja obremenitve med obema generatorjema električno povezana; vzrok za to nihanje pa bi lahko bil kritični pojav, t. j. psevdokavitacija med 10 in 12 MW , pri kateri se vodni tok odleplja od lopatic gonilnika.

(S »psevdokavitacijo« je ta pojav poimenoval prof. ing. Nikola Obradović.)

To odlepljanje se pojavlja z značilnim pokanjem v vodnem toku pod rotorjem. Vsako odlepljanje in ponovno prilaganje na lopatice spremlja trenutne spremembe v režimu obratovanja turbine — t. j. vrtilnega momenta in moči. Vendar se zaradi večjega števila lopatic to odlepljanje ne pojavlja na vseh lopaticah hkrati, temveč po določenem zaporedju, ki lahko privaja do resonance med električnimi in hidravličnimi pulzacijami.

Vzrok pa je lahko tudi periodična deformacija oziroma opletanje vrtilnega jedra v sesalni cevi.

To so seveda samo domneve. V ostalem bi bilo potrebno opraviti podobne raziskave tudi v drugih

elektrarnah, ali in koliko se pojavljajo podobna nihanja tudi tamkaj. Glede na intenzivnost teh pulzacij je v HE Jablanica prepovedano obratovanje, pri katerem se pojavlja nihanje.

4.2 Možnost za odpravo nihanja

Ker je odlepljanje toka od lopatic v zvezi s kavitacijo, bi se morali zateči k enakim metodam kakor v boju proti kavitaciji. To je dovajanje zraka na kritičnem mestu, toda brez kompresorja in na način, ki ga uporablja tovarna Charmilles zelo pripravno tako, da za gonilnikom vgrajuje votel križ z luknjicami.

Rešitev po elektrotehniških vidikih na tem mestu ni obravnavana.

5 O bobnenju v odvodnem kanalu

Glavna naloga raziskave je bila, zabeležiti mehanične in akustične oscilacije, povzročene z bobnenjem, da bi tako ugotovili frekvence tega pojava. V razpredelnici V je zajet pregled nekaterih karakterističnih posnetkov o oscilacijah. Očitno je, da tu ni sledu o harmoničnih oscilacijah. Frekvence f , posameznih oscilacij, izzvanih z bobnenjem, se gibljejo popolnoma samosvoje med okrog $0,5$ in 10 Hz . Pri tem ni bil ugotovljen noben najmanjši pojav resonance s katero koli prej opisano hidravlično pulzacijo.

Po mnenju dr. ing. I. Grčiča (1956) je vzrok za bobnenje betonski nos v oboku odvodnega kanala. Vzvalovana voda iz sifona udarja pri višjem nivoju spodnje vode v ta nos in tako zdaj pa zdaj zapira in ponovno odpira prehod zraka skozi zoženi prerez. Grčič je predlagal odpravo bobnenja z ventilacijo tako, da bi prostor zapornice in odvodnega kanala zvezali s horizontalnimi kanali skozi betonski nos, kakor je prikazano na sliki 8.

6 Zaključek

Najprej je treba poudariti, da so te raziskave dale povod za ostvareitev popolnoma novih metod za raziskovanje hidravličnih pulzacij s posebno občutljivostjo.

V ostalem pa bi bilo priporočljivo, da bi se v zdaj načeta problema vrtilnenja v ocepkih in nihanja obremenitve v turbinah poglobili še drugi strokovnjaki s tega področja. Te prve izkušnje raziskovanj pa bi bilo treba izkoristiti že pri projektiranju novih hidroelektrarn.

Avtor: prof. dr. ing. Ivo Vušković, Mašinski fakultet, Beograd