



Funded by
the European Union

Kaplan turbine

Autor: doc.dr. Adis Bubalo
Univerzitet Džemal Bijedić
Mašinski fakultet Mostar

Turbomašine 15.04.2025

"Funded by the European Union. Views and opinions expressed are however those of the author(s) only and do not necessarily reflect those of the European Union or the European Education and Culture Executive Agency (EACEA). Neither the European Union nor EACEA can be held responsible for them."

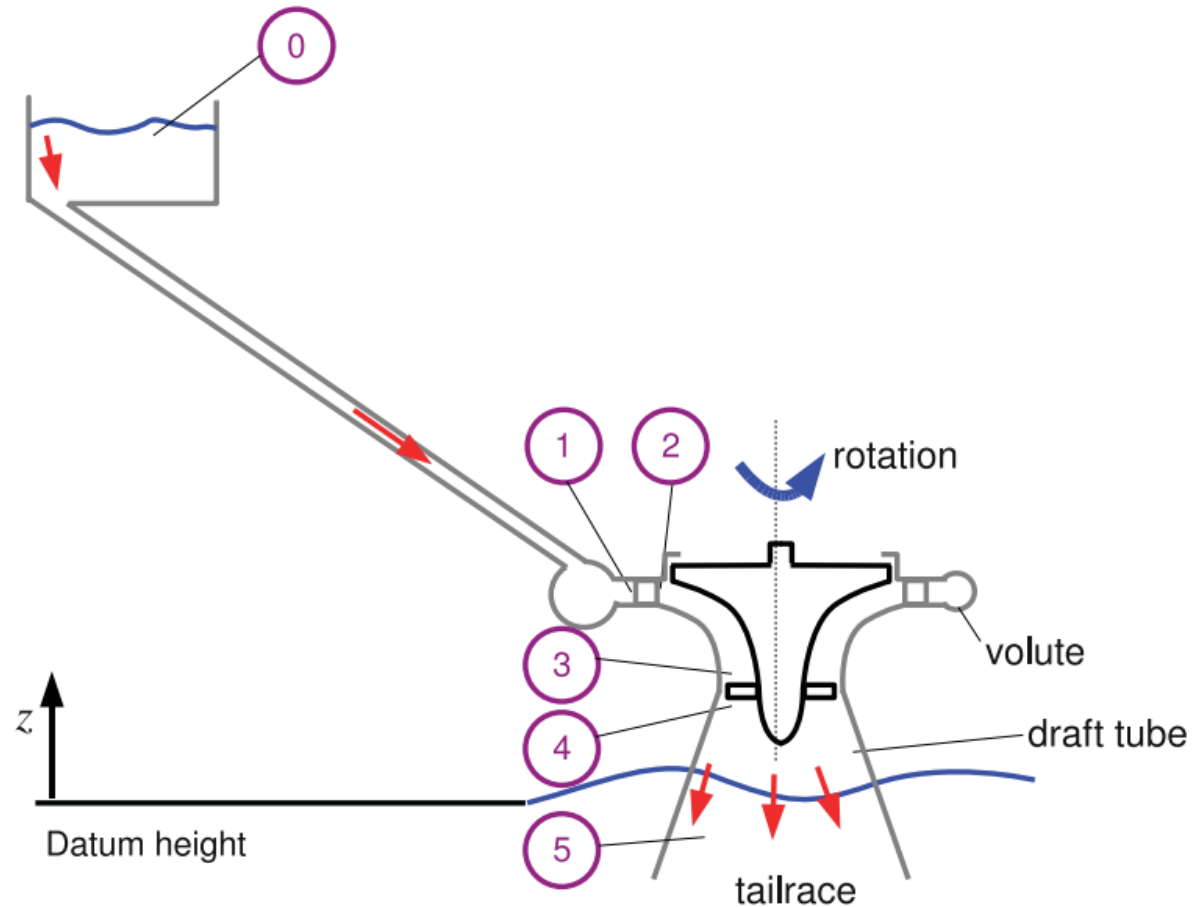
**Partnership for Promotion and Popularization of Electrical Mobility through
Transformation and Modernization of WB HEIs Study Programs/PELMOB**

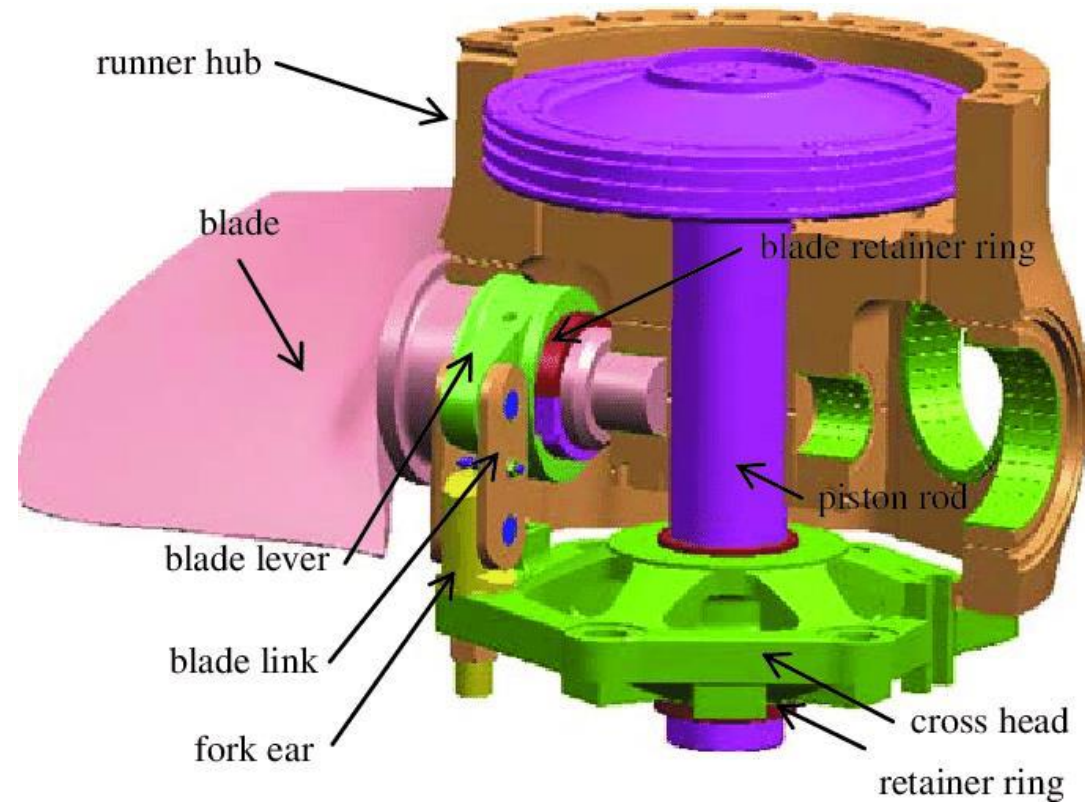
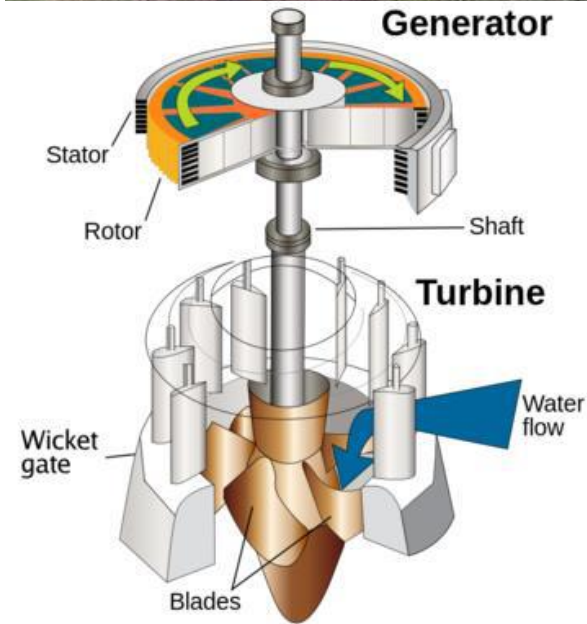
Call: ERASMUS-EDU-2022-CBHE-STRAND-2

Project Number: 101082860

Analiza toka kroz Kaplan turbinu

U odnosu na analizu Francis turbine dodata je analiza tačke 3 između izlaza vodećih lopatica i ulaza u radno kolo, gdje se tok vode zakrene se za 90° prije ulaska u turbinu.





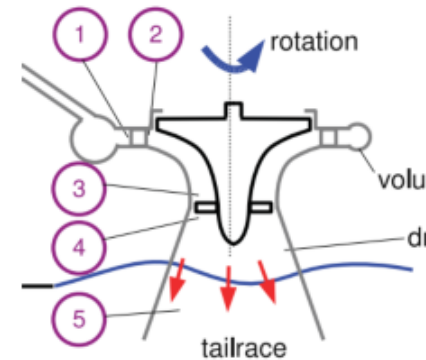
KAPLAN TURBINA

1. Od tačke 2, izlaz vodeće lopatice, do tačke 3, na ulazu u radno kolo može koristiti jednačina očuvanje ugaonog momenta, ako su vodeće lopatice postavljene radijalno. Kod nekih Kaplan turbina vodeće lopatice su usmjerene u aksijalnom smjeru, i tada je tačka 2 jednaka tački 3. Trokutovi brzina su zbog toga nacrtani da se dobiju relativne brzine na ulazu rotora.
2. Na 4, na izlazu radnog kola, treba nacrtati trokut brzina za dobivanje relativnih i apsolutnih izlaznih brzina.
3. Iz Eulerove jednačine se dobije snaga

$$P = \dot{m}\omega (r_3 V_{3\theta 3} - r_4 V_{4\theta})$$

4. Izračun gubitaka. U ovom primjeru, vidjećemo komponente gubitaka. Gubici pa se dobiju uzimajući obzir od tačke 0 do 4. Tako se dobija efikasnost turbine.

5. Na kraju dolazi difuzor, tačka 4 do tačke 5 se analizira, ovaj proračun će nam dati ukupnu efikasnost elektrane.



PRIMJER

Posmatramo Kaplan mašinu sa sljedećim podacima:

Izlaz lopatica sprovednog aparata,

radijalni tok, vanjski prečnik, $r_2 = 2 \text{ m}$, Visina sprovednih lopatica, $b_2 = 1.0 \text{ m}$,

Gubitak lopatica, $t=0.08$, apsolutni ugao toka prema radijalnom $\alpha_2 = 75^\circ$

Radno kolo

Srednji radius u tačkama 3 i 4 je isti $r_{3m} = r_{4m} = 0,85 \text{ m}$, visina lopatica
 $b_3 = 0.7 \text{ m}$, projektovano tako da je izlazna brzina $V_{40} = 0$, $N=300 \text{ o/min}$

Difuzor

Smanjuje aksijalnu brzinu na $V_5 = 5 \text{ m/s}$

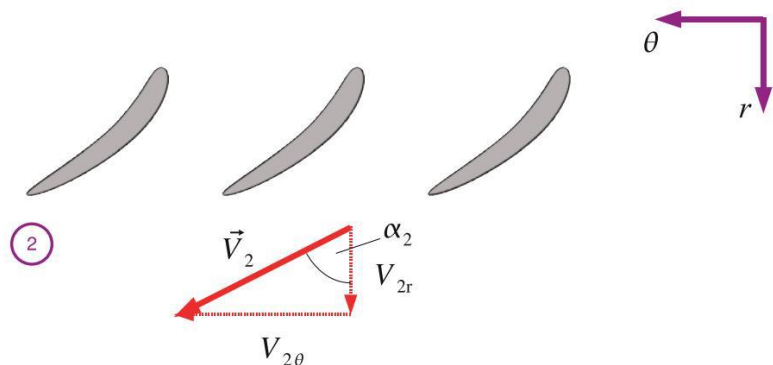
Protok $Q = 36 \text{ m}^3 / \text{s}$

Zadatak: drediti relativne uglove na izlazu i ulazu radnog kola kao i brzine . Također odrediti izlaznu snagu.

RJEŠENJE

Plan je primjenjivanje analitičkih koraka urađenih ranije.

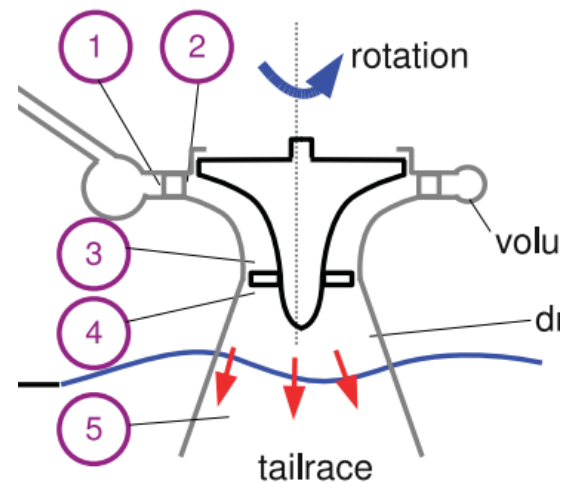
U Kaplan turbinama tok kroz lopatice sprovodnog aparata može biti i radijalni i aksijalni, zato se posebna pažnja treba posvetiti geometriji.:



Trokut brzina na izlazu iz sprovodnog kola Kaplan turbine

Izlaz iz lopatica sprovodnog kola (tačka 2). Tok je radijalan. Primjenjujemo jednačinu kontinuiteta:

$$Q = 2\pi r_2 b_2 (1 - t) V_{2r}$$



$$V_{2r} = \frac{36}{2\pi \times 2.0 \times 1.0 \times (1 - 0.08)} = 3.11 \text{ m/s}$$

Iz trougla brzina

$$V_{2\theta} = V_{2r} \tan \alpha_2 = 3.11 \times \tan 50^\circ = 3.71 \text{ m/s}$$

$$V_2 = \sqrt{(V_{2r})^2 + (V_{2\theta})^2} = \sqrt{3.11^2 + 3.71^2} = 4.84 \text{ m/s}$$

Kako nema lopatica (prepreka) između tačaka 2 i 3

$$r_{3m} V_{3\theta} = r_2 V_{2\theta} \implies V_{3\theta} = \frac{r_2 V_{2\theta}}{r_{3m}} = \frac{2.0 \times 3.71}{0.85} = 8.73 \text{ m/s}$$

U tački 3 tok je aksijalan. Jednačina kontinuiteta je: $Q = 2\pi r_{3m} b_3 V_{3x}$.

$$V_{3x} = \frac{36}{2\pi \times 0.85 \times 0.7} = 9.63 \text{ m/s} \quad \text{Aksijalna brzina u tački 3}$$

Iz trougla brzina se dobije

$$V_3 = \sqrt{(V_{3x})^2 + (V_{3\theta})^2} = \sqrt{9.63^2 + 8.73^2} = 13.00 \text{ m/s}$$

$$\alpha_3 = \tan^{-1} \left(\frac{V_{3\theta}}{V_{3x}} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{8.73}{9.63} \right) = 42.2^\circ$$

Brzina lopatice U_3 je data sa:

$$\omega r_{3m} = \frac{2\pi N}{60} r_{3m} = \frac{2\pi \times 300}{60} 0.85 = 26.70 \text{ m/s}$$

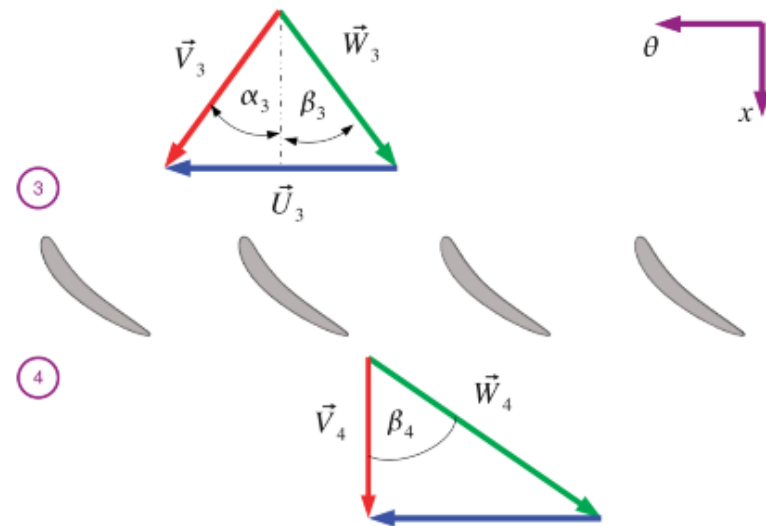
z osnovnog trougla brzina u tang. pravcu

$$V_{3\theta} = U + W_{3\theta} \implies W_{3\theta} = V_{3\theta} - \omega r_{3m}$$

$$8.73 - 26.70 = -17.97 \text{ m/s}$$

Sada imamo sve podatke za izračun relativnog ugla na ulazu u radno kolo

$$\beta_3 = \tan^{-1} \left(\frac{W_{3\theta}}{V_{3x}} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{-17.97}{9.63} \right) = -61.8^\circ$$



Trokut brzina za radno kolo Kaplan turbine

Kroz radno kolo

Na izlazu iz radnog kola je: $V_{4\theta} = 0$. $V_{4x} = V_{3x}$ as $r_{4m} = r_{3m}$,

Iz trokuta brzina na izlazu u tački 4:

$$W_{4\theta} = -\omega r_{4m} = -\omega r_{3m} = -27.60 \text{ m/s}$$

$$\beta_4 = \tan^{-1} \left(\frac{W_{4\theta}}{V_{4x}} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{-27.60}{9.63} \right) = -70.2^\circ$$

$$W_4 = \sqrt{W_{4x}^2 + W_{4\theta}^2} = \sqrt{17.97^2 + 27.60^2} = 28.38 \text{ m/s}$$

Eulerova jednačina: $P = \dot{m}\omega (r_3 V_{3\theta 3} - r_4 V_{4\theta})$

$$V_{4\theta} = 0 \quad \rho = 1000 \text{ kg/m}^3$$

$$P = 36 \times 1000 \times 26.70 \times 8.73 = 8391 \text{ kW}$$

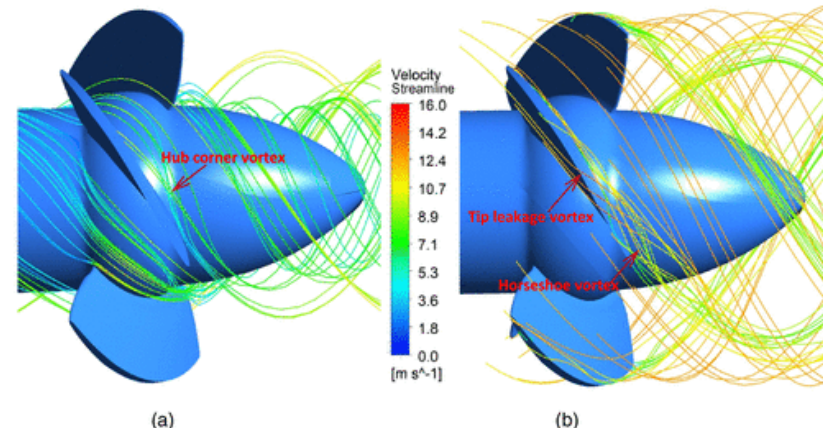
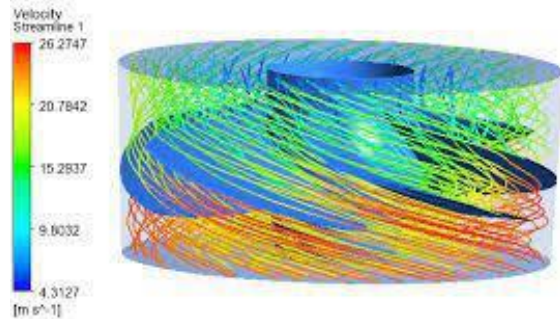
Ovo je snaga koju proizvodi turbina

PROCJENA GUBITAKA

Jedan od najjednostavnijih načina za procjenu gubitaka kroz turbinu je da pretpostavimo da su gubitci proporcionalni brzini na izlazu:

$$\Delta H = k \left(\frac{V^2}{2g} \right)_{exit}$$

Logika je ista kao kada se računaju gubitci kroz cijevi, Empirijska metoda, a treba odrediti koeficijent k za svaku komponentu. Za radna kola koristi se relativni dinamički pad $W^2/2g$ i najveće trenje je u stvari trenje između pokretnih površina radnog kola i glavnog toka vode.



PRIMJER

Za radno kolo iz prethodnog primjera uzeti $k = 0,05$ za lopatice sprovednog aparata, a $k = 0,06$ za radno kolo. Zanemarujući trenje u cijevima izračunati efikasnost turbine.

Rješenje:

0 \Rightarrow 1, u ovom potezu se zanemaruju gubitci u cijevi. Onda je račun jednostavan,

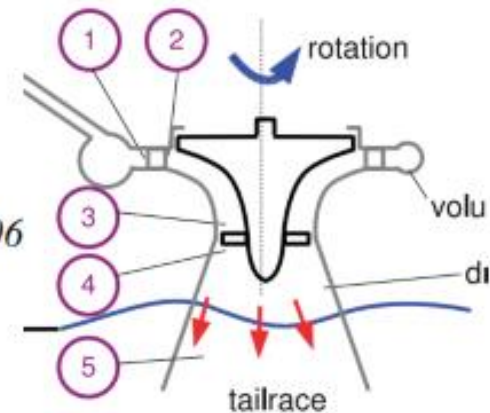
1 \Rightarrow 2, za sprovedne lopatice, $k = 0.05$: $\Delta H = 0.05(V_2^2)/2g = 0.05(4.84^2)/2g = 0.06 \text{ m}$

2 \Rightarrow 3, $k = 0,05$ za prelaz iz radijalnog u aksijalni tok,

$$\Delta H = 0.05(V_3^2)/2g = 0.05(13.0^2)/2g = 0,43 \text{ m}$$

3 \Rightarrow 4, za radno kolo se koristi relativni izlazni pad, sa $k = 0,06$

$$\Delta H = 0.06(W_4^2)/2g = 0.06(28.38^2)/2g = 2.46 \text{ m}$$



Od tačke 1 do tačke 4 kroz čitavu turbinu idealan gubitak pada za aktuelnu snagu je dat sa:

$$\dot{m}g\Delta H_{ideal} = P_{actual} \implies \Delta H_{ideal} = \frac{P_{actual}}{\dot{m}g\Delta H_{ideal}}$$

$$\Delta H_{ideal} = \frac{8391 \times 10^3}{36 \times 1000 \times 9.81} = 23.76 \text{ m}$$

Što je ukupni potrebni pad, **kada nebi bilo gubitaka** . Računamo stvarni potrebni pad:

$$H_1 - H_4 = \Delta H_{ideal} + \sum \Delta H_{losses}$$

$$H_1 - H_4 = 23.76 + (0.06 + 0.43 + 2.46) = 26.71 \text{ m}$$

Sada smo dobili ukupni potrebno pad da bi turbina imala predviđeni protok. ***Efikasnost*** (samo za turbinu) se onda računa:

$$\eta_T = \frac{\text{Actual Power}}{\dot{m}g(H_1 - H_4)} = \frac{8391 \times 10^3}{36 \times 1000 \times 9.81 \times 26.71} = 0.89$$

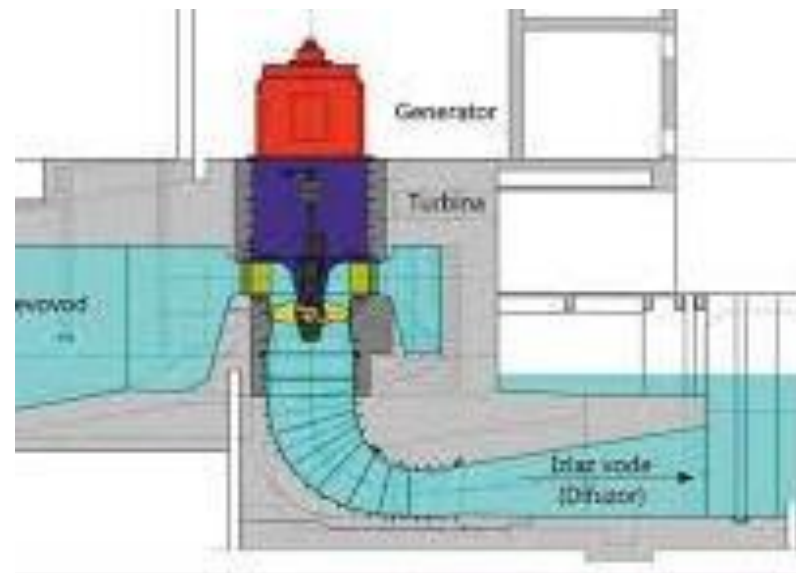
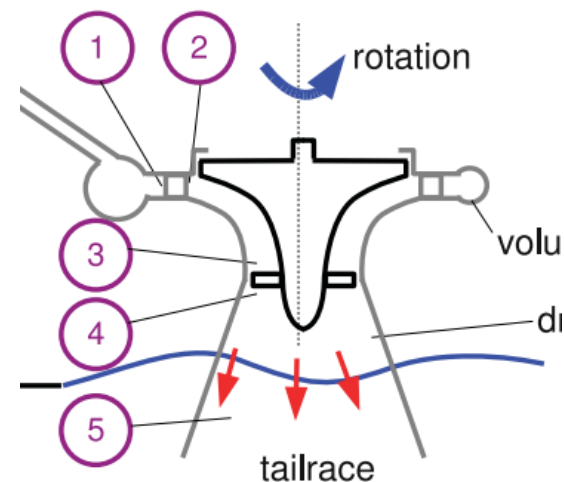
ANALIZA DIFUZORA

Difuzor je vanjski, stacionarni dio rotirajućih dijelova turbine. Difuzor je u principu cijev (kupasti dio) sa oko 7° divergencije koji smanjuje izlaznu kinetičku energiju u odlazećoj tekućini i povećava korisnost mašine u cjelosti.

Vidjeli smo kako se računa efikasnost turbine i to je jedan pojam koji se pominje u hidrauličnim mašinama.

Drugi pojam je efikasnost kompletnog sistema koji podrazumijeva i gubitke u cijevima i u difuzoru

Primjer: Izračunati efikasnost sistema za Kaplan turbinu iz primjera, ako je koeficijent gubitaka u difuzoru $k=0,02$



RJEŠENJE

Između tačaka 4 i 5 difuzor snižava aksijalnu brzinu i stoga izgublenu kinetičku energiju na izlazu. Ukupni pad u tački 5 je dat sa:

$$H_5 = \frac{p_5}{\rho g} + \frac{V_5^2}{2g} + z_5$$

Kako je $z_5 = -h_5$, $p_5 = \rho g h_5$ pritisak u tački 5 mora biti jednak pritisku donje vode (pritisku u rijeci)

$$H_5 = \frac{p_5}{\rho g} + \frac{V_5^2}{2g} + z_5 = \frac{V_5^2}{2g} = \frac{5^2}{2 \times 9.81} = 1.27 \text{ m}$$

$\Delta H_{4-5} = H_4 - H_5$, so $H_4 = H_5 + \Delta H_{4-5}$ and $k = 0.2$:

Gubitci u difuzoru su $\rightarrow \Delta H_{4-5} = k \left(\frac{V_4^2 - V_5^2}{2g} \right) = 0.2 \times \left(\frac{9.63^2 - 5^2}{2 \times 9.81} \right) = 0.69 \text{ m}$

$H_4 = 1.27 + 0.69 = 1.96 \text{ m}$, tako da je ulazni pad za turbinu $H_I = (H_I - H_4) + H_4 = 26.71 + 1.96 = \underline{\underline{28.67 \text{ m}}}$.

Ovo je ukupni pad potreban da bi turbina isporučila stvarnu snagu. Pa je **ukupna efikasnost sistema data sa:**

$$\eta_S = \frac{\text{Actual Power}}{\dot{m}gH} = \frac{8391 \times 10^3}{36 \times 1000 \times 9.81 \times 28.67} = 0.83$$

EFEKTI DIFUZORA

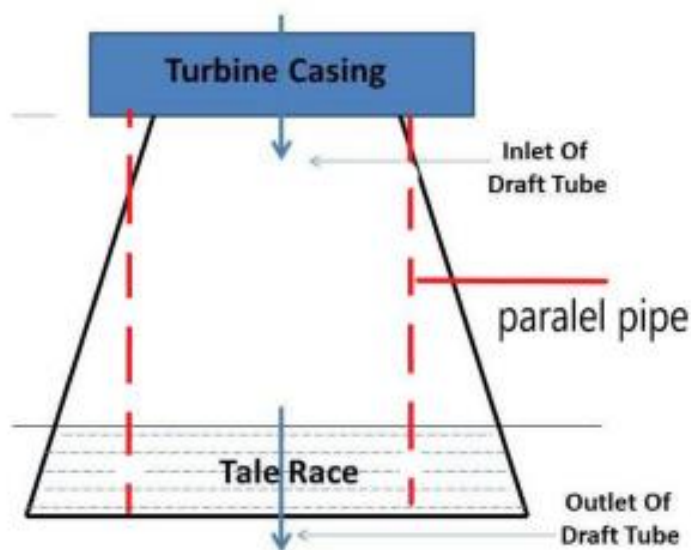
Da pojasnimo uticaj difuzora izvršiti ćemo jedan proračun da ilustrujemo šta bi se desilo ako se on zamjeni sa paralelnom cijevi $V_5 = V_4 = 9,63 \text{ m/s}$ i podrazumijevajući da nema gubitaka pada u toj paralelnoj cijevi.

Posmatramo šta se dešava sa padom i sa efikasnosti

$$H_4 = H_5 = \frac{V_5^2}{2g} = \frac{9.63^2}{2 \times 9.81} = 4.73 \text{ m}$$

Dobijemo ulazni pad turbine:

$$H_1 = (H_1 - H_4) + H_4 = 26.71 + 4.73 = 31.44 \text{ m.}$$



EFEKTI DIFUZORA

Da bi dobili snagu u slučaju sa paralelnom cijevi umjesto difuzora ulazni pad bi trebao da se poveća sa *28,67 na 31,43 m*.

Promjenjena ukupna efikasnosti turbine bi bila :

$$\eta_S = \frac{\text{Actual Power}}{\dot{m}gH} = \frac{8391 \times 10^3}{36 \times 1000 \times 9.81 \times 31.44} = 0.76$$

Vidi se značajno **smanjenje efikasnosti**, kada bi umjesto difuzora ugradili običnu cijev, a samo umanjeње troškova ugradnje bi bilo zanemarivo.

Zaključak: gradnja difuzora se isplati.

NEDOSTATAK DIFUZORA

Posmatramo izlazni pritisak turbine za paralelnu cijev i za difuzor. Ukupni pad u tački 4 je dat sa:

$$H_4 = \frac{p_4}{\rho g} + \frac{V_4^2}{2g} + z_4 = h_4 + \frac{V_4^2}{2g} + z_4$$

$$h_4 \text{ je statički pritisak u tački 4} \quad h_4 = H_4 - \frac{V_4^2}{2g} - z_4$$

Npr. uzmimo da je izlaz turbine 1 m iznad donje vode, $z_4 = 1.0 \text{ m}$, $H_4 = 1.96 \text{ m}$ i $V_4 = 9.63$ m tako da je statički pritisak u tački 4 :

$$h_4 = 1.96 - \frac{9.63^2}{2 \times 9.81} - 1.0 = -3.77 \text{ m}$$

Negativan predznak pokazuje da je pritisak ispod atmosferskog. Ako izrazimo pritisak u **Pa** a ne u **m** imat ćemo

$$p_4 = h_4 \rho g = -3.77 \times 1000 \times 9.81 = -36.9 \text{ kPa} \approx -0.4 \text{ bar}$$

U slučaju sa cilindričnom cijevi umjesto difuzora $H_4 = 4.72 \text{ m}$ and $V_4 = 9.63 \text{ m/s}$
Statički pritisak u tački 4 je:

Ili:

$$h_4 = 4.72 - \frac{9.63^2}{2 \times 9.81} - 1.0 = -1.00 \text{ m}$$

$$p_4 = h_4 \rho g = -1.00 \times 1000 \times 9.81 = -9.8 \text{ kPa} \approx -0.1 \text{ bar}$$

Što je značajno veće

Problem sa niskim vrijednostima pritiska je što dovode do fenomena koji se zove **kavitacija**.

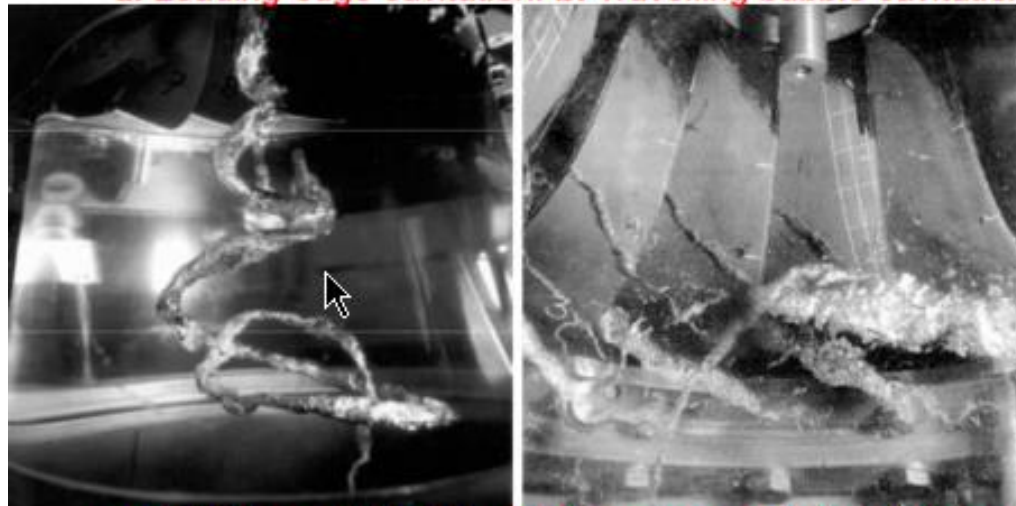
Kavitacija se javlja kada vrijednost apsolutnog pritiska padne ispod vrijednosti pritiska zasićene pare na sobnoj temperaturi.

Ili drugim riječima kada pritisak padne toliko nisko da voda počinje da ključa na sobnoj temperaturi.

Formiraju se mjehurići zraka. Kako pritisak ponovo počne da raste mjehurići eksplodiraju pri čemu se javlja vrlo visoko lokalni pritisak ($p > 500 \text{ bar}$) što može značajno ugroziti i oštetiti površinu lopatica i sniziti performance mašine.



a. Leading-edge cavitation. b. Travelling bubble cavitation.



a. Draft tube swirl. b. Inter blade vortex cavitation. Image source

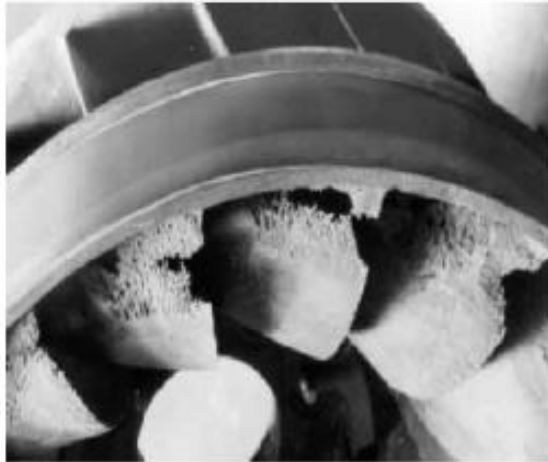


Fig. 14. Picture of actual cavitation damage runner [Chrisopher. 1994].



Oštećenja radnih kola usljed djelovanja kavitacije

U praksi izdvajanje zraka se javlja prvo u samom fluidu i zbog toga se postavlja granica između pritiska zasićene pare i pritiska turbine. Ovo se obično radi koristeći empirijski parametar koji se zove Thoma koeficijent:

$$\sigma = \frac{p - p_v}{\Delta H}$$

Gdje je: p statički pritisak fluida, p_v pritisak zasićene pare, a ΔH pad pritiska kroz čitavu mašinu.

Dijagrami Thoma koeficijenta su nastali iz prakse i dostupni su.

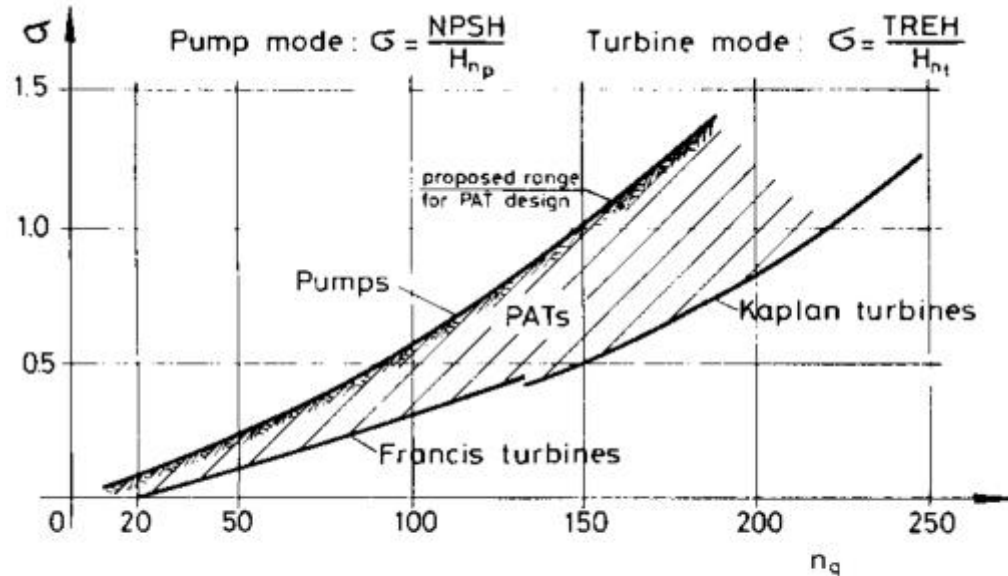
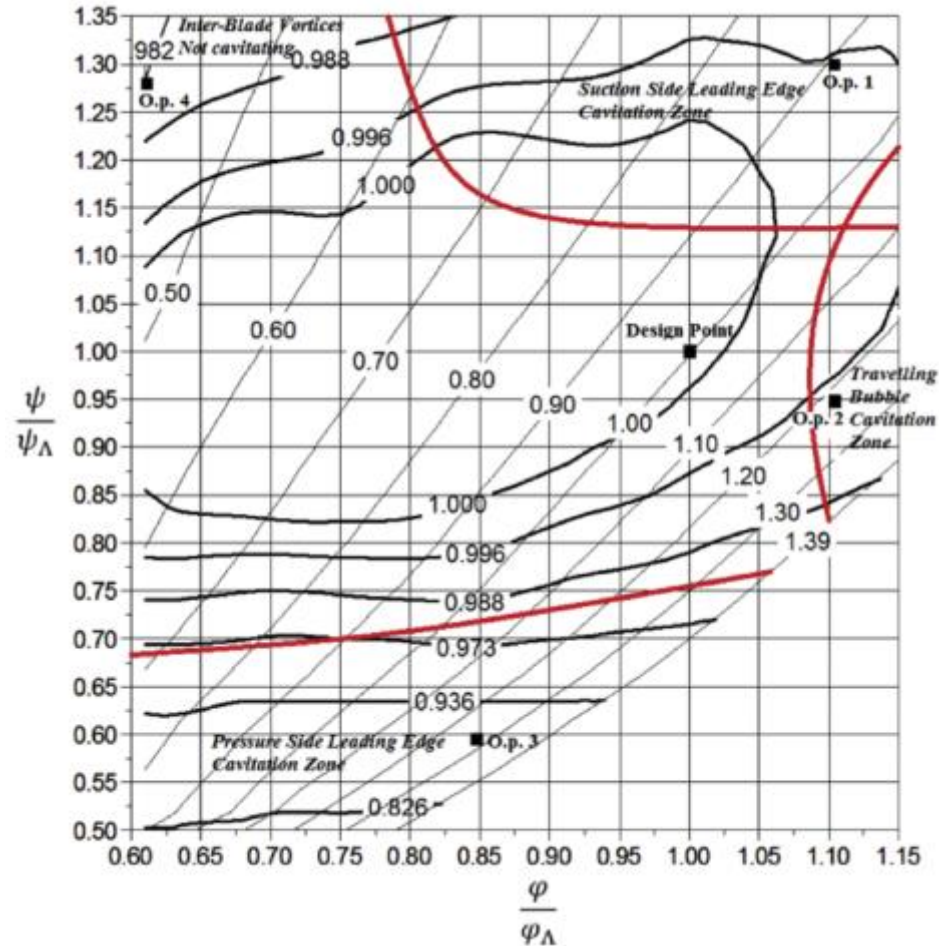
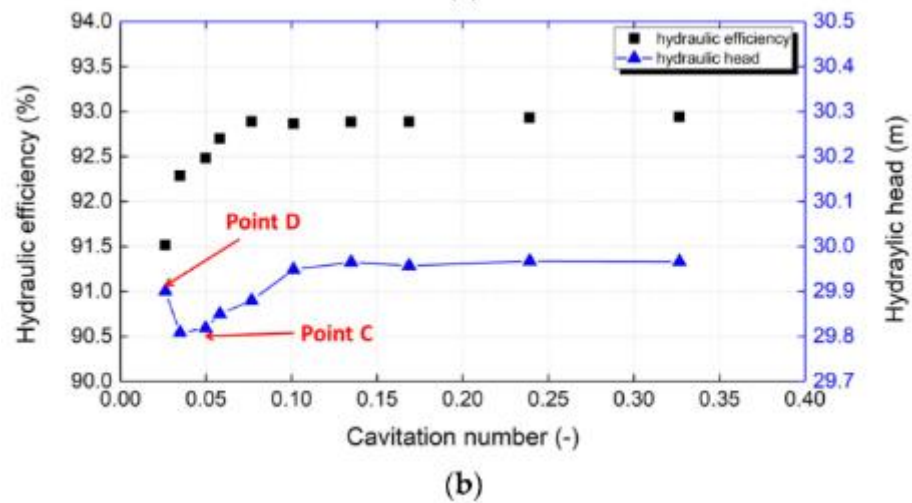
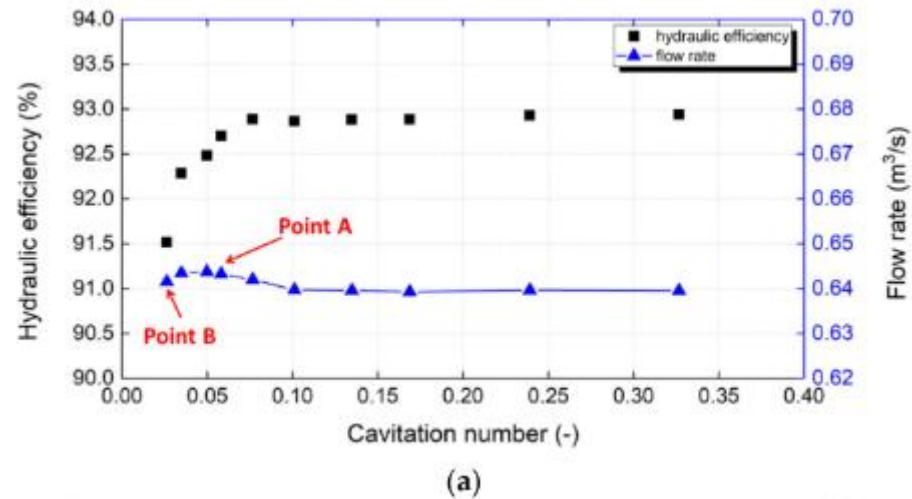


FIGURE 3.32 :
 Cavitation for pumps, turbines and PATs expressed by the Thoma number Sigma versus specific speed n_q (only valid if operated at bep) (source: R.K. Turton: Principles of Turbomachinery)





Kako se rješava problem kavitacije??

Problem kavitacije se pokušava rješavati na neki od načina:

- Snižavajući z_4 , tako da je postavljanje turbine, njena visina) što bliže nivou rijeke (donje vode) ili čak i ispod,
- Izborom kvalitetnijom materijala otpornih na koroziju
- Optimizacijom hidrauličnog dizajna dijelova turbine.
- Izbjegavanjem eksploatacije u zonama kavitacije.