

nia.

Ogólny współczynnik skutku użytecznego turbiny składa się z dwóch czynników: skutku użytecznego mechanicznego \mathcal{E}_m /tarcie w łożyskach/, oraz skutku użytecznego hydraulicznego \mathcal{E} /tarcie wody w kanałach przepływowych i inne/. A więc

$$\eta = \mathcal{E} \cdot \mathcal{E}_m$$

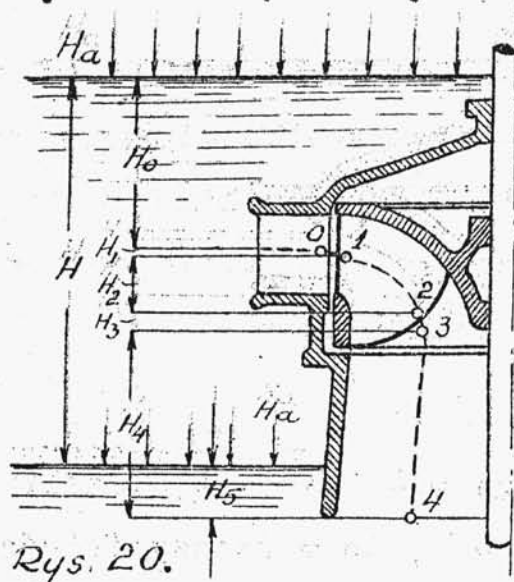
Sprawność hydrauliczna mówi nam, iż, jeżeli mamy do dyspozycji spadek H , to w rzeczywistości po odjęciu strat hydraulicznych otrzymujemy do zamiany na energję mechaniczną spadek $\mathcal{E}H$.

Sprawność mechaniczna określa nam stosunek mocy otrzymanej na wale turbiny do mocy, którą daje spadek po odliczeniu strat hydraulicznych.

§ 7 Teorja turbin wodnych.

Aby zdać sobie sprawę z podziału tej energii, którą otrzymaliśmy ze spadku wody, musimy ustalić równanie bilansu dla turbiny. W tym celu rozpatrzmy bieg wody, przez turbinę, szemat której przedstawia rys.20. Rozbijamy ten bieg na szereg etapów, biorąc pod uwagę średnią strugę wody oznaczoną linią kreskowaną. Punkt O leży tuż przy

samym wirniku, lecz jeszcze nazewnątrz niego.



Rys. 20.

wyjściu wody z rury ssącej.

Odpowiednio do tych oznaczeń stan wody w poszczególnych punktach określać będziemy zapomocą odpowiednich wskaźników.

Od górnego poziomu wody, na który działa ciśnienie atmosferyczne H_a do punktu O mamy słup wody H_0 , zatem w punkcie O mamy pewne ciśnienie p_0 oraz szybkość wody c_0 . Energia zatem ciśnienia atmosferycznego będzie H_a spadku wody H_0 , zaś energia wody w punkcie $O = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g}$, przy czem zakładamy iż na wirowanie wody oraz tarcie o ścianki tracimy H_{f0} . Równanie więc bilansu dla tej części turbiny będzie

$$\frac{p_0}{\gamma} + \frac{c_0^2}{2g} = H_a + H_0 - H_{f0}$$

Punkt 1 leży na krawędzi ^{łopatki} tuż przy wejściu na nią wody. Punkt 2 leży na łopacie tuż przy wyjściu; punkt 3 leży na zewnątrz łopatki tuż przy wyjściu; punkt 4 przy

Rozpatrujemy etap drugi od p. 0 do p. 1. Zazwyczaj punkty te leżą tak blisko siebie, iż między nimi spadku niema; dla ogólności jednak rozważań przypuszczamy, że jest tam spadek H_1 . Weźmy pod uwagę w tym etapie nie szybkości bezwzględne C lecz względne ω , wówczas równanie bilansu będzie

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{\omega_1^2}{2g} = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{\omega_0^2}{2g} + H_1 - H_{f1}.$$

Etap trzeci od p.1 do p.2. W punkcie 2 mamy względną prędkość ω_2 zatem energje na wyjściu będą $\frac{\omega_2^2}{2g}$ oraz $\frac{p_2}{\gamma}$; ale w czasie przejścia przez przewody woda wraz z łopatkami wirnika wiruje z szybkością unoszenia wirnika ω , a więc musimy uwzględnić jeszcze energję wirowania zatem równanie bilansu dla tego etapu będzie

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{\omega_2^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\omega_1^2}{2g} + H_2 - H_{f2} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g}.$$

Etap czwarty od p.2 do 3. Bierzemy tu znów pod uwagę szybkości bezwzględne, wówczas

$$\frac{p_3}{\gamma} + \frac{C_3^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{C_2^2}{2g} + H_3 - H_{f3}$$

Etap piąty od p.3 do 4. Mamy energję ruchu i wysokości

$$H_a + H_5 + \frac{C_4^2}{2g} = \frac{p_3}{\gamma} + \frac{C_3^2}{2g} + H_4 - H_{f4}.$$

Mamy zatem 5 równań bilansu dla poszczególnych części turbiny. Po zsumowaniu ich stronami otrzymujemy:

$$\frac{C_0^2 - C_2^2}{2g} + \frac{\omega_2^2 - \omega_0^2}{2g} - \frac{U_2^2 - U_1^2}{2g} = (H_0 + H_1 + H_2 + H_3 + H_4 - H_5) -$$

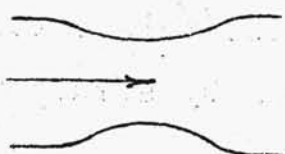
$$- (H_{f0} + H_{f1} + H_{f2} + H_{f3} + H_{f4}) - \frac{C_4^2}{2g} = H - \sum H_f - \frac{C_4^2}{2g}$$

Jest to równanie bilansu turbiny. Z prawej części równania widzimy, iż od całkowitego spadku wody H odejmujemy energję straconą na wszelkiego rodzaju opory wewnątrz turbiny oraz $\frac{C_4^2}{2g}$ to jest tę energję, którą woda unosi ze sobą odpływając z turbiny z szybkością C_4 , gdyż punkt 4 jest ostatnim punktem turbiny. Tyle więc energii pozostało nam do dyspozycji z całkowitego spadku H . Lewa strona równania przedstawia nam znane wyrażenie na pracę reakcji przewodu. Jak w teorii reakcji przewodów tak i w powyższem równaniu widzimy, że krzywizna przewodu nie wchodzi wcale do równania, czyli że praca reakcji nie zależy od rodzaju przewodu. Tak jednak nie jest ze względu na to, iż przy raptownej zmianie kierunku strumienia, mamy

straty powstałe z uderzeń. Ze wspomnianego równania na pracę widzieliśmy, iż mamy w niem 6 zmiennych, co dowodzi, że na uzyskanie tej samej mocy możemy budować nieskończoną ilość turbin zmieniając tylko szybkości. Z drugiej strony ^z Równania tego widzimy, że moc turbiny nie zależy wcale od jej rodzaju, a więc stopień jej wyzyskania zależy tylko od strat wewnętrznych turbiny; kwestja zatem sprawności turbin jest tylko kwestją ich warunków hydraulicznych pracy. Stąd wniosek prosty, że turbiny należy budować tak, by woda odchodziła z turbiny z szybkością jaknajmniejszą oraz by straty wewnętrzne były minimalne.

Rozpatrzmy poszczególne straty. H_{fo} jest to strata w etapie pierwszym, skutkiem przepływu wody przez komorę i łopatki zasilające do punktu ϕ . W ograniczeniu tej straty konstruktor jest zwykle związany warunkami miejscowymi. Przy turbinie otwartej w komorze nieraz trzeba umieszczać belki i t.p. Naogół straty te są niewielkie. Inaczej się sprawa przedstawia, gdy mamy turbinę zamkniętą. Woda tu musi okrążać turbinę przyczem mogą powstawać wiry i uderzenia i tu konstruktor musi uważać by w pudle turbiny było jaknajmniej zaburzeń. Czę-

sto w tym wypadku konstruktor jest związany znacznymi kosztami spiralnego pudła, doprowadzającego wodę do turbiny bez zaburzeń. Również straty mogą powodować ^{nastawne} łopatki kierownicze, o ile nie są racjonalnie skonstruowane. Łatwo tu popełnić błąd konstruując łopatki w ten sposób, że woda jest gdzieś zupełnie niepotrzebnie przyspieszana, a następnie opóźniana, co się zdarza przy przewodach przewężonych, jak na rys. 21. Powodują one

 dodatkowe straty hydrauliczne, gdyż powstają dodatkowe zaburzenia, zwłaszcza przy nagłych zmianach przekroju /uskokach/.

Rys. 21.

Strata H_f między punktami 0 i 1 zachodzi przy wyjściu ^z łopatek kierowniczych, z powodu ich znikania oraz przy wejściu wody na łopatki wirnika. Musimy konstruować w ten sposób, by woda wpadała na łopatki bez uderzenia oraz by grubość łopatki była jaknajmniejszą. Musimy się więc starać by ω_0 miało ten sam kierunek co i ω_1 , a więc ten sam kąt β_1 , w obu punktach. Uderzenie staramy się zmniejszyć przez odpowiednią obróbkę łopatki /rys. 22/. Konstruując zgodnie z powyższym

możemy przyjąć dla uproszczenia, że $\omega_0 = \omega_1$ albo



. $C_0 = C_1$, zachodzące zaś małe różnice są uwzględnione w ogólnym wyrazie H_f .

Strata H_{f2} między punktami 1 i 2 zachodzi w samej łopacie pochodząc

Rys. 22. od kształtu łopatki i od jej chropowatości. Łopatki wirnika winny być tak skonstruowane by nie było przewężenia strumienia wody. Konstruowanie ich nie jest łatwe, gdyż są one zwichrzane i z rysunku trudno przewidzieć, w którym miejscu zajść może zwężenie przekroju. Potrzebna jest tu nie tylko znajomość geometrii wykreślnej, lecz i zdolność widzenia przestrzeni z rysunku. Chropowatość należy również, o ile możliwe, usuwać; daje ona jednak małe straty w porównaniu ze stratami pochodzącymi ze zmiany przekroju.

Strata H_{f3} między p.2 i 3 zachodzi wskutek tego, że w punkcie 2 znikają nagle łopatki wobec czego następują zaburzenia powodujące straty. Zredukować je można do minimum dając możliwie najcieńsze końce łopatek.

Strata H_{f4} w rurze ssącej. Rurę ssącą buduje się jako dyfuzor tak aby straty były minimalne, co można osiągnąć nadając jej odpowiedni kształt.

Wszystkie te straty możemy wyrazić w % dostarczonej nam energji.

$$\Sigma H_f = \Sigma \rho H;$$

w analogiczny sposób możemy wyrazić

$$\frac{C_1^2}{2g} = \tau H;$$

wówczas równanie bilansu możemy przedstawić tak :

$$\frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \frac{\omega_2^2 - \omega_1^2}{2g} - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = H(1 - \Sigma \rho - \tau) = \mathcal{E} H.$$

gdzie \mathcal{E} - sprawność hydrauliczna turbiny.

Patrzając na to równanie z punktu widzenia bilansu możemy powiedzieć, że tylko część energji przyrody dostarczonej nam mianowicie $\mathcal{E} H$ daje się zamienić na pracę mechaniczną.

Wartość współczynnika \mathcal{E} waha się w dość szczupłych granicach. U niektórych nowoczesnych turbin wyliczone $\mathcal{E} = 94 \div 95\%$. Przy obliczaniu turbiny należy sobie ten współczynnik założyć, lecz byłoby błędem brać go tak wysokim, gdyż nie zawsze takie turbiny konstruować można. Naogół doświadczony konstruktor winien się zadowolnić $\mathcal{E} = 86 \div 88\%$ jako maximum. Mniej doświadczony założywszy ogólny skutek użyteczny $\eta = 80\%$ może przyjąć

$$\mathcal{E} = 83 \div 85\%.$$

Równanie bilansu jest podstawą, na której opiera się całe obliczenie turbiny i konstruowanie.

Zazwyczaj dane są pewne H , HP i n , które trzeba połączyć z rozmiarami turbiny. W równaniu bilansu mamy te już zrobione: mamy H z jednej strony równania C i ω z drugiej. Prędkości te możemy połączyć z A i Q , przy czym te ostatnie otrzymamy z HP i H , A zaś pozwala obliczyć średnicę turbiny. W równaniu mamy również prędkość obwodową U , która łączy średnicę D i ilość obrotów n i t.d.

§8 Klasyfikacja turbin wodnych.

Rozpatrując równanie bilansu turbiny widzimy, że z całkowitego spadku H zamieniamy na moc tylko ϵH , którą wyraża nam lewa strona równania, wykazując, że możemy budować rozmaite turbiny na tę samą moc mechaniczną.

Jeżeli $\frac{c_f^2}{2g}$ jest bardzo duże prawie tak wielkie jak ϵH , to pozostałe wyrazy muszą być bardzo małe. To znaczy, że moc otrzymana przez przepuszczenie wody przez wirnik, pochodzi tylko z szybkości, a więc przyspieszeń w łopatkach nie mamy, czyli że nie mamy ciśnienia, z którego pochodzi przyspie-