nostki nic nie odejmiemy i

$$v_1 = \sqrt{\varepsilon g H} \quad \text{- turbiny średniobieżne.}$$

Jeżeli zaś $\beta > 90^{\circ}$, to $tg\beta_1 < 0$, a więc do jednostki coś będziemy musieli dodać, bo znak - został zmieniony na + i wówczas

$$v_1 > \sqrt{\varepsilon g H} \quad \text{- są to turbiny szybkobieżne.}$$

Widzimy więc iż im większy kąt β_1, tym większa szybkość obwodowa turbiny dla tego samego H. Możnaby więc wykreślić sobie zależność

$$v_1 = c\sqrt{\varepsilon g H}$$

i używać wykreślonych linji zamiast obliczeń przy projektowaniu turbin.

§18. Cechy turbin wodnych.

Przypuśćmy teraz, że mamy turbinę już zbudowaną, to wówczas powyższą zależność moglibyśmy wyrazić jako :

$$v_1 = K_v \sqrt{H} \qquad /5/$$

gdyż dla danej turbiny już zbudowanej wartości ε, α_1 i β_1 są stałe i wiadome. K_v nazwalibyśmy współczynnikiem prędkości obwodowej. Posiada on duże znaczenie praktyczne. Zależy on tylko od wielkości kątów i od współczynnika ε , nie zależy zaś od wymiarów, znaczy to, że jeżeli zbudujemy cały szereg turbin różnych zresztą wymiarów ale posiadających te same kąty α_1 i β_1 oraz taki sam dla wszystkich będzie ε , to możemy powiedzieć, że dla całej tej serji turbin wartość K_v jest stała i możnaby całą serję tym współczynnikiem pocechować. Łatwo by było wówczas w każdej chwili wyznaczyć szybkość v_1 , nie opierając się wcale na jej badaniu i stosowaniu wzorów empirycznych.

Z drugiej strony wiadomo, że prędkość obwodowa

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$$

Przyrównywując to równanie do /5/ i przenosząc wszystkie współczynniki na prawą stronę równania otrzymamy

$$\frac{D_1 n}{\sqrt{H}} = \frac{60 K_v}{\pi} .$$

Wprowadźmy oznaczenie

$K_n = \dfrac{60 K_v}{\pi}$ które, rzecz jasna, jest stałe dla całej serji, wówczas

$$\frac{D_1 n}{\sqrt{H}} = K_n .$$

Zastanówmy się co oznacza $\frac{n}{\sqrt{H}}$.

Oznaczając $\frac{n}{\sqrt{H}} = n_1$ otrzymamy

$$D_1 n_1 = K_n \qquad /6/$$

Jeżeli założymy $H = 1 m.$ wówczas $n_1 = n$. A więc n_1 jest, to ilość obrotów turbiny przy spadku H równym 1 metrowi i nazywa się zredukowaną ilością obrotów turbiny, a zatem n_1 jest charakterystyką danego wirnika i gdybyśmy go nacechowali nią, to z łatwością moglibyśmy znaleźć ilość obrotów przy każdym innym spadku mnożąc jedynie n_1 przez $\sqrt{H}$ danego. Wystarczy również znać zredukowaną ilość obrotów jednego wirnika całej serji, gdyż

$$D_1 n_1 = K_n \quad \text{albo} \quad n_1 = \frac{K_n}{D_1}, \qquad /7/$$

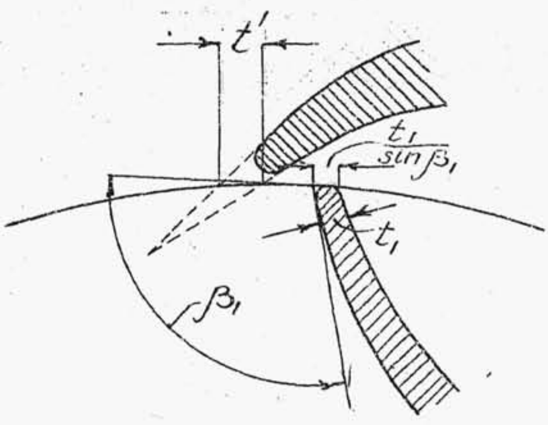
a więc dość będzie, gdy wstawimy we wzór /7/ D_1 w metrach, a otrzymamy dla każdego wirnika n_1. Ze wzoru /7/ widzimy, że n_1 jest odwrotnie proporcjonalne do średnicy D_1.

Przy obliczaniu więc turbiny wystarczy ustalić możliwą wartość dla K_n, a wówczas otrzymamy odrazu D_1 i dalsze wartości; musimy się tylko zdecydować na wybór α_1 i β_1 według wzoru

$$K_n = \frac{60 K_v}{\pi} = \frac{60}{\pi}\sqrt{\varepsilon g}\sqrt{1 - \frac{tg\alpha_1}{tg\beta_1}}.$$

Przechodzimy teraz do mocy turbin względnie do ilości wody Q przepływającej przez turbinę. Ilość wody możemy określić zapomocą średnicy i szybkości. Zapomocą średnicy wyrażamy przekrój - najlepiej przekrój przy wejściu. Gdybyśmy go chcieli brać na łopatkach wirnika, musielibyśmy go mnożyć przez w_1 aby otrzymać Q, zaś w_1 zależy od β_1. A więc lepiej wziąć cylindryczny przekrój i mnożąc go przez promieniową składową prędkości bezwzględnej wody c_1, którą oznaczymy przez c_r, otrzymujemy Q.

Przekrój cylindryczny otrzymamy mnożąc swobodny obwód cylindra, na powierzchni którego znajduje się szukany przekrój przez wysokość. Z rys. 36 widzimy,



Rys. 36

że aby otrzymać swobodny obwód cylindra musimy odjąć od obwodu całkowitego grubości łopatek na obwodzie $\frac{v_1 t_1}{\sin\beta_1}$, oraz vt' gdzie v_1 ilość łopatek wirnika, v ilość łopatek kierowniczych, t_1 grubość łopatki wirnika, t' przekrój przedłużenia łopatki kierowniczej na obwodzie cylindra, gdyż mimo że łopatka się kończy jeszcze przed cylindrem oraz ze względów czysto technicznych jest zaokrąglony jej koniec, jednak na jej przedłużeniu powstają wiry zajmując przestrzeń, przez którą woda nie płynie. W ten sposób ilość wody Q będzie równa

$$Q = (\pi D_1 - \frac{v_1 t_1}{\sin\beta_1} - vt')\, B c_r$$

gdzie B jest wysokością wirnika.

Wartość na Q możemy wyrazić w inny sposób. Zamiast odejmować poszczególne grubości łopatek, wirnika i kierowniczych możemy powiedzieć, że tylko część obwodu πD_1 jest swobodna wprowadzając pewien współczynnik K_1. Grubość strugi wody wpadającej do wirnika wyraźmy również jako część średnicy, wprowadzając drugi współczynnik K_2 zaś prędkość C_r możemy wyrazić w funkcji spadku pisząc zamiast niej $K_3 \sqrt{H}$. Wówczas otrzymamy

$$Q = \pi K_1 D_1 K_2 D_1 K_3 \sqrt{H}.$$

Ustalić wartość współczynnika K_3 możemy powracając do równania bilansu. Na stronicy 64 mieliśmy $v_1 c_1 \cos\alpha_1 = \varepsilon g H$ oraz

$$\frac{c_1}{v_1} = \frac{\sin\beta_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}$$ wówczas

$$v_1 = \frac{c_1 \sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin\beta_1}$$

Wprowadzamy tę wartość do równania bilansu

$$c_1^2 \frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1)\cos\alpha_1}{\sin\beta_1} = \varepsilon g H,$$ a zatem

$$c_1 = \sqrt{\varepsilon g H} \sqrt{\frac{\sin\beta_1}{\sin(\beta_1 - \alpha_1)\cos\alpha_1}};$$

byłaby to prędkość z jaką wpada woda na wirnik, zaś

$c_r = c_1 \sin\alpha_1$; podstawiając w to równanie otrzymaną wartość na c_1 mamy

$$c_r = \sqrt{\varepsilon g H}\sqrt{\frac{tg\alpha_1}{ctg\alpha_1 - ctg\beta_1}}$$

a więc współczynnik K_3 ma wartość taką:

$$K_3 = \sqrt{\varepsilon g}\sqrt{\frac{tg\alpha_1}{ctg\alpha_1 - ctg\beta_1}}$$

i jest zależny od α_1 i β_1 czyli charakterystyczny dla całej serji turbin. Wprowadźmy oznaczenie $\frac{Q}{\sqrt{H}} = Q_1$ wówczas otrzymamy

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = Q_1 = \pi K_1 K_2 K_3 D_1^2.$$

Wszystkie stałe możemy zastąpić jedną stałą K_Q charakterystyczną dla całej serji turbin jeżeli są one budowane jednakowo. Wtedy

$$Q_1 = K_Q D_1^2 \qquad /8/$$

Q_1 ma tu znaczenie analogiczne do n_1. Jest to ilość wody przepływająca na sekundę przez turbinę przy spadku = 1 metra i nazywa się zredukowaną ilością wody. Rzeczywiście zakładając H = 1 otrzymamy $Q = Q_1$.

A więc zredukowany przełyk jest proporcjonalny do kwadratu średnicy. Jest to zresztą zupełnie zrozumiałe, bo turbina przecież jest sumą otworów i zawsze ilość wody przez nie przepływającą możemy wyrazić iloczynem powierzchni przez prędkość ; prędkość można wyrazić zapomocą wysokości, a powierzchnię jakąś miarą linjową wziętą do kwadratu, tutaj więc średnicą turbiny. Ze wzoru /8/ widzimy, że ilość wody rośnie jak średnica do kwadratu.

Mamy więc drugi już wzór, z którego możemy obliczać średnicę turbiny; tutaj z danego Q w zadaniu znając możliwe wartości dla K_Q .

Ponieważ turbina projektowana ma dawać tę ilość obrotów, jaka dana jest w zadaniu i przełykać ilość wody również daną w zadaniu, trzeba więc ze średnic turbin obliczonych ze wzorów /6/ i /8/ wybrać średnicę wspólną, która wypadła tak ze wzoru na K_n jak i na K_Q . Może się jednak zdarzyć, że wielkości obliczone z tych wzorów nie będą się wcale pokrywały ale to będzie zagadnieniem rozpatrywanem dalej.

Tego rodzaju rachunek możemy przeprowadzić odrazu. Przecież mamy zbudować wirnik pewnej, ściśle określonej średnicy dający n i Q żądane w zadaniu. Musi więc być spełniony warunek, że D_1

obliczona z n, ma się równać D_1 obliczonej z Q a więc przyrównywując wartości na D_1 ze wzorów /6/ i /8/ otrzymamy

$$\frac{K_n}{n_1} = \sqrt{\frac{1}{K_Q}}\sqrt{Q_1} \qquad \text{albo}$$

$$K_n\sqrt{K_Q} = n_1\sqrt{Q_1} \qquad /9/$$

Przypuśćmy, że ustalone są wartości liczbowe K_n i K_Q, podstawiając więc je do wzoru /9/ łatwo możemy się przekonać czy turbina żądana jest do wykonania czy też nie.

Zazwyczaj dana nam jest moc, którą ma mieć turbina; możemy ją wyrazić zapomocą ilości wody Q jak następuje

$$HP = \eta\frac{\gamma QH}{75} = \eta\gamma\frac{Q_1 H\sqrt{H}}{75} \qquad \text{albo}$$

$$\frac{HP}{H\sqrt{H}} = \frac{\eta\gamma}{75}Q_1$$

Gdy zastąpimy $\frac{HP}{H\sqrt{H}}$ przez HP_1 i założymy, że H = 1 metr, to $HP = HP_1$, a więc HP_1 jest to moc turbiny przy spadku 1 metra i nazywa się zredukowaną mocą turbiny

$$HP_1 = \frac{\eta\gamma}{75}Q_1$$

Zależność między HP_1 i Q_1, jak widzimy, jest b.prosta.

Wprowadźmy tu wartość na Q_1 , ze wzoru /8/ wowczas

$$HP_1 = \frac{\eta\gamma}{75} K_Q D_1^2$$

Jeżeli wielkości stałe w powyższem równaniu oznaczymy współczynnikiem

$$K_{HP} = \frac{\eta\gamma}{75} K_Q$$

to współczynnik K_{HP} będzie nową charakterystyką całej serji turbin, zatem

$$HP_1 = K_{HP} D_1^2$$

Podstawiając znów wyrażenie na $Q_1 = \frac{HP_1 75}{\eta\gamma}$ do wzoru /9/ otrzymamy

$$K_n \sqrt{K_Q} = n_1 \sqrt{\frac{75}{\eta\gamma} HP_1} \; ;$$

i tu jeśli zastąpimy wielkości stałe innym nowym. współczynnikiem

$$K_t = n_s = K_n \sqrt{K_Q} \sqrt{\frac{\eta\gamma}{75}}$$

to otrzymamy

$$n_1 \sqrt{HP_1} = K_t = n_s \qquad /10/$$

oraz współczynnik $K_t = n_s$ będzie nową charakterystyką całej serji turbin. Oznaczenie tej charakterystyki znane jest w literaturze angielskiej jako K_t , w niemieckiej zaś jako n_s .

Zobaczmy teraz jakie bezpośrednie znaczenie posiadają te współczynniki. Najprzód musimy wiedzieć co oznaczają K_n i K_Q. Wyrażenie na K_n było

$$D_1 n_1 = K_n$$

Jeżeli założymy w nim $D_1 = 1$, to $K_n = n_1$. Znaczy więc, że K_n jest to zredukowana ilość obrotów wirnika zredukowanego do 1 m. średnicy. Drugie wyrażenie gdzie wchodzi K_Q jest

$$Q_1 = K_Q D_1^2$$

I tutaj zakładając $D_1 = 1$ m. otrzymamy $K_Q = Q_1$, a więc K_Q jest to zredukowany przełyk turbiny zredukowanej do 1 m. średnicy. Przy zachowaniu poprzednich oznaczeń, jeżeli we wzorze /10/ wstawimy $HP_1 = 1$, to otrzymamy $n_s = n_1$, a więc n_s jest to zredukowana ilość obrotów turbiny wodnej zredukowanej do takich rozmiarów, że turbina ta przy spadku 1 m. daje moc 1 KM. W Niemczech nazywa się to "spezifische umlaufszahl" po angielsku "type charakteristic".

Znając powyższe możemy już rozwiązywać pewne zagadnienia praktyczne. Naprzykład: firma instalacyjna ma pewien typ turbin wodnych o różnych średnicach; turbina A o średnicy D_A jest zainstalowana w pewnem miejscu i pracuje przy spadku H_A dając moc HP_A i n_A. Pragniemy zainstalować turbinę B tego samego typu przy innym spadku H_B i chcemy otrzymać moc HP_B. Pierwszą więc powstaje kwestja czy mamy pozostawić ten sam typ turbiny i czy mamy zastosować jeden wirnik czy też kilka?

Ostatnie zależy od ilości obrotów i jeśli nie jesteśmy skrępowani ilością obrotów, to średnicę D_B czyli wielkość turbiny wyliczymy ze znanych H_B i HP_B.

Do tego musimy tylko mieć na uwadze kilka zależności, mianowicie

$$Q = Q_1\sqrt{H}\ ;\quad n = n_1\sqrt{H}\ ;\quad HP = HP_1 H\sqrt{H} \quad \text{oraz}$$

$$n_1 D_1 = K_n\ ;\quad Q_1 = K_Q D_1^2\ ;\quad HP_1 = K_{HP} D_1^2.$$

Ponieważ pozostajemy przy tej samej serji turbin co A, to K_n i K_{HP} dla turbiny B pozostają takie same jak i dla A czyli

$$K_n = \frac{n_A}{H_A D_A} \qquad \text{i} \qquad K_{HP} = \frac{HP_A}{H_A\sqrt{H_A}\,D_A^2}$$

Mając zaś HP_B i H_B ze wzoru

$$\frac{HP_B}{H_B\sqrt{H_B}} = K_{HP} D_B^2$$

otrzymamy średnicę D_B, znając zaś D_B ze wzoru

$$K_n D_B = \frac{n_B}{\sqrt{H_B}}$$

łatwo wyliczymy ilość obrotów n_B .

Inaczej musielibyśmy postępować, gdyby była dana nie tylko moc, ale i ilość obrotów turbiny n_B. W tym wypadku należałoby stwierdzić, czy n_s w danym wypadku jest takież, jak w turbinie już istniejącej A . Jeśli więc n_s nie jest takie same, co zazwyczaj bywa, to należałoby wyliczyć D_B z danych n_B , obliczyć dalej HP_B i zobaczyć ile takich turbin należy ustawić.

Wówczas K_n i H_B pozostają i nową średnicę liczymy według wzoru

$$D_B = \frac{K_n}{n_B} \sqrt{H_B}\ ;$$

znając zaś już D_B , wyznaczymy moc jednego wirnika

$$HP_B' = K_{HP} \, D_B^2 \, H_B \sqrt{H_B}$$

i jeśli otrzymana moc jest mniejsza od wymaganej HP_B , to trzebaby obliczyć ilość wirników potrzebnych

$$V = \frac{HP_B}{HP_B'} \ .$$

To samo obliczenie możnaby inaczej wyrazić wzorami, mianowicie napisać wzory, wyrażające stosunek mocy, jaką może dać turbina A do mocy turbiny B , a więc przy różnych wysokościach spadku.

Mająo dwa wirniki jednej serji o danych

$$D_A\,,\ H_A\,,\ HP_A\ i\ n_A$$

$$D_B\,,\ H_B\,,\ HP_B\ i\ n_B$$

stosunek ilości obrotów związany spadkami i średnicami byłby

$$\frac{n_A}{n_B} = \sqrt{\frac{H_A}{H_B}} \cdot \frac{D_B}{D_A}.$$

Mając więc dane dla turbiny A, możemy wyznaczyć dane dla turbiny B, mianowicie:

$$\frac{Q_A}{Q_B} = \frac{D_A^2}{D_B^2} \cdot \frac{\sqrt{H_A}}{\sqrt{H_B}}$$

Odrazu zatem możemy obliczyć ilość wody, podobnie i moc

$$\frac{HP_A}{HP_B} = \frac{D_A^2 . H_A \sqrt{H_A}}{D_B^2 . H_B \sqrt{H_B}}$$

Widzimy więc, że nie potrzebujemy liczyć K_n ani K_Q i t.d. Są te rzeczy najelementarniejsze, które każdy inżynier wiedzieć powinien.

§ 19. Wartości liczbowe cech turbin wodnych.

Aby ustalić podstawy do obliczeń turbin wodnych zupełnie nowych musimy znać wartości liczbowe cech i spółczynników, zapomocą których obliczamy turbiny, nie mając żadnych pierwowzorów.