

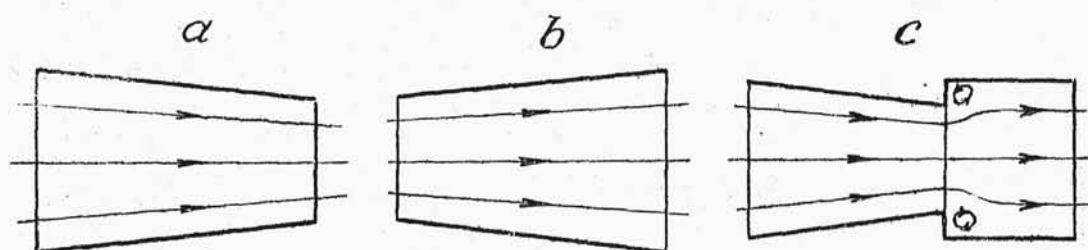
C Z Ę Ś Ć I.

1. P R O F I L E W I R N I K Ó W

Zamiana energii spadku wody H na pracę użyteczną w postaci momentu na obracającym się wale turbiny połączona jest z pewnymi stratami, z których najważniejszą pozycję stanowią straty natury hydraulicznej. Straty te zachodzą w zespole przewodów nieruchomych, a więc zasilających i ssących, oraz wirujących, jakimi są wirniki, wykładnikiem zaś tych strat jest sprawność hydrauliczna turbiny. Na tę sprawność konstruktor ma wpływ decydujący, dobierając bowiem właściwe kształty przewodów, może zmniejszyć straty energii do minimum.

Wiadomo, że z pośród przewodów różnego kształtu /rys.1/, najlepszą sprawność posiadają dysze, przez które woda przepływa z przyspieszeniem. Jeżeli wyodrębnimy myślowo szereg elementarnych strug, które w ruchu mogą podlegać pewnym zaburzeniom, to zjawi-

ko przepływu przez przewody zwężające się możemy porównać z przeciąganiem pęku nici elastycznych; dzięki przyspieszeniu poszczególne strugi wyciągają się i uporządkowują. Zjawisko odwrotne zachodzi w przewodach rozszerzających się, zwłaszcza przy gwałtownej zmianie przekroju. W przewodzie *C* na przykład, po przejściu przez przekrój dławiący, powstają w wodzie zaburzenia i wiry, pochłaniające pewną część energii w niej zawartej.



rys.1.

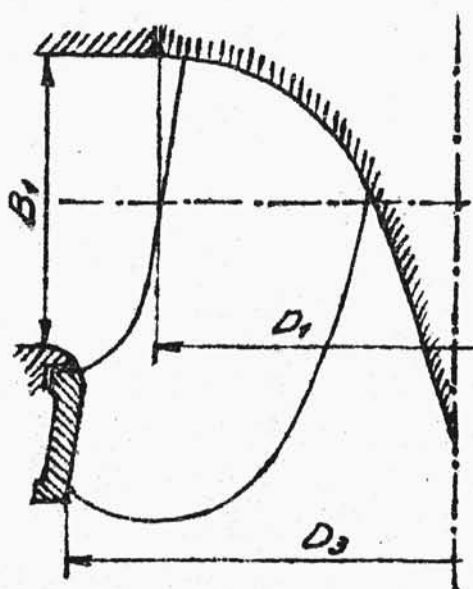
Jak uczy praktyka, straty energii wskutek zaburzeń wywołanych niepotrzebnym przyspieszaniem, a następnie zwalnianiem biegu wody, lub też nagłą zmianą przekroju /rys.1.c/ należą do najpoważniejszych, mogących zachodzić w źle skonstruowanych urządzeniach hydraulicznych. Należy zatem przy projektowaniu turbin przyjąć za zasadę unikanie wszelkich raptownych zmian przekrojów oraz niepotrzeb-

nych zwężeń dławiących wodę przy przepływie.

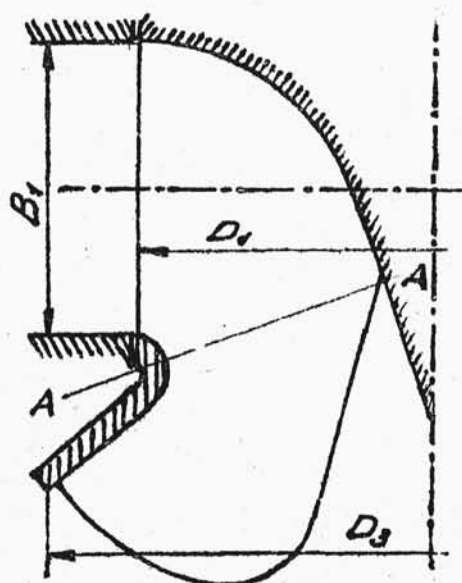
Aby przy niskim spadku H otrzymać dużą moc HP musimy budować turbinę o dużym wydatku wody Q , co wynika bezpośrednio z następującej zależności:

$$HP = \eta \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{75}$$

Zwiększając zaś pojemność turbiny z zachowaniem najlepszych warunków jej pracy oraz kątów, jakie dyktuje nam teoria i praktyka, zauważymy, że wraz ze wzrostem przekroju wlotowego rośnie również stosunek szerokości przekroju wlotowego B , do średnicy wirnika D . Z drugiej strony w celu zmniejszenia straty energii, zawartej w wodzie wypływającej z wirnika, musimy powiększać średnicę rury ssącej D_s . Aby jednak, zwiększając przekroje wlotowy i wylotowy, nie otrzymać przewodu zwężonego w jednym miejscu, należy zwiększać jednocześnie powstałe przekroje wirnika. W ten sposób dojdziemy wreszcie do tego, że przy $D_s > D$, dolny pierścień zostanie znacznie wysunięty poza wieniec łopatek /rys.2/. Konstrukcję wadliwą, stosowaną dawniej, a spotykaną jeszcze w literaturze niemieckiej, uwidacznia rys.3 /dławienie wody w przekroju A-A /.-



rys. 2.



rys. 3.

Jako granicę stosunku $\frac{B_1}{D_1}$ dla turbin Francisa przyjmujemy według umowy liczbę

$$\frac{B_1}{D_1} = 0,65$$

Charakterystyka typu wirnika o tym stosunku, skonstruowanego przez prof. St. Zwierzchowskiego w roku 1912 wynosi /przy najlepszej mocy i prędkości/:

$$n_s = 455$$

Przy dalszym powiększaniu stosunku $\frac{B_1}{D_1}$, z zachowaniem dośrodkowego charakteru turbiny, doszlibyśmy do nieracjonalnych kształtów łopatek /rys. 4/,

obniżających sprawność silnika. Jeżeli jednak z warunków zadania otrzymujemy n_s większą od

ustalonej n_{smax} .

to zmuszeni jes-

teśmy instalować

turbinę o kilku

wirnikach lub

też przechodzimy

bezpośrednio do

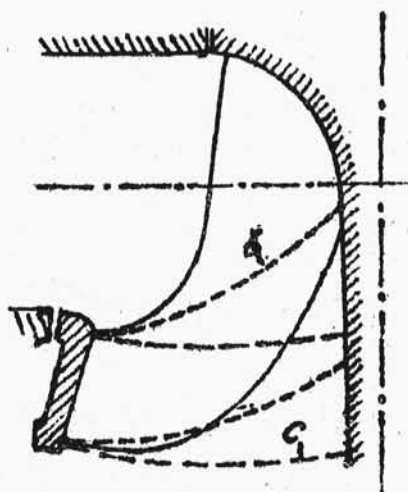
wirników bardziej

osiowych niż pro-

mieniowych /rys.

4-b/ lub też cał-

kowicie osiowych



rys.4.

/rys.4-c/, których n_s sięga nieraz liczby 1000.

Przykłady właściwych profilów wirników turbin Francisa, opracowane i uszeregowane w ich rozwoju ze wzrostem stosunku $\frac{B}{D_1}$ przez prof.St.Zwierzchowskiego podaje Tabl.I.

2. O B L I C Z E N I E W S T Ę P N E .

Pomijając uzasadnienie wzorów, które czytelnik znajdzie w skrypcie wykładów prof.St.Zwierzchowskiego /wygłoszonych na wydziale mechanicznym Po-

litechniki Warsz./, podaje tutaj przebieg obliczenia wstępnego, mającego na celu ustalenie głównych wymiarów wirnika.

Zadanie konstruktora brzmi zazwyczaj w sposób następujący:

Zbudować turbinę o mocy HP i liczbie obrotów na minutę n przy spadku wody H .

Należy przedewszystkiem określić typ turbiny. W tym celu obliczamy:

zredukowaną liczbę obrotów:

$$n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} \quad \text{obr/min., } H=1\text{m.}$$

zredukowaną moc

$$HP_1 = \frac{HP}{H\sqrt{H}} \quad \text{KM/H=1m.}$$

oraz charakterystykę typu:

$$n_s = n_1 \sqrt{HP_1} \quad \text{obr/H=1m } HP=1\text{KM}$$

Często, gdy moc projektowanej stacji jest duża lub gdy spadek jest zbyt mały, charakterystyka n_s osiąga wartość wyższą od granicznej, przyjętej dla turbin Francisa t.j. ~ 460 . W tym przypadku, o ile chcemy budować turbinę dośrodkową, nie zaś osiową, zmuszeni jesteśmy wykonać ją jako dwu- lub wielowirnikową. Liczbę wirników, niezbędną do uzyskania

żądaney mocy HP obliczamy przy pomocy wzoru:

$$\nu = \left[\frac{n_s}{n'_s} \right]^2$$

przyczem n_s jest to charakterystyka warunków pracy całego urządzenia, zaś n'_s stanowi charakterystykę jednego wirnika i posiada wartość dowolną, zawartą w przyjętych przez nas granicach t.j. aż do 460, tem większą, im mniej wirników chcemy instalować.

Wzór powyższy jest wynikiem następującego prostego rachunku. Oznaczmy mianowicie moc jednego wirnika przez HP' ; w takim razie liczba wirników wyniesie:

$$\nu = \frac{HP}{HP'}$$

Ponieważ zaś

$$HP = HP_1 \cdot H \cdot \sqrt{H}$$

$$HP' = HP'_1 \cdot H \cdot \sqrt{H}$$

przeto możemy w dalszym ciągu napisać:

$$\nu = \frac{HP_1 \cdot H \cdot \sqrt{H}}{HP'_1 \cdot H \cdot \sqrt{H}} = \frac{HP_1}{HP'_1}$$

Mnożąc wreszcie licznik i mianownik przez n_s^2 , otrzymamy:

$$\nu = \frac{HP_1 \cdot n_s^2}{HP'_1 \cdot n_s^2} = \left(\frac{n_s \sqrt{HP_1}}{n_s \sqrt{HP'_1}} \right)^2 = \left(\frac{n_s}{n'_s} \right)^2$$

TABLICA CHARAKTERYSTYK.

	<i>W i r n i k i</i>		
	<i>wolnobież. m. pajem.</i>	<i>średnioś. śr. paj.</i>	<i>szybkoś. dużej paj.</i>
n_s	$55 \div 130$	$130 \div 200$	$200 \div 360 \div 460$
$\frac{B_1}{D_1}$	$\frac{1}{30} \div \frac{1}{8}$	$\frac{1}{8} \div \frac{1}{4}$	$\frac{1}{4} \div \frac{1}{2} \div 0,65$
α_1	$18^\circ \div 25^\circ$	$25^\circ \div 30^\circ$	$30^\circ \div 40^\circ \div 45$
β_1	$65^\circ \div 90^\circ$	90°	$90^\circ \div 135^\circ$
K_n	$49 - 55$	55	$55 \div 75$
K_Q	$0,12 \div 0,5$	$0,5 \div 1,2$	$1,2 \div 2,6 \div 3,6$
$\frac{c_3^2}{2gH}$	$3 \div 5 \%$	$5 \div 8 \div 9\%$	$10 \div 15 \div 20\%$

Zależnie od typu turbiny obieramy współczynnik K_n i wyliczamy średnicę wirnika:

$$D_1 = \frac{K_n}{n_1}$$

Prędkość obwodowa będzie zatem równa:

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

Z drugiej strony prędkość ta powinna odpowiadać najlepszym warunkom pracy, czyli \

$$v_1 = \sqrt{\epsilon \cdot g \cdot H} \cdot \sqrt{1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \beta_1}}$$

Z tych dwóch wzorów znajdziemy wartość $\sqrt{1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{tg} \beta_1}}$, poczem, obierając kąt α_1 , obliczymy β_1 . Sprawność hydrauliczną ϵ przyjmujemy dla pewności nieco niższą, niż bywa w rzeczywistości, zazwyczaj równą 0,83 - 0,85.

Szerokość kanału dopływowego B_1 znajdziemy z wydatku Q oraz składowej promieniowej prędkości wody c_r , mianowicie:

ze wzoru

$$HP = \eta \cdot \frac{rQH}{75} \quad \text{przy } \eta = 0,8$$

otrzymamy:

$$Q = \frac{3}{32} \cdot \frac{HP}{H}$$

Składowa promieniowa:

$$c_r = \sqrt{\epsilon \cdot g \cdot H} \cdot \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_1}{\operatorname{ctg} \alpha_1 - \operatorname{ctg} \beta_1}}$$

Swobodny przekrój wlotowy:

$$F = \left(\pi D_1 - \frac{v t}{\sin \beta_1} \right) B_1$$

Ostatecznie:

$$Q = F \cdot c_r = \left(\pi D_1 - \frac{v t}{\sin \beta_1} \right) B_1 \cdot c_r$$

Liczbę łopatek V oraz ich grubość t możemy obrać zależnie od średnicy D_1 , według następujących danych praktycznych:

ϕD_1 m/m	300	500	750	1000	1250	1500	2000
WOLNOBIEŻNE	13	17	21	23	25	27	31
ŚREDNIOBIEŻNE	11	15	17	19	21	23	25
SZYBKOBIEŻNE	9	13	15	15	17	17	19

ϕD_1 m/m	t m/m z blachy.
300 ÷ 500	3 ÷ 5
500 ÷ 750	6 ÷ 7
750 ÷ 1000	8 ÷ 9
powyżej 1000	15

Łopatki wirnika, całkowicie wykonanego z odlewu robi się o 3 - 5 m/m. grubsze. -

Podany wyżej rachunek możemy częściowo zastąpić rozwiązaniem graficznym, korzystając z wykresów występujących w rachunku funkcji kątów α_1 i β_1 /patrz Tabl.II/.

Wymiary D_1 i B_1 nie określają profilu wirnika
nłkowicie. Należy nadto wyliczyć średnicę wirnika
rzy ujściu do rury ssącej D_3 , zakładając pewną
łość energii, zawartej jeszcze w wodzie wypływają-
ej. Energię tę, wyrażoną w procentach całkowitej
nergji spadku H t.j.



$$\frac{c_3^2}{2gH} \cdot 100 \%$$

odaje tablica wartości charakterystycznych. Z wiel-
ości tej energii obliczymy prędkość c_3 , a następ-
ie ze wzoru:

$$\frac{\pi D_3^2}{4} \cdot c_3 = Q$$

średnicę D_3 .-

Te trzy główne wymiary t.j. B_1 , D_1 i D_3 pozwala-
ą na zaprojektowanie przekroju osiowego wirnika
patrz profile/. W przekroju tym wykreślamy profil
opatki, poczem przystępujemy do jej konstrukcyjne-
o opracowania. Należy przytem zwrócić uwagę, że,

ile wyliczone wymiary główne wirnika zachowują
swe wartości nadal, o tyle kąty ustalone w oblicze-
niu wstępnym przy konstrukcji ulegają często zmia-
nie. Ma to miejsce w wirnikach szybkobieżnych, gdzie

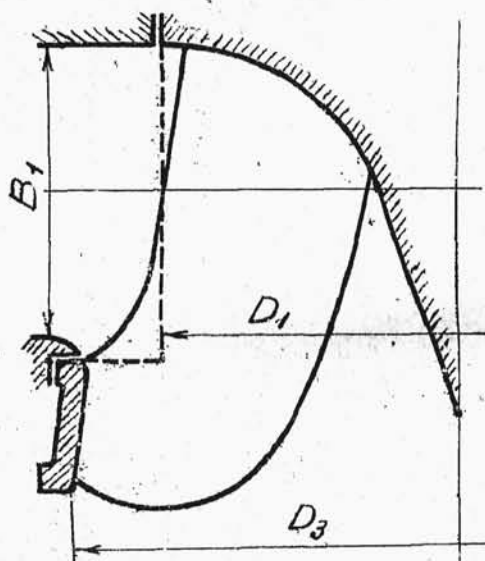


wskutek zakrzywienia krawędzi łopatek, w każdym punkcie mamy inne prędkości, a więc i kąty posiadają wzdłuż krawędzi wartości zmienne od punktu do punktu.

Wogóle obliczenie wstępne dla wirników szybko bieżnych możemy uważać tylko za próbne, gdyż pojęcie średnicy wirnika w tym przypadku jest bardzo rozległe dzięki znacznemu wydłużeniu i zakrzywieniu krawędzi wejściowej. Średnicę wirnika D_1 mierzymy wobec tego zawsze, według umowy,

w płaszczyźnie środkowej koła zasilającego, a całe obliczenie uskuteczniemy właściwie dla wirnika o fikcyjnej krawędzi,

oznaczonej na rysunku 5-ym



rys. 5.

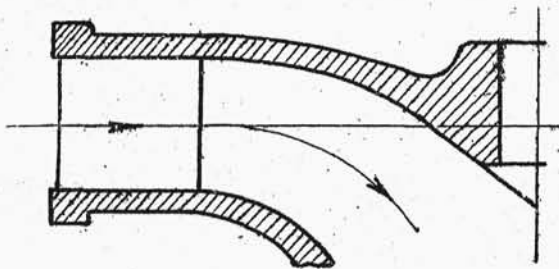
linią punktowaną. Do takiego postępowania upoważnia nas doświadczenie, które wykazało, że turbin w ten sposób obliczane mają jednak wymiary główn

zupełnie racjonalne.

Tylko w wirnikach wolno- i średniobieżnych krawędź wejściowa nie nastręcza trudności z wyznaczeniem jej kątów, zachowując na całej swej długości kąty przyjęte w obliczeniu wstępnym.

3. KRZYWIZNY ŁOPATEK.

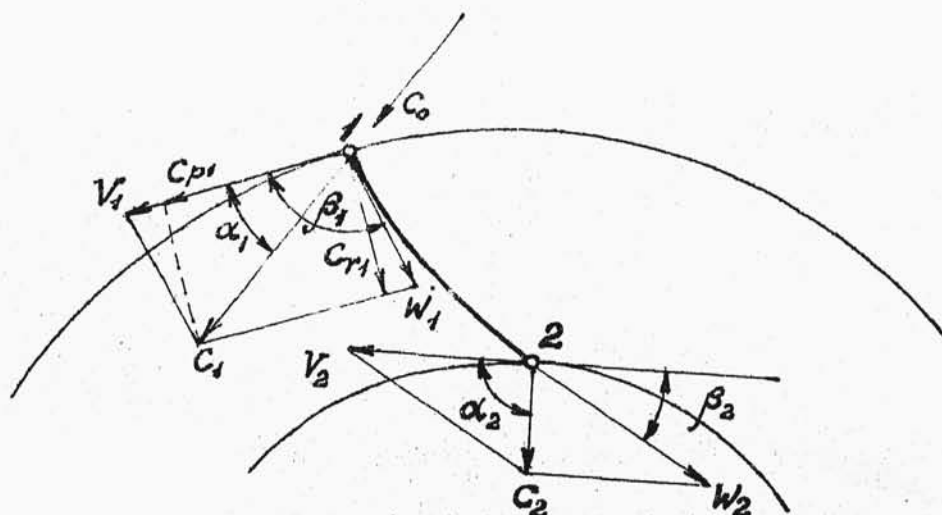
Przypuśćmy dla uproszczenia, że mamy skonstruować wirnik turbiny całkowicie promieniowej /rys.6/



rys.6.

t.j. turbiny, w której części przepływającej wody poruszają się w obrębie łopatek po torach, leżących w płasz-

czyznach prostopadłych do osi. Zachodzi pytanie, jakie kształty powinny posiadać tory względne części wody, a więc jakie należy dać krzywizny samym łopatom wirnika, aby woda była prowadzona w sposób właściwy i z zachowaniem najlepszych warunków pracy t.j. 1/ wejścia bez uderzenia i 2/ wyjścia normalnego /rys.7/. Pierwszy warunek będzie spełniony,



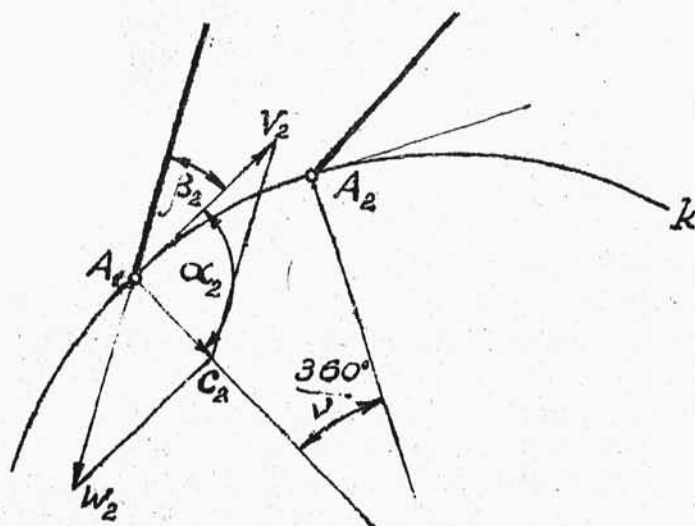
rys. 7.

gdy kierunek prędkości wody wpływającej do wirnika

C_0 będzie zgodny z kierunkiem prędkości bezwzględnej C_1 w wirniku. Zgodność tę w tym przypadku uzyskamy, dając krawędzi wejściowej łopatki kąt β_1 otrzymany z obliczenia wstępnego. Aby zaś wyjście wody z wirnika było normalne, należy tak konstruować łopatki, by prędkość bezwzględna wody C_2 leżała w płaszczyźnie przechodzącej przez oś turbiny. W turbinie promieniowej prędkość C_2 będzie posiadała zatem kierunek promienia.

Przypuśćmy, że krańce łopatek A_1, A_2, A_3, \dots rozmieszczone są na kole „ k ” /rys. 8/. Prędkość obwodo-

wą V_2 znamy, zaś prędkość bezwzględną wody C_2 możemy wyliczyć z wydatku Q oraz przekroju wirnika; możemy zatem zbudować w punkcie A_1 równoległobok prędkości i wyznaczyć kąt β_2 . Jest to



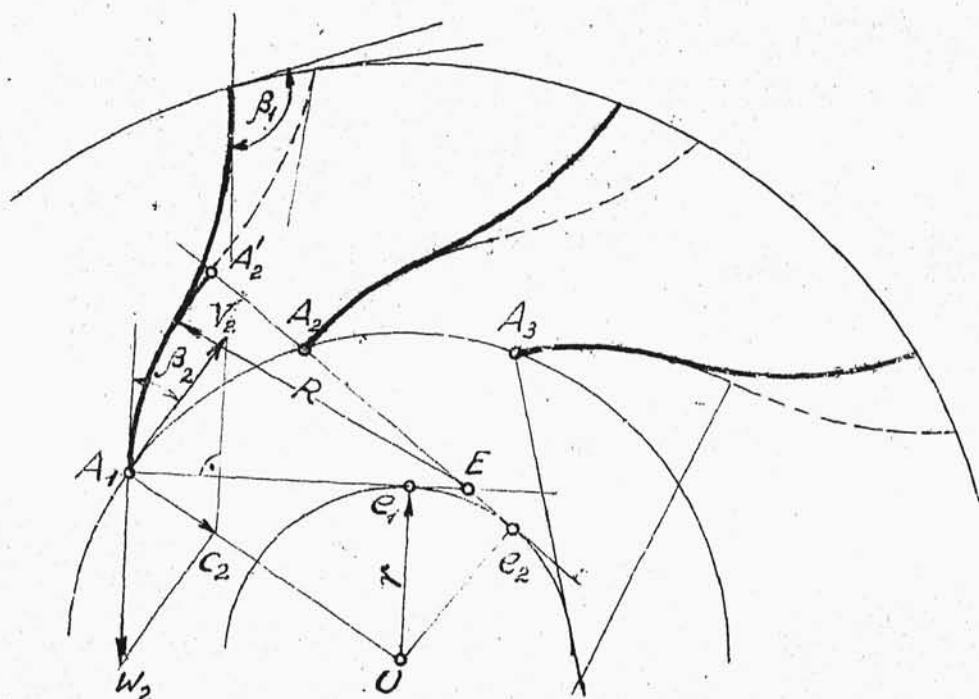
kąt, jaki powinna tworzyć z prędkością obwodową V_2 prędkość względna wody W_2 w punkcie A_1 , innymi słowy, kąt zawarty między styczną do łopatkki, a styczną do koła „ k ”.

rys.8.

Zdawałoby się więc, że dając łopatkę zakończenie proste jak na rys.8-ym, uzyskamy wypływ wody z wirnika w ruchu względnym pod kątem β_2 . Tak jednak nie jest, gdyż, jak to wynika z rysunku, łopatkki tworzyłyby przewody zbieżne i w wodzie po wyjściu z wirnika powstawałyby zaburzenia, pociągające za sobą straty hydrauliczne. Aby więc woda wypływała spokojnie i w każdym punkcie obwodu

„ k ” pod żądanym kątem β_2 , łopatki powinny posiadać krzywizny styczne do kierunku prędkości W_2 oraz równoległe względem siebie. Żądaniu temu czynią zadość ewolwenty, przecinające koło „ k ” pod kątem β_2 .

Kołem rozwijanym takiej ewolwenty będzie koło o promieniu r /rys. 9/ styczne do prostej, poprowadzonej przez punkt A_1 , prostopadłe do kierunku W_2



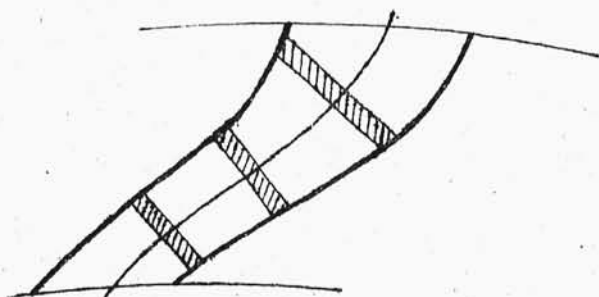
rys. 9.

Ewolwentę kreślimy aż do punktu A'_2 t.j. do chwili, gdy prosta rozwijana przejdzie przez końcowy punkt łopatki sąsiedniej A_2 , zajmując położenie

$A_2'e_2$. Odcinek A_1e_1 prostej jest promieniem krzywizny ewolwenty w punkcie A_1 , podobnie odcinek $A_2'e_2$ w punkcie A_2 . W pobliżu więc tych punktów moglibyśmy ewolwentę zastąpić łukami dwu kół o środkach e_1 i e_2 , zatoczonymi promieniami A_1e_1 oraz $A_2'e_2$. W konstrukcji wirników ewolwentę zastępujemy łukiem koła o promieniu pośrednim R i środku w punkcie E przecięcia obu promieni krzywizny. Jak uczy doświadczenie, łuk $\widehat{A_1A_2'}$ kształtem swym jest bardzo zbliżony do ewolwenty i trzeba by bardzo dokładnie wykreślić rzeczywistą krzywą, aby móc dostrzec istniejącą w założeniu niedokładność.

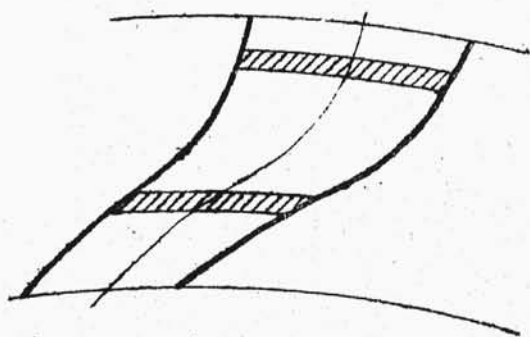
Zachodzi teraz pytanie, jak długo należy wodę prowadzić po ewolwentach.

Dawniej zalecano zachowanie kształtu ewolwentowego łopatkki aż do punktu A_2' t.j. do punktu leżącego naprzeciwko zakończenia łopatkki następnej, a nawet nieco dalej, wychodząc z założenia, że elementarne warstwy wody przy przepływie przez przewód między łopatkami zajmują stałe położenie prostopadłe do strugi środkowej /rys.10/. Takie założenie jednak nie jest słuszne, bowiem cząstki wody zbliżone do łopatkki 2-ej, mając do przebycia drogę równą drodze cząstek, przepływających wzdłuż łopatkki 1-ej przebywałyby ją musiały w czasie krótszym, aniżeli



rys.10.

da przepływa przez wirnik warstwami równoległymi do przekrojów wlotowego i wylotowego /rys.11/ z jedna-



rys.11.

tych krzywizn tylko przy samym wyjściu.

W rzeczywistości woda płynie w sposób pośredni. Jeżeli jednak robimy pewne założenie, to będziemy

te ostatnie, co niema swego uzasadnienia, ponieważ woda wpływa do wirnika wszędzie z jednakową prędkością.

Według innego założenia woda przepływa przez wirnik warstwami równoległymi do przekrojów wlotowego i wylotowego /rys.11/ z jednakową prędkością w całym przekroju. W takim razie nie jest konieczne kształtowanie łopatek podług ewolwent na dużej przestrzeni, lecz zapewnienie im

