

DR. INŻ. WIESŁAW CHRZANOWSKI

PROFESOR POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

---

# TURBINY PAROWE

WYDANIE DRUGIE

ZNACZNIE ROZSZERZONE

WARSZAWA

NAKŁADEM AUTORA

1923

iz. 429



~~6.1109.~~

~~6.109.~~

WSZELKIE PRAWA PRZEDRUKU I TŁUMACZEŃ ZASTRZEŻONE



MP.112

DRUKARNIA TECHNICZNA, SP. AKC., WARSZAWA, CZACKIEGO 3—5

BG02P/499-19

Z turbinami parowymi stykają się obecnie w praktyce zawodowej liczni inżynierowie, nie mogący się jednakże poświęcić szczegółowym studjom w tym dziale silników. Wzgląd powyższy skłonił mnie do przedstawienia w sposób przystępny turbin parowych. Poruszam w pracy tej turbiny de Laval'a i Parsons'a z okresu powstania turbin parowych oraz najważniejsze systemy obecnie używane. W celu uzupełnienia opisu rodzajów turbin dałem także pogląd na regulację i na najważniejsze części konstrukcyjne. Natomiast nie rozpatrywałem najróżniejszych systemów turbin, które są mało rozpowszechnione, jako i tych, które powstały w okresie rozwoju turbin, lecz w krótkim czasie zniknęły z rynku przemysłowego.

*Autor.*

Warszawa, w czerwcu 1919 r.

Treść wydania drugiego niniejszej książki została znacznie rozszerzona przez umieszczenie nowych rozdziałów, dotyczących podstaw teoretycznych turbin parowych, oraz przez uzupełnienie dawnych, stosownie do poczynionych w budowie turbin postępów. Tablic entropijnych  $J-S$  i tabel parowych nie umieszczono w książce, ponieważ Komisja Wydawnicza T-wa Bratniej Pomocy Studentów Politechniki Warszawskiej wydaje je jako oddzielne wydawnictwo.

Za współpracę, w szczególności za przeprowadzenie obliczenia przykładów i wykonanie korekty, składam na tem miejscu najserdeczniejsze podziękowanie pp. inżynierom: *Konstantemu Smoladze, Stanisławowi Borkowskiemu, Marjanowi Żelińskiemu*, asystantom Politechniki Warszawskiej.

*Autor.*

Warszawa, w lutym 1923 r.



# T r e ś ć,

		Str.
I.	<i>Wstęp.</i>	
§ 1.	Powstanie turbin parowych . . . . .	1.
II.	<i>Pojęcia zasadnicze.</i>	
§ 2.	Wytwarzanie pracy przez turbinę parową . . . . .	2.
§ 3.	Jednostopniowa turbina akcyjna . . . . .	2.
§ 4.	Jednostopniowa turbina reakcyjna . . . . .	5.
III.	<i>Najważniejsze rodzaje turbin parowych.</i>	
§ 5.	Turbina de Laval'a . . . . .	7.
§ 6.	Turbina Parsons'a . . . . .	10.
§ 7.	Wielostopniowe osiowe turbiny akcyjne . . . . .	16.
§ 8.	Turbiny akcyjne o stopniowaniu prędkości . . . . .	19.
	a) Turbina Curtis'a . . . . .	19.
	b) Turbina Elektra . . . . .	25.
	c) Turbina fabryki Brandel i Witoszyński . . . . .	26.
§ 9.	Osiowe turbiny kombinowane . . . . .	28.
	a) Koło Curtis'a w połączeniu z wielostopniową turbiną akcyjną . . . . .	28.
	b) Koło Curtis'a w połączeniu z wielostopniową turbiną reakcyjną . . . . .	35.
	c) Kilkostopniowa turbina akcyjna w połączeniu z wielostopniową turbiną reakcyjną . . . . .	42.
§ 10.	Turbiny promieniowe Ljungstroem'a . . . . .	46.
IV.	<i>Obliczanie turbin parowych</i>	
§ 11.	Teoria dyszy . . . . .	48.
§ 12.	Ciepłota całkowita i entropja . . . . .	52.
§ 13.	Tablice entropijne $T - S$ . . . . .	53.
§ 14.	Tablice entropijne $J - S$ (Mollier'a) . . . . .	54.
§ 15.	Obliczanie dysz z uwzględnieniem strat . . . . .	55.
§ 16.	Przepływ pary i praca wykonana w wirnikach . . . . .	59.
§ 17.	Straty w kierownicach . . . . .	62.
§ 18.	Straty wewnętrzne w turbinie . . . . .	63.
§ 19.	Straty zewnętrzne w turbinie . . . . .	65.
§ 20.	Oznaczanie pracy i mocy oraz współczynniki sprawności turbiny . . . . .	66.
§ 21.	Przebieg ciśnień w dyszach i w kierownicach oraz kąty odchylenia . . . . .	67.
§ 22.	Jednostopniowe osiowe turbiny akcyjne . . . . .	75.
§ 23.	Osiowe turbiny akcyjne o stopniowaniu prędkości . . . . .	81.
§ 24.	Moc maksymalna turbin osiowych . . . . .	91.
§ 25.	Wielostopniowe osiowe turbiny akcyjne . . . . .	93.
§ 26.	Turbiny kombinowane . . . . .	100.
§ 27.	Obliczenie turbiny kombinowanej Curtis — Zoelly . . . . .	104.
§ 28.	Obliczenie turbiny Curtis—Parsons . . . . .	106.
V.	<i>Regulacja turbin parowych.</i>	
§ 29.	Rodzaje regulacji . . . . .	109.
§ 30.	Regulacja jakościowa . . . . .	110.
§ 31.	Regulacja ilościowa . . . . .	114.
§ 32.	Regulacja kombinowana . . . . .	115.
§ 33.	Regulacja bezpieczeństwa . . . . .	120.
VI.	<i>Części składowe.</i>	
§ 34.	Dysze . . . . .	121.
§ 35.	Łopatki kierownicze . . . . .	122.
§ 36.	Koła kierownicze . . . . .	125.
§ 37.	Łopatki wirnikowe . . . . .	127.
§ 38.	Koła wirnikowe . . . . .	131.
§ 39.	Bębny . . . . .	136.
§ 40.	Diawnice . . . . .	139.
§ 41.	Obliczanie wałów . . . . .	140.
§ 42.	Oslony i łoża turbinowe . . . . .	142.
VII.	<i>Zastosowanie turbin parowych.</i>	
§ 43.	Turbiny zasilane parą świeżą, pracujące z kondensacją . . . . .	148.
§ 44.	Turbiny zasilane parą wylotową . . . . .	150.
	a) Turbiny zasilane wyłącznie parą o ciśnieniu pary wylotowej . . . . .	151.
	b) Turbiny o dwóch głównych stopniach ciśnienia . . . . .	151.
§ 45.	Turbiny pracujące z oddawaniem pary . . . . .	152.
	a) Turbiny pracujące z przeciwprężnością . . . . .	152.
	b) Turbiny pracujące z pobieraniem pary . . . . .	154.
§ 46.	Turbiny do celów komunikacyjnych . . . . .	157.
	Wykaz literatury . . . . .	159.
	Tablice entropijne $J - S$ oddzielnie wydane przez Bratnią Pomoc St. Politechniki Warszawskiej.	



# I. W s t ę p

## § 1. Powstanie turbin parowych.

Siła prężności pary znana była już w wiekach zamierzchłych, lecz wyzyskanie jej do celów, ludzkości korzyść przynoszących, przypada dopiero na koniec wieku XVIII-go. Zawdzięczamy je Watt'owi, który stworzył tłokową maszynę parową, zamieniającą uzyskany ruch tłoka naprzód i wstecz zapomocą układu korbowego na ruch obrotowy. Tem ciekawszy jest fakt, że pierwotne użycie pary służyło do wytwarzania bezpośredniego ruchu obrotowego. Kapłani staro-egipscy wprowadzali w ruch obrotowy kulę osadzoną na dwóch czopach, zapomocą pary, która dopływała przez jeden z czopów, a uchodziła dwiema zagiętymi rurkami, umieszczonemi na obwodzie kuli. Kilkanaście wieków później, bo w roku 1629, włoski uczony Giovanni de Branca proponował wprowadzenie w ruch obrotowy koła, zaopatrzonego w łopatki, przez puszczenie na jego łopatki pary, wypływającej z rurki; — przyrząd ten miał służyć do uruchomienia różen. Projekt Branci jak i wiele innych podobnych projektów nie doprowadziły do żadnych dodatnich wyników praktycznych, gdyż ówczesna technika budowy maszyn stała na zbyt niskim poziomie, by umiano wykonać podobne przyrządy.

Rozwiązanie problemu turbiny parowej, w której para wytwarza bezpośrednio użyteczny ruch obrotowy, przypada dopiero na koniec wieku XIX. Inżynier szwedzki de Laval zbudował (w r. 1883) turbinę parową o małej i średniej mocy, zaś inżynier angielski Parsons (w r. 1884) turbinę, służącą do wytwarzania wielkiej mocy. Powstanie innych systemów, przeprowadzenie licznych ulepszeń, słowem, rozwój turbin parowych przypada na wiek obecny. W niebywale krótkim okresie czasu turbina parowa o wielkiej mocy zdobyła stanowisko dominujące wśród silników cieplikowych, a to głównie dzięki naukowo wykształconym inżynierom, nowoczesnej organizacji wielkoprzemysłowej i fabrykacji masowej, do której ona doskonale się nadaje.

Po ustaleniu normalnych, w praktyce wypróbowanych typów, dążenie konstruktorów zwróciło się nie tylko w kierunku ulepszania tych turbin pod względem ekonomicznej pracy i uproszczenia budowy, lecz również w kierunku podniesienia wytwarzanej w jednym turbogeneratorze mocy przy równoczesnem podwyższeniu jego liczby obrotów, celem obniżenia kosztów budowy instalacji silnikowej. W tym względzie osiągnięto w latach ostatnich bardzo dodatnie wyniki, lecz w niektórych wypadkach okupiono je dość zawilg budową samej turbiny. Wobec zrozumiałej dążności do budowy maszyn możliwie prostych i niezawodnych, należy przypuszczać, że tylko te turbiny staną się typowemi, które w zupełności zadość uczynią tym warunkom.



## II. Pojęcia zasadnicze

### § 2. Wytwarzanie pracy przez turbinę parową.

Zapomocą pary wodnej o wysokim ciśnieniu, wytwarzanej w kotłach przez spalanie w nich paliwa, uzyskuje się użyteczną pracę mechaniczną w silnikach parowych, jednakże na innej zasadzie w silnikach tłokowych i na innych w turbinach.

W tłokowej maszynie parowej wyzyskujemy energję prężności pary, zamieniając ją na energję mechaniczną; — ciśnienie pary działa na tłok, pcha go naprzód i wstecz i wykonywa pracę mechaniczną.

Turbina parowa wytwarza pracę przez wyzyskanie energji prędkości pary. Ciśnienie pary świeżej zamienia się przez ekspansję w przyrządach, zwanych, zależnie od ich budowy, dyszami lub kierownicami, całkowicie lub częściowo na energję kinetyczną, która wytwarza pracę mechaniczną przez działanie na łopatki, umocowane na obwodzie koła, względnie kół turbiny, wprawiając wał turbinowy w ruch obrotowy. Siłą, która uruchamia turbinę, nie jest więc statyczna prężność pary, lecz ciśnienie, które działa na łopatki turbinowe z powodu prędkości pary, lub z powodu prędkości pary i zmiany jej prędkości.

Zależnie od rodzaju działania pary na łopatki, rozróżniamy:

- 1) turbiny akcyjne (odrzutne),
- 2) turbiny reakcyjne (naporne).

### § 3. Jednostopniowa turbina akcyjna.

Para świeża rozpręża się tutaj w dyszach, znajdujących się przed jednym kołem turbinowym, całkowicie na ciśnienie wylotowe.

Dysze i koło jednostopniowej turbiny de Laval'a uwidocznia rys. 1, a przedstawia schematycznie rys. 2. Dysze są zwykle przytwierdzone do nieruchomej osłony turbiny, koło turbinowe natomiast jest częścią wirującą, skutkiem czego nazywa się je także wirnikiem.

W celu możliwie najdoskonalszej zamiany energji ciśnienia pary na energję kinetyczną, należy wykreślić kształt dyszy na podstawie obliczenia teoretycznego. To ostatnie wykazuje, że dysza musi posiadać najpierw pewne zwężenie o najmniejszym przekroju  $F_m$ , w którym panuje ciśnienie trochę większe niż połowa prężności pary dołotowej, t. zw. ciśnienie krytyczne, a później powoli rozszerzać się na największy przekrój końcowy  $F$ , który również jak  $F_m$  można dokładnie obliczyć na mocy teorii. Przejście z przekroju  $F_m$  na  $F$  wykonywa się na podstawie doświadczeń praktycznych. Stworzenie racjonalnie skonstruowanej dyszy jest zasługą przedewszystkiem de Laval'a.

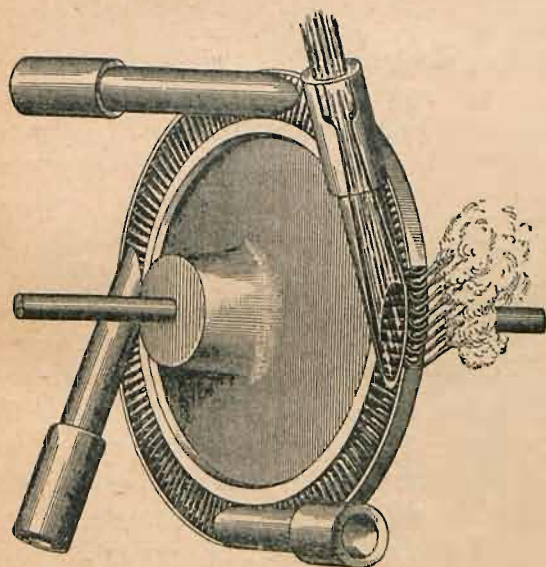
Łopatki, umocowane w tarczy wirnikowej, są wygięte w kierunku biegu koła turbinowego. Z tej przyczyny strumienie pary, wychodzące z dysz, muszą przy przepływie przez kanałki pomiędzy łopatkami zboczyć w kierunku przeciwnym biegowi wirnika. Skutkiem tego cisną one na łopatki, wprawiając koło w ruch obrotowy. Energja kinetyczna, uzyskana przez rozprężanie pary w dyszach, wytwarza więc w kole turbinowym pracę mechaniczną przez nacisk, który powstaje przy zmianie kierunku prądu pary. Po



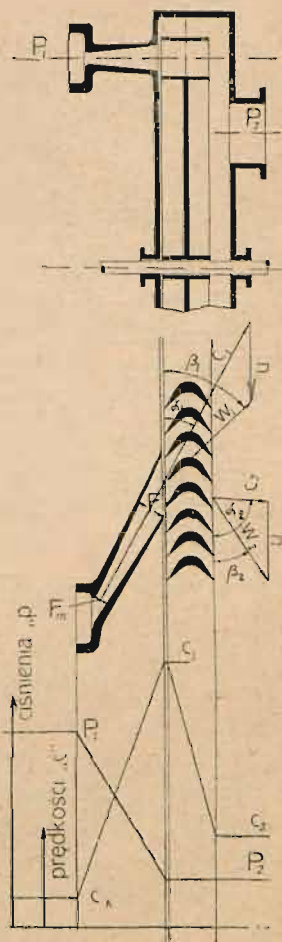
o bydwóch stronach (strona dolotowa i wylotowa) wirnika panuje jednakowe ciśnienie, ponieważ para w turbinach akcyjnych nie rozpręża się w kanałkach pomiędzy łopatkami wirnika.

Niechaj para świeża, przyływająca z kotła do dyszy, posiada ciśnienie  $p_1$  w atmosferach absolutnych i ciepłok całkowity  $i_1$  w ciepłostkach; — prędkość jej  $c_k$  jest stosunkowo tak mała, że można przyjąć  $c_k = 0$  (rys. 2). Przez rozprężanie w dyszy na ciśnienie wylotowe  $p_2$  w atm. abs., przy której niechaj posiada ciepłok całkowity  $i_2$  w ciepł., para uzyskuje bardzo wielką prędkość  $c_1$ .

Wykonywując pracę w łopatkach wirnika, zmniejsza się prędkość pary  $c_1$  na prędkość wylotową  $c_2$ .



Rys. 1.



Rys. 2,

Prędkość  $c_1$  można obliczyć przy pomocy znanego wzoru hydraulicznego:

$$L = \frac{c_1^2}{2g} \text{ kgm} \quad (1),$$

t. j. praca wykonana równa się energii kinetycznej, czyli połowie iloczynu masy, znajdującej się w 1 *kg*, przez prędkość do drugiej potęgi. Przyspieszenie ziemskie  $= g = 9,81 \text{ m/sek.}^2$ .

Mnożąc wzór powyższy przez równoważnik cieplny  $A = \frac{1}{427}$ , otrzymuje się energię kinetyczną w ciepłotkach:

$$AL = \frac{Ac_1^2}{2g} \text{ ciepłostek.} \quad (2).$$

Tę energję kinetyczną, wyrażoną w ciepłostkach, uzyskuje się przez rozprężanie pary o ciśnieniu  $p_1$  na ciśnienie  $p_2$ , czyli przez spadek ciepłika całkowitego  $i_1$ , należącego do  $p_1$ , na ciepłik  $i_2$ , należący do  $p_2$ . Wzór (2) można więc zastąpić wzorem:

$$i_1 - i_2 = \frac{A c_1^2}{2g} \dots \dots \dots (3),$$

$$c_1 = \sqrt{(i_1 - i_2) \frac{2g}{A}} \dots \dots \dots (4).$$

Ponieważ  $\frac{2g}{A}$  = stałej, przeto prędkość uzyskana zależy wyłącznie od spadku ciepłika. Obliczanie spadku  $i_1 - i_2$  przeprowadza się przy pomocy tablic entropijnych  $J - S$  lub  $T - S$  (patrz § 13 i 14).

Przykład. Para sucha o ciśnieniu  $p_1 = 11$  atm. abs. ma rozprężać się w dyszy na ciśnienie  $p_2 = 0,1$  atm. abs.

Z tablic  $J - S$  znajdujemy  $i_1 \cong 664$  ciepł.

Jeśli przyjmiemy, że w dyszy nie zachodzą straty przez tarcie i nie następuje wymiana ciepła pomiędzy parą a ściankami, czyli jeśli przyjmiemy ekspansję adyabatyczną, przy której entropja nie powiększa się, znajdujemy przy pomocy tablicy  $J - S$  przy  $p_2 = 0,1$  atm. abs. ciepłik całkowity  $i_2 \cong 495$  ciepł. Prędkość teoretyczna, z którą para uchodzi z dyszy, wynosi więc:

$$c_1 = \sqrt{169 \cdot 2 \cdot 9,81 \cdot 427} \cong 1189 \text{ m/sek.}$$

Z powodu strat, których w obliczeniu nie uwzględniono, zmniejsza się  $c_1$ , lecz nieznacznie.

Prędkość pary powyżej 1000 m/sek., wytworzona przez całkowite rozprężanie pary w dyszach, znajdujących się przed jednym kołem turbinowym (t. zw. ekspansja jednostopniowa), wskazuje najdobitniej na trudności, które przy budowie turbin parowych należało przezwyciężyć. Praca, wytworzona w kole turbiny zapomocą energii kinetycznej 1 kg pary, równa się bowiem różnicy energii kinetycznej po stronie dopływowej i odpływowej łopatek, jeśli strat, powstałych przez tarcie i t. d., nie uwzględnimy, czyli:

$$L_u = \frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \dots \dots \dots (5)$$

$c_1$  = bezwzględna prędkość pary po stronie dopływowej,

$c_2$  = " " " " " " odpływowej.

Ze wzoru (5) wynika, że praca, uzyskana w kole turbinowym jest tem większa, im mniejsza jest prędkość wylotowa  $c_2$ .

Rozważmy przepływ pary przez koło turbiny na podstawie rys. 2. Jeśli dwa ciała A i B poruszają się w określonych kierunkach z pewnemi prędkościami, to możemy znaleźć prędkość ciała A względem ciała B przez połączenie prędkości ciała A z prędkością ciała B, odłożoną w kierunku przeciwnym do jego biegu. Prędkość względną pewnego ciała znajdujemy więc przez połączenie jego prędkości bezwzględnej z prędkością, odłożoną w kierunku przeciwnym do biegu ciała drugiego, względem którego ma być oznaczona prędkość względna.

Zastosujemy powyższą zasadę do przedstawionych na rys. 2 łopatek turbinowych, które mają biedz w górę z prędkością obwodową  $u$ . Para posiada przy opuszczeniu



dyszy bezwzględną prędkość  $c_1$ , która tworzy z kierunkiem prędkości  $u$  kąt  $\alpha_1$ . — Bezwzględną prędkość  $c_1$  można zatem rozłożyć na dwie składowe. Jeśli jedna z nich pokrywa się z prędkością obwodową wirnika  $u$ , odłożoną w kierunku przeciwnym do jego biegu, to druga składowa przedstawia prędkość względną  $w_1$ . Gdybyśmy usiedli na wirującym wieńcu łopatek, to z powodu ruchu koła wydawałoby się nam, że para dopływa do niego z prędkością  $w_1$ , mniejszą niż  $c_1$ . Z tej przyczyny nazywamy  $w_1$  względną prędkością dolotową, a prędkość obwodową  $u$  musimy odłożyć przeciw biegowi koła. Aby zapobiedz uderzaniu pary o łopatki, musi być początek tej strony łopatki, na którą działa para, równoległy do  $w_1$ . W łopatkach wirnika prędkość  $w_1$  zmniejsza się z powodu tarcia na  $w_2$ , która oznacza względną prędkość wylotową t. j. prędkość wylotową pary względem łopatki wirującej. Ponieważ łopatka biegnie z prędkością obwodową  $u$ , przeto bezwzględna prędkość wylotowa pary z łopatki, oznaczona przez  $c_2$ , musi być mniejsza niż  $w_2$ . Rozkładając  $w_2$  na dwie składowe, przyczem  $u$  jest dodatnie, otrzymujemy  $c_2$ . Im większe jest  $u$ , tem mniejsze jest  $c_2$ , a tem większa jest praca uzyskana.

W turbinie idealnej otrzymalibyśmy przez uniknięcie straty wylotowej i całkowite wyzyskanie energii kinetycznej w wirniku, czyli przy  $c_2 = 0$ , moc największą:

$$L_{max} = \frac{c_1^2}{2g}.$$

Turbinę idealną, w praktyce niewykonalną, przedstawić możemy sobie jako turbinę, pracującą bez strat, powstałych przez tarcie, w której  $w_1 = w_2$ ; — równocześnie kąty  $\alpha$  i  $\beta$  musiałyby być możliwie małe, tak że kierunek prędkości pary równałby się nieomal kierunkowi prędkości obwodowej  $u$ . Ponieważ tutaj  $c_2 = 0$ , otrzymalibyśmy:

$$\begin{aligned} w_2 - u &= 0 \\ w_1 = c_1 - u &= w_2 \end{aligned}$$

$$u = \frac{c_1}{2} \quad \dots \dots \dots (6),$$

czyli że w idealnej jednostopniowej turbinie akcyjnej prędkość obwodowa wirnika  $u$  powinna równać się połowie bezwzględnej prędkości dolotowej pary. W rzeczywistej jednostopniowej turbinie akcyjnej uzyskuje się wyniki najkorzystniejsze, stosując  $u$  równe  $\frac{c_1}{2}$  do  $\frac{c_1}{3}$ .

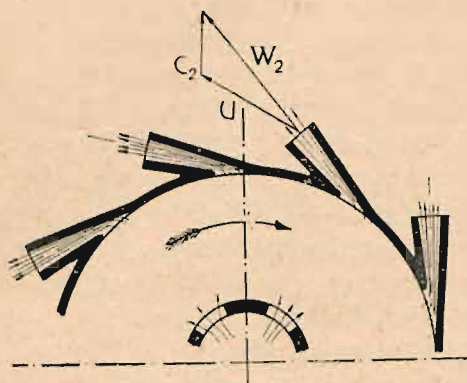
Wzór (6) udowodnia dobitnie, że turbina rozważanego ustroju wymaga stosowania bardzo wielkich prędkości obwodowych.

#### § 4. Jednostopniowa turbina reakcyjna.

Działanie jednostopniowej turbiny całkowicie reakcyjnej można wytłumażyć na podstawie rys. 3. Na obwodzie wirnika znajdują się tutaj dysze, pochylone pod pewnym kątem względem stycznej do obwodu koła. Prędkość obwodową wirnika oznaczamy przez  $u$ . Para świeża niechaj przychodzi wewnątrz wału turbinowego przez bardzo wielkie otwory, skutkiem czego jej prędkość wewnątrz wirnika może być tak mała, że może nie być uwzględniona (analogicznie do prędkości pary  $c_k$  przed dyszami jednostop



niowej turbiny akcyjnej). — Jeśli przyjmiemy dostatecznie wielki przekrój dopływowy do dyszy, prędkość pary względem dyszy może przed wlotem do dyszy równać się w przybliżeniu zeru, czyli  $w_1 = 0$ ; — prędkość bezwzględna pary wynosi wtedy w tem samym miejscu  $u$ .



Rys. 3.

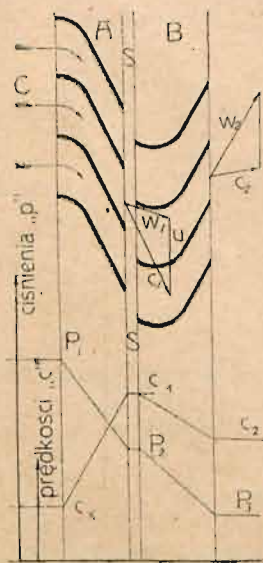
W dyszy para rozpręża się, skutkiem czego względna jej prędkość  $w_1 = 0$  wzrasta na  $w_2$ . Wypływająca z dyszy para działa przez reakcję na koło i wprawia je w ruch obrotowy. Z trójkąta prędkości otrzymujemy bezwzględną prędkość wylotową  $c_2$ . Im mniejsze  $c_2$ , tem większa jest praca uzyskana. Największą moc otrzymalibyśmy w turbinie idealnej, pracującej bez wszelkich strat, w której kąt pochylenia dysz względem obwodu wirnika byłby tak mały, że kierunek prędkości  $w_2$  pokrywałby się nieomal z kierunkiem prędkości  $u$ .

Ponieważ w turbinie tego rodzaju odpada strata wylotowa, czyli  $c_2 = 0$ , przeto prędkość obwodowa wirnika:

$$u = w_2 \quad . . . . . (7),$$

czyli prędkość obwodowa musi równać się prędkości pary.

Względna prędkość wylotowa  $w_2$  w turbinie reakcyjnej odpowiada bezwzględnej prędkości wylotowej  $c_1$  z dyszy turbiny akcyjnej dla tego samego spadku ciśnienia. Porównanie wzoru (7) ze wzorem (6) doprowadza do następującego wyniku:



Rys. 4.

Prędkość obwodowa jednostopniowej turbiny całkowicie reakcyjnej musi być dwa razy większą, niż prędkość jednostopniowej turbiny akcyjnej, jeśli porównujemy typy o wyniku najkorzystniejszym (turbiny idealne).

Jednostopniowa turbina całkowicie reakcyjna wymaga więc stosowania bardzo wielkich prędkości obwodowych, zwłaszcza przy większych spadkach prężności, skutkiem czego nie nadaje się wcale do wykonywania. Korzystniejsze wyniki pod względem konieczności używania wielkich prędkości obwodowych uzyskuje się w turbinach częściowo reakcyjnych.

Jednostopniowa turbina częściowo reakcyjna, uwidoczniiona na rys. 4, składa się z koła kierowniczego A (zwanego kierownicą) i z wirnika B. Para świeża, dopływająca z kotła po stronie C, rozpręża się częściowo w kanałkach pomiędzy łopatkami nieruchomej kierownicy, np. z ciśnienia  $p_1$  na  $p_2$ , uzyskując przez to prędkość  $c_1$ . Zapomocą trójkąta prędkości znajdujemy względną prędkość wlotową  $w_1$  do wirnika. W kanałkach pomiędzy łopatkami wirnika para rozpręża się dalej z ciśnienia  $p_2$  na ciśnienie wylotowe  $p_3$ , czyli zamiana energii cieplnej na energię kinetyczną odbywa się także przy przepływie pary przez wirnik, skutkiem czego zwiększa się jej prędkość względna z  $w_1$  na  $w_2$ . W szczelinie S panuje



ciśnienie  $p_2$ , które jest większe od ciśnienia  $p_3$ . Z tej przyczyny należy, w celu uniknięcia wielkich strat pary, zasilać wieniec łopatkowy wirnika na całym obwodzie.

Cechą charakterystyczną turbin częściowo reakcyjnych jest zamiana energii ciśnienia pary na energię kinetyczną częściowo w łopatkach kierownicy i częściowo przy przepływie przez wieniec wirnika. Para wykonywa skutkiem tego w kole turbinowym pracę mechaniczną częściowo przez akcję t. j. nacisk, powstały przez zmianę kierunku szybkiego prądu pary w łopatkach wirnika, częściowo przez reakcję, powstałą przy wylocie pary z łopatek, z powodu dalszej ekspansji w kanałach pomiędzy łopatkami wirnika. Zwykle nazywamy turbiny częściowo reakcyjne „turbunami reakcyjnymi”, ponieważ budowa turbin całkowicie reakcyjnych jest z przyczyn przedtem podanych niemożliwa.

Turbin częściowo reakcyjnych nie buduje się jednostopniowych, ponieważ wtedy należałoby stosować bardzo wielkie prędkości obwodowe wirnika; np. w turbinach półreakcyjnych około  $1,4 \times$  prędkość obwodową jednostopniowej turbiny akcyjnej.

Oprócz tego zasilanie wirnika na całym obwodzie wymagałoby w jednostopniowej turbinie częściowo reakcyjnej stosowania łopatek nadzwyczaj niskich, których wykonanie byłoby wprost niemożliwe.

### III. Najważniejsze rodzaje turbin parowych

#### § 5. Turbina de Laval'a.

Całość turbiny de Laval'a przedstawiają rys. 5 i 6. Para świeża przychodzi z kotła rurą  $A$  i dostaje się przez wentyl regulacyjny  $D$  do przestrzeni  $E$ . W ścianie, znajdującej się pomiędzy przestrzenią  $E$  a łopatkami wirnika  $C$ , umocowane są dysze w ilości dwóch do czterech, zależnie od wielkości turbiny. Położenie ich względem wirnika  $C$  uwidocznia rys. 1. W dyszach para rozpręża się na przeciwprężność wylotową, z którą, po oddaniu pracy w łopatkach wirującego koła turbiny, uchodzi przez przestrzeń  $R$  otworem  $N$  z osłony turbiny. Z powodu promieniowego układu łopatek względem wirnika, para przepływa przez wieniec łopatkowy równolegle do osi turbiny.

Na podstawie opisu powyższego można turbinę de Laval'a określić jako jednostopniową osiową turbinę akcyjną z zasilaniem na części obwodu wirnika.

Osiągnięcie możliwie korzystnego wyniku wymaga w turbinie powyższego rodzaju zastosowania bardzo wielkiej prędkości obwodowej  $u$  wirnika (patrz wzór 6). Uzyskać ją można przez zastosowanie dużej średnicy  $D$  koła i mniejszej liczby obrotów  $n$  wału turbinowego, lub też wielkiej liczby obrotów  $n$  i mniejszej średnicy  $D$ , gdyż prędkość

$$\text{obwodowa } u = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} \text{ m/sek.}$$

De Laval stosuje wielką liczbę obrotów,  $n = 10000$  do  $30000$  na minutę, natomiast średnicę wirnika możliwie małą, w każdym razie poniżej  $800 \text{ mm}$ . Jako najwyższej dopuszczalną prędkość obwodową koła oznaczyćby można  $u \leq 400 \text{ m/sek}$ . Trudności powstające przy budowie turbiny, biegnącej z tak ogromną liczbą obrotów, opanował de Laval z odwagą godną podziwu.

Bezpośrednie pędzenie maszyn wałem, biegnącym z wyżej wspomnianą ogromną liczbą obrotów, jest niemożliwe, wobec czego wynalazca zastosował przekładnię (rys. 5 i 6) za pomocą kół śrubowato zazębionych  $K$  i  $S$ , których wykonanie