

grzejna zawsze poprzednio przeszła przez silnik parowy, oddając w nim energię mechaniczną.

Dużą rolę odgrywać tu mogą przy wyrównywaniu miejscowych wahań — zasobnice pary lub, w pewnych wypadkach, gorącej wody, gdy dopuszczalne są wahania jej temperatury.

Hasła oszczędności cieplnych odbiły się jednak na zasadach budowy nie tylko urządzeń do wytwarzania energii i ciepła, ale również aparatów i urządzeń grzewczych, służących do celów technologicznych. Widzimy tu w różnych dziedzinach wielki postęp, szczególnie jaskrawy tam, gdzie mając do czynienia z odparowaniem cieczy zużywa się wydzielanych przy warzeniu oparów do ogrzewania cieczy w dalszych stopniach wyparki bądź bezpośrednio, bądź po uprzednim podniesieniu temperatury w sprężarce pary.

Wszystkie te zagadnienia gospodarki cieplnej, mimo zmienionych stosunków na rynku opałowym,

nic dziś nie tracą na swym znaczeniu. Lepsze wyzyskanie opału — to zmniejszenie kosztów wytwarzania, to obniżenie ceny wyrobów, więc szersze ich uprzysiężenie i wzrost popytu, a zatem zwiększenie produkcji. Racjonalna więc gospodarka cieplna, prowadząc przy obniżaniu kosztów wytwarzania na jednostkę do wzrostu zapotrzebowania na opał i energię mechaniczną, jest zabiegiem pod każdym względem zdrowym i pożądanym, a zamierzenia w tej dziedzinie nie zawsze są związane z kosztownymi nakładami, o które dziś tak trudno. W wielu wypadkach osiąga się doskonałe wyniki przy zmianach nie pociągających dużych kosztów, a tylko wymagających trafnej oceny zjawisk energetycznych, odbywających się w danym zakładzie, i konsekwentnego przeprowadzenia² wynikających z niej wniosków.

(d. n.)

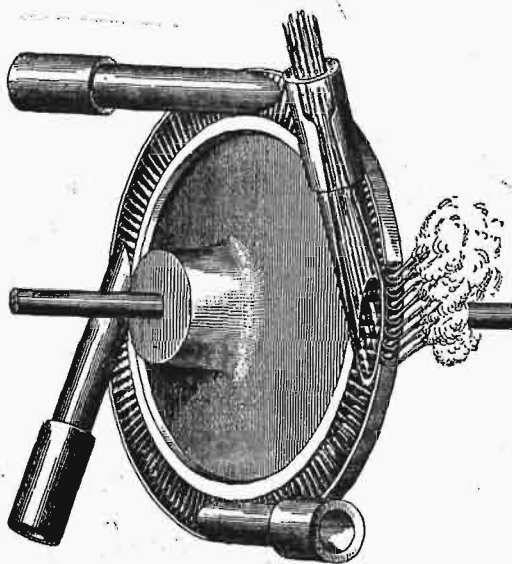
Nowe dążenia w budowie turbin i maszyn parowych.^{*)}

Napisał Prof. Dr. inż. Wiesław Chrzanowski.

Przełomowe postępy w budowie urządzeń maszyn parowych są często powodowane przesileniami gospodarczymi, zmuszającymi inżynierów twórczych do szukania nowych dróg, zapomocą których można przez ulepszenia techniczne osiągnąć dodatnie wyniki ekonomiczne. Jako przykład można przytoczyć powstanie w początku wieku bieżącego nowoczesnej budowy obustronnie działającej maszyny gazowej, umożliwiającej tańszą produkcję żelaza przez racjonalniejsze wyzyskanie gazów wielkopiecowych, w okresie ciężkiego przesilenia w przemyśle żelaznym.

Urzeczywistnienie nowych dążeń w budowie instalacji parowych wywołały w wielkiej mierze skutki wojny europejskiej, które w czasie wojny, a jeszcze więcej w okresie powojennym uwidoczniły się m. in. nie tylko w nadmiernej drożyznie paliw, lecz przede wszystkim i w ogólnym braku ich, w szczególności węgla. Pod wpływem tych czynników rozwój instalacji parowych dokonywał się prawie wyłącznie z punktu widzenia cieplnego, często bez należytego¹ uwzględnienia kosztów budowy instalacji. W celu uzyskania możliwie dobrych wyników cieplnych wprowadzono w parowych instalacjach przemysłowych kotły, pracujące z ciśnieniami 25 do 35 *at*, więc ze znacznie wyższymi od poprzednio używanych. Równocześnie zaczęto bu-

dować kosztowne turbiny parowe o kilku osłonach, nawet przy niższych ciśnieniach admissyjnych, 12 do 18 *atm*, ponieważ zużywają one mniej pary od jednoosłonowych; konstrukcję tłokowych maszyn parowych zmieniono odpowiednio do wysokich ciśnień admissyjnych, starając się równocześnie zmniejszyć koszty ich budowy przez znaczne powiększenie ilości obrotów silnika.



Rys. 1. Turbina de Laval'a.

Chcąc należycie zrozumieć znaczenie nowych dążeń w budowie turbin parowych, trzeba scharakteryzować pierwotne ich typy i rozwój ich budowy, którego wynikiem była jednoosłonowa turbina o mocy krańcowej t. j. bardzo wielkiej, n. p. 25 000 *kW* przy $n = 3000$ obr/min, lub 50 000 *kW* przy $n = 1000$ obr/min.

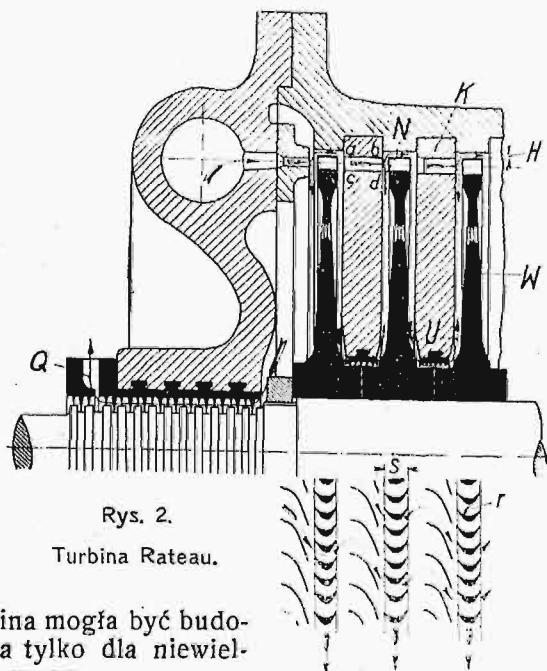
Pierwotną, a zarazem najprostszą formą parowej turbiny akcyjnej jest, jak wiadomo, jedno-stopniowa turbina de Laval'a (rys. 1). Para rozpręża się do ciśnienia wylotowego całkowicie w dyszach, skutkiem czego wpływa z nich z bardzo wielką prędkością, przy dużych spadkach ciśnienia powyżej 1 500 *m*/sek. Skutkiem tej wielkiej prędkości, straty w dyszach, w łopatkach wirnika i z powodu rozpryskiwania pary są

bardzo duże. Również opory wentylacyjne są znaczne, ponieważ wirnik jest zasilany parą tylko na części swego obwodu, wreszcie, pomimo zastosowania wielkiej prędkości obwodowej u , nie można było uzyskać, z powodu bardzo wielkiej prędkości pary c_1 , pożądanego dla dobrej sprawności łopatek stosunku $u : c_1 = 0,5$. Oprócz

^{*)} Referat wygłoszony na II Zjeździe Inżynierów Mechaników w Warszawie, dn. 18 kwietnia 1925 r.

tego strata wylotowa jest duża. Skutkiem powyższych strat, sprawność turbiny de Laval'a była zwykle niska, czyli zużycie pary było bardzo duże.

Turbiny de Laval'a pracowały przy niezbyt wielkiej średnicy wirnika (max. 800 mm) z bardzo wielką ilością obrotów (do 30.000 obr/min), wobec czego konieczne było użycie przekładni zębatej do napędu generatora elektrycznego. Budowa takiej przekładni natrafiała wówczas na nieprzezwyciężone trudności, tak że



Rys. 2.

Turbina Rateau.

turbina mogła być budowana tylko dla niewielkiej mocy.

W wielostopniowych turbinach akcyjnych, których budowę wprowadzili prof. Rateau i dyr. Zoelly, podzielono rozporządzalny spadek ciśnienia, wzgl. ciepłota, na większą ilość stopni, w których para wykonywała kolejno pracę, t. j. umieszczono szereg jednostopniowych turbin akcyjnych obok siebie w jednej osłonie lub też w dwóch (rys. 2). Przez dobór odpowiedniej ilości stopni ciśnienia można było osiągnąć taką ilość obrotów, przy której prądnica mogła być bezpośrednio połączona z wałem turbinowym. Dysze zastąpiono kierownicami K , t. j. przyrządami, służącymi do rozprężania pary, lecz nie posiadającymi najmniejszego przekroju dyszy, ponieważ para wypływająca z kierownicy posiada mniejszą prędkość od krytycznej (w krańcowym wypadku równą). Łopatki kierownicze wykonano z blachy, wstawiając je w tarcze kierownicze lub też zalewając je materiałem tychże tarcz. Z powodu zastosowania niewielkiej ilości obrotów ($n = 750$ obr/min do r. 1903, a w późniejszych latach $n = 3000$ obr/min, lecz przy równoczesnej pracy ze znacznie większą prędkością c_1 pary) należało wykonać dość duże średnice wirników W , aby uzyskać korzystny stosunek $u : c_1$; — wobec tego znaczna liczba wirników była tylko częściowo zasilana parą, tak samo jak u de Laval'a. Budowa powyższego rodzaju powodowała dość poważne straty, mianowicie:

a) w kierowniczych wieńcach łopatkowych z powodu niezbyt korzystnego prowadzenia pary oraz z powodu nieobrobionych powierzchni prowadzących $a-b$, $c-d$;

b) spowodowane niedostateczną szczelnością uszczelnienia międzystopniowego, znajdującego się w płaszczyźnie kierownicy przy U ;

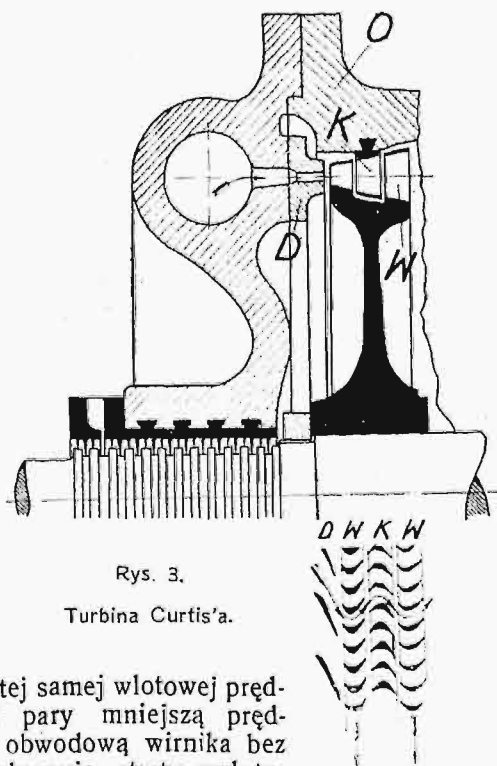
c) spowodowane rozpryskiwaniem i uchodzeniem pary poza wieńcem łopatkowym przy N ;

d) spowodowane niezbyt korzystnym dla przepływu pary kształtem łopatek wirnikowych, które wykonano o zbyt małym promieniu r , więc o małej szerokości s łopatek, aby zmniejszyć długość turbiny;

e) spowodowane dużym oporem wentylacyjnym z powodu częściowego zasilania.

Nieuniknionych strat wylotowych, nieszczelności w dławnicach Q , promieniowania i mechanicznych nie będę bliżej rozważał. Zaznaczam tylko, że niezawodność biegu wielostopniowych turbin akcyjnych jest dość duża i że pierwotnie system ten był przeważnie budowany jako dwuosłonowy, w którym para pracowała z prędkością względną poniżej 150 m/sec.

Turbiny akcyjne ze stopniowaniem prędkości, reprezentowane przede wszystkim przez turbinę Curtis'a, posiadają tę cechę charakterystyczną, że para, rozprężona w dyszach D (rys. 3), wykonywa przy tym samym ciśnieniu pracę w kilku (najmniej dwóch) po sobie następujących wieńcach wirnikowych W , pomiędzy którymi znajdują się wieńce kierownicze K , służące wyłącznie do zmiany kierunku strumienia pary. Skutkiem tego można w tym systemie turbiny uzyskać



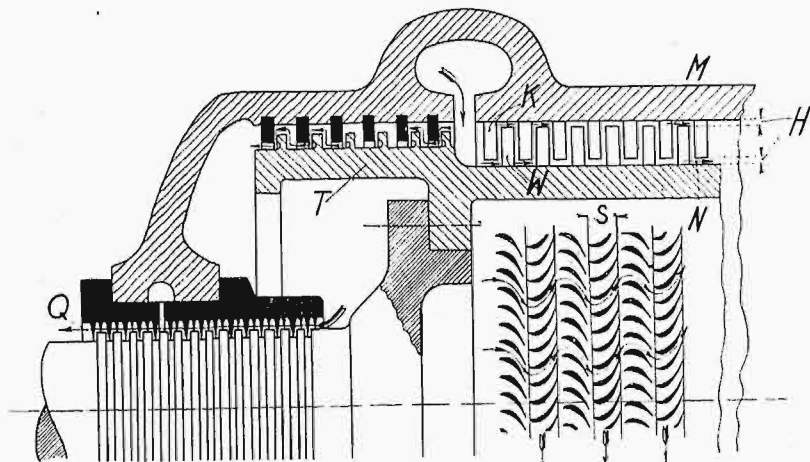
Rys. 3.

Turbina Curtis'a.

przy tej samej wlotowej prędkości pary mniejszą prędkość obwodową wirnika bez powiększania straty wylotowej, czyli można stosować większe wlotowe prędkości pary przy tych samych prędkościach obwodowych, t. j. jeden stopień ciśnienia turbiny może opanować większy spadek ciepłota. Dzięki temu można w turbinie Curtis'a o jednym lub kilku stopniach ciśnienia uzyskać z jednej strony lepszą sprawność przy mniejszej ilości obrotów niż w turbinie de Laval'a, a z drugiej strony nawet w jednym jej stopniu ciśnienia rozprężyć parę z wysokiego do niskiego ciśnienia, usuwając przez to osłone turbiny O z pod działania wysokich ciśnień i temperatur pary oraz zmniejszając równocześnie bardzo znacznie długość i koszty budowy turbiny. Z powodu strat, wywołanych bardzo dużą prędkością pary w dyszach i w pierwszym wieńcu wirnikowym oraz strat przy przepływie przez kierownicze łopatki, jak i łopatki dalszych

wieńców wirnikowych, wytwarzających niewielki procent pracy, jest sprawność turbiny Curtis'a znacznie mniejsza od sprawności kilkostopniowej turbiny akcyjnej, przerabiającej ten sam spadek ciepłaka.

Twórca wielostopniowej turbiny reakcyjnej Parsons podzielił całkowity spadek ciśnienia z prężności dolotowej do prężności wylotowej na bardzo dużą ilość stopni, skutkiem czego turbina mogła być łatwiej dostosowana do wszelkich wymagań, tak pod względem mocy, jak i ilości obrotów. Rozprężanie pary odbywa się tutaj, jak wiadomo, (rys. 4) stopniowo, tak



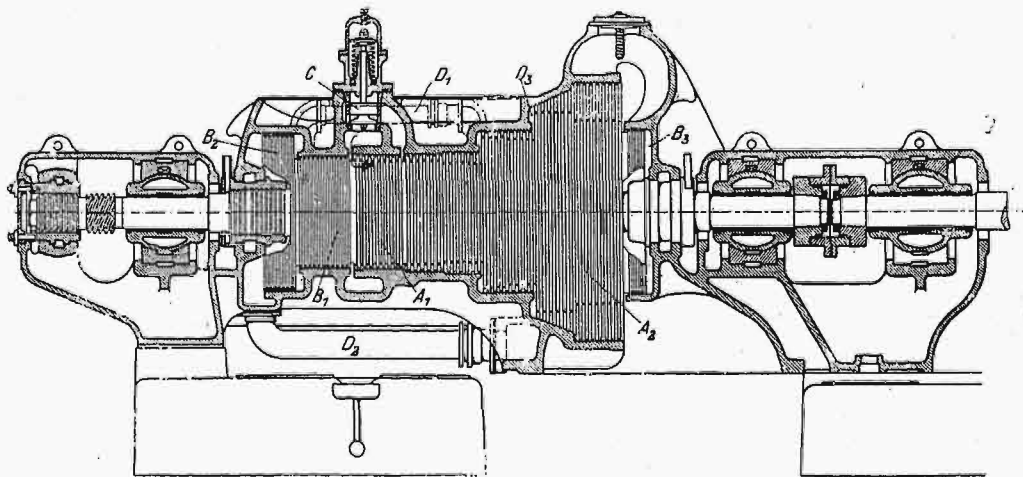
Rys. 4. Turbina Parsons'a.

w wieńcach kierownic *K*, jak i wirników *W*, przyczem na początku wieku bieżącego poszczególne wieńce opnowywały niewielki spadek ciepłaka. Skutkiem tego para posiadała niewielką prędkość, a turbina bardzo wielką długość, którą dzielono czasami na dwie osłony. Prędkość wylotową z wirnika wyzyskuje się w następnej kierownicy. Z powodu rozprężania się pary także w wieńcach wirników, turbina musi posiadać tłoki odciążające *T*, wyrównowążące nacisk, spowodowany reakcyjnością turbiny, oraz wszystkie wirniki muszą być zasilane na całym obwodzie. W porównaniu z wielostopniową turbiną akcyjną, turbina Parsons'a posiada mniejsze straty hydrauliczne przy przepływie pary przez obrobione kanałki łopatek kierowniczych i wirnikowych, ponieważ para płynie z małą prędkością i kształt kanałków jest korzystny. Również niewielkie są straty wentylacyjne, z powodu zasilania wirników na całym obwodzie i umieszczenia łopatek na bębnie, odznaczającym się pozątem dużą sztywnością. Natomiast poważne straty zachodzą skutkiem uchodzenia pary poza łopatkami wirnikowymi przy *M*, wzgl. kierowniczymi przy *N*, oraz przez tłoki odciążające *T*. Nadmiernemu uchodzeniu pary bez wykonywania pracy w wirnikach zapobiegało się dawniej jedynie przez stosowanie małych szczelin *H* pomiędzy łopatkami wirnika i osłoną. Zbyt małe

szczeliny w części wysokoprężnej były nieraz w dawnych turbinach Parsons'a przyczyną wyłamywania się wielkiej ilości łopatek, ponieważ niewłaściwie zbudowana osłona łatwo ulegała odkształceniu przy wysokiej temperaturze pary. (Rys. 5). Dzięki jednak przytoczonym wyżej zaletom, osiągnięto w dwuosłonowych turbinach Parsons'a, budowanych w latach 1902 do 1907, przy pełnym obciążeniu silnika bardzo korzystne wyniki pod względem zużycia pary, lecz koszty ich budowy były duże.

Pomimo już wtedy znanej zalety lepszego wyzyskania pary w turbinach pracujących z małymi prędkościami pary, rozwój budowy turbin parowych od r. 1908 do 1923 poszedł w innym kierunku, mianowicie dążono do stworzenia silnika możliwie taniego, posiadającego względnie (więc przy porównywaniu różnych typów) dobrą sprawność. Przyczyny były następujące: niezbyt wysokie koszty węgla i znaczne straty paliwa, spowodowane zbyt małym zwracaniem uwagi na prowadzenie kotłowni, skutkiem czego rachunek rentowności wykazywał pewne korzyści turbin tańszych, choć posiadających gorszą sprawność termodynamiczną; — oprócz tego inżynierowie ruchu woleli mieć silnik, posiadający możliwie małą ilość części wymagających kontroli i konserwacji, więc łożysk, dławnic, przewodów rurowych, wirników i łopatek.

Pod wpływem tych wytycznych, rozwój turbin parowych dokonywał się w kierunku stosowania coraz większych prędkości pary i budowy coraz krótszych turbin, więc posiadających coraz mniejszą ilość wirników, a doprowadził do stworzenia turbin jednoosłonowych o mocy krańcowej t. j. bardzo wiel-



Rys. 5. Turbina Parsons'a o osłonie dawniejszej konstrukcji, ulegającej niejednostajnym odkształceniom przy wysokiej temperaturze.

kiej. Z biegiem czasu osiągnięto w tych silnikach, oprócz małych kosztów budowy, znaczne ulepszenie sprawności przez poprawienie konstrukcji poszczególnych części. Ze względu na małe koszty budowy, dobre wyzyskanie materiału, dużą niezawodność biegu oraz małe zapotrzebowanie miejsca, turbina o krańcowej mocy, posiadająca małą ilość wirników, jest wspaniałym dziełem inżynierskim.

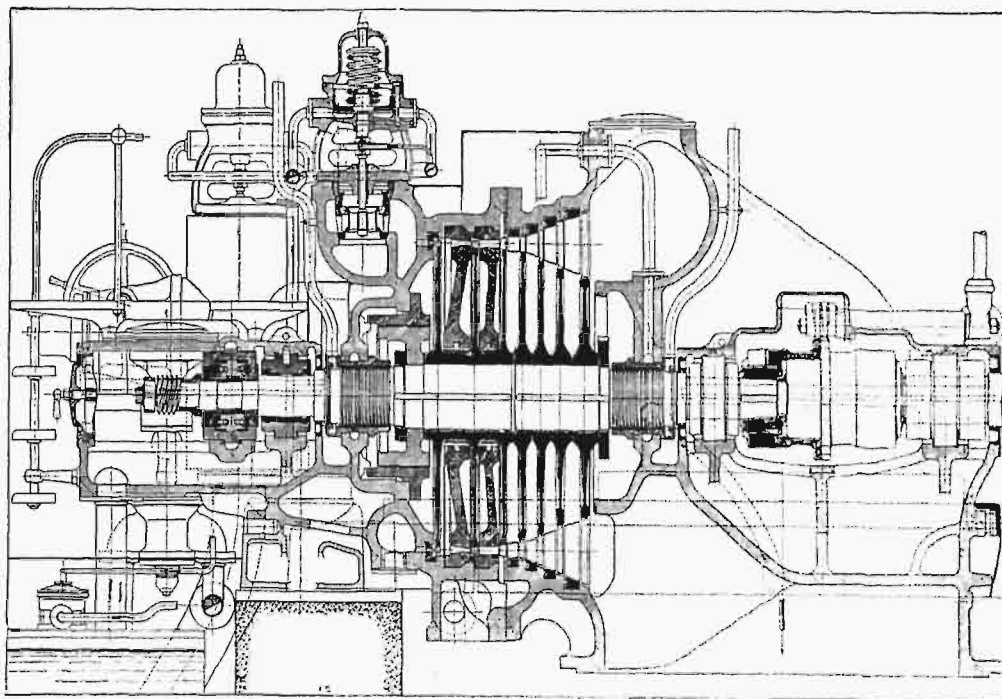
Pod względem kosztów budowy, wystarczy porównać wagę turbogeneratorów, budowanych w różnych okresach, mianowicie: waga ta wynosiła: w r. 1903 dla

mocy 5 000 kW przy $n=750$ obr/min (turbina Parsons'a) około 160 t, w r. 1915 dla mocy 6 000 kW przy $n=3000$ obr/min (turbina akcyjno-reakcyjna) około 61 t, — w r. 1919 dla mocy 12 000 kW przy $n=3000$ obr/min (turbina akcyjno-reakcyjna) około 100 t. Turbiny o krańcowej mocy wykonywa się jako turbiny wielostopniowe akcyjne, lub kombinowane; w ostatnim systemie tworzy część wysokoprężną jedno koło Curtis'a lub kilka kół akcyjnych, a część niskoprężną kilka kół akcyjnych lub reakcyjnych lub też bęben, przez którego łopatki para płynie w kierunku przeciwnym, co przy wielkiej mocy ze względu na wytrzymałość bębna i na otrzymanie dostatecznie dużych wolnych przekrojów przepływowych w części niskoprężnej byłoby konieczne. Jako przykład turbiny o krańcowej mocy, może posłużyć (rys. 6), przedstawiający turbinę, składającą się z kilku kół akcyjnych i kilku reakcyjnych.

Względ na wytrzymałość bębna i na wolne przekroje przepływowe zmusił też fabryki, które w swych turbinach reakcyjnych o bardzo wielkiej mocy (np. fabryka Parsons'a w Anglii i Westinghouse'a w Ameryce) nie chciały odstąpić od stosowania bębna, dzięki któremu części wirujące turbiny posiadają dużą sztywność, do podzielenia całej turbiny na kilka osłon i równoczesnego używania przepływu pary o przeciwnych kierunkach w częściach niskoprężnych, co wymaga dwóch rur dla wylotu pary z każdej osłony. Jako przykład tak wykonanej turbiny wielostopniowej może posłużyć zbudowana w r. 1918 przez fabrykę Westinghouse'a dla miasta New-York turbina o maksymalnej mocy 70 000 kW przy $n=1500$ obr/min i ciśnieniu dolotowym 15 at nadc. i 300°C . Silnik ten składa się z trzech części, umieszczonych w osobnych osłonach, z osobnymi prądnicami, a posiada dwie równoległe części niskoprężne. Wytwórnice, budujące tego rodzaju typy, zaznaczały, że uzyskuje się w nich przy wielkiej mocy około 10% do 15% oszczędności pary w stosunku do średniej mocy silnika, co w początku okresu powojennego odgrywało pewną rolę.

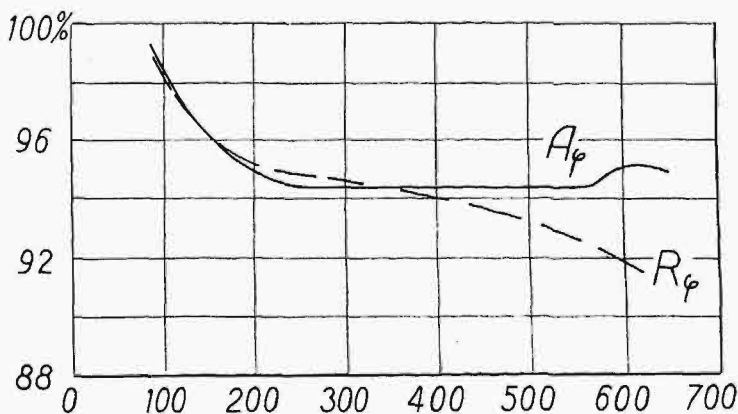
Dopiero dotkliwy brak węgla w okresie powojennym zmusił konstruktorów do szczegółowej rewizji dotychczasowego rozwoju turbin parowych. Pod wpływem tych dążeń, Związek angielskich inżynierów-mechaników przeprowadził badania strat w dyszach i w kierownicach, których wyniki po kilkoletniej pracy ogłoszono w marcu r. 1923, a które przedstawione są na rys. 7. Krzywa A_{φ} dotyczy tu turbin akcyjnych, zaś krzy-

wa R_{φ} — reakcyjnych. Widzimy, że straty w systemie akcyjnym są najmniejsze, czyli współczynniki strat φ są największe przy małej prędkości pary, — w obrębie prędkości pary 300 do 550 m/sec φ zmniejsza się, a dopiero przy 600 do 650 m/sec zwiększa się znów znacznie, lecz nie osiąga tych korzystnych rezultatów, jak przy małych prędkościach; — natomiast w systemie reakcyjnym straty zmniejszają się przy zmniejszającej się prędkości pary.



Rys. 6. Jednoosłonowa turbina akcyjno-reakcyjna.

Niezależnie od tych badań, wystąpiły na kontynencie europejskim dążenia do ponownego zbadania strat, zachodzących w turbinie parowej, oraz do jasnego sformułowania zasad, według których należy ją budować, jeśli ma zużywać możliwie najmniej pary do wytworzenia



Rys. 7. Straty w dyszach i kierownicach, w zależności od prędkości przepływu pary. (wedł. badań ang. Inst. of Mech. Eng.).

jednostki mocy. W tym kierunku największe zasługi posiada Pierwsza Berneńska Fabryka, w szczególności jej dyrektor inż. Loesel, który zwrócił szczególną uwagę na poprawienie niezbyt korzystnego współczynnika termodynamicznej sprawności turbiny w części wysokoprężnej. Nie zamierzam bynajmniej wdawać się w rozważania, czy

zasady, głoszone przez inż. Loesel'a były dawniej, przed 15 czy 20-tu laty, stosowane z równie dobrem powodzeniem przez fabryki budujące dwuosłonowe turbiny systemu Parsons'a lub Rateau i czy zasady te mogą być opatentowane w państwach, które posiadają badanie istoty wynalazku przed udzieleniem patentu, — jednym słowem, nie chcę wdawać się w spór, toczący się pomiędzy koncernem Fabryki Berneńskiej a przeciwnym koncernem, na którego czele stoją Brown-Boveri, Škoda, Thyssen i Bergmann. W imię bezstronności należy jednakże zaznaczyć, że choćby budowa turbiny Fabryki Berneńskiej oznaczała tylko powrót do rzeczy już dawniej wykonywanych, fabryka ta posiada wielką zasługę jasnego sformułowania, wprowadzenia w czyn i umiejętnego zareklamowania zasad, według których należy budować turbiny parowe, jeśli mają zużywać mniej pary od poprzednio wykonywanych. Nie przesadza to oczywiście, czy budowa tego rodzaju jest pod względem rentowności we wszystkich wypadkach racjonalna.

Pomijając różne kwestje sporne, można zasady, dążące do poprawienia sprawności turbiny parowej, streścić w następujących słowach:

1) Celem zmniejszenia strat przy przepływie pary przez wieńce łopatkowe kierownic i wirników, należy stosować znacznie mniejsze prędkości pary, zwłaszcza w obrębie wysokich ciśnień, przy których objętość właściwa pary jest mała, oraz nie zmieniać wcale lub też zmieniać bardzo nieznacznie średnie średnice wieńców łopatkowych.

2) Również w celu zmniejszenia strat hydraulicznych należy nadać łopatkom, w szczególności kierowniczym, odpowiednie kształty i wykonywać je racjonalnie.

3) Należy zmniejszyć w akcyjnej części turbiny parowej straty, spowodowane oporem wentylacyjnym.

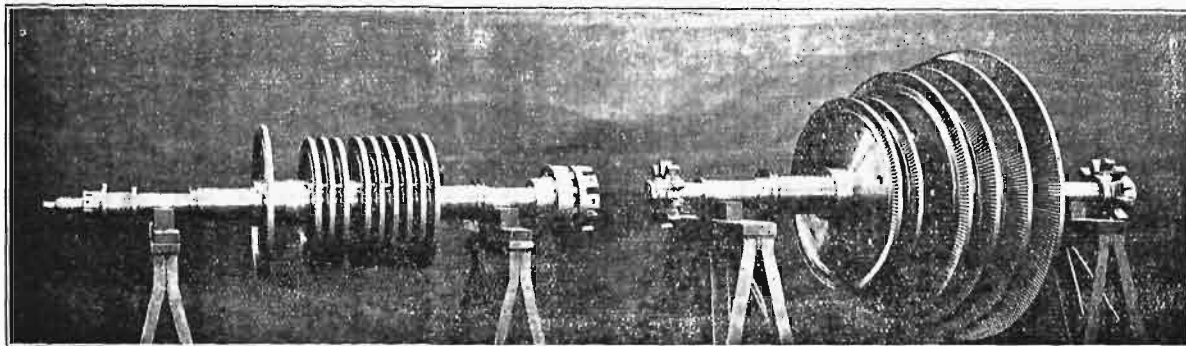
A. E. G. w Berlinie, M. A. N. w Norymberdze, Krupp w Kilonji, Stork w Holandji, do wzięcia licencji na budowę turbiny nowego typu Pierwszej Berneńskiej Fabryki.

Inne znane fabryki, jak Parsons, Brown-Boveri, Škoda i Bergmann, z których dwie ostatnie zwiedzałem w ostatnim czasie, starają się również zasady poprzednio streszczone częściowo lub całkowicie urzeczywistnić w swych konstrukcjach. Badając szczegółowo konstrukcje tych wytwórni, które podążają za postępem techniki, dochodzi się do przekonania, że kilkoosłonowe ich turbiny będą w ruchu normalnym pod względem zużycia pary zupełnie równorzędne z turbinami systemu Berneńskiego.

Należy teraz rozważyć szczegółowo zmiany, dzięki którym można w turbinach parowych uzyskać znacznie mniejsze zużycie pary.

1) Stosowanie małych prędkości pary.

Małe prędkości pary, stosowane dawniej w turbinach Parsons'a i Rateau, powodują bezwątpienia mniejsze straty przy przepływie pary przez wieńce łopatkowe, jak to poświadczają także przedtem wspomniane doświadczenia inżynierów angielskich. Ponieważ małe prędkości pary otrzymuje się przez mały spadek ciśnienia (ciepłika) w poszczególnym stopniu ciśnienia, przeto turbiny, w których para pracuje z bardzo małą prędkością, muszą posiadać bardzo wielką ilość stopni ciśnienia. Budowa ich jest tak długa, że trzeba umieszczać wirniki przy średnich ciśnieniach (12 do 20 at) w dwóch osłonach, a przy wyższych ciśnieniach w trzech osłonach, a nawet i czterech, co wymaga ułożenia wałów turbinowych w odpowiednio zwiększonej liczbie łożysk. Przy średnich ciśnieniach fabryki stosują w tych typach względne prędkości pary poniżej 150 m/sek, a przy wysokich ciśnieniach poniżej 100 m/sek. Równocześnie wykazały badania, że celem zmniejszenia



Rys. 8. Wirniki wysokoprężne i niskoprężne 2-osłonowej turbiny fabr. Škody w Pilźnie.

4) Należy zmniejszyć straty, wywołane uchodzeniem pary, wypływającej z wieńców kierowniczych, poza łopatkami wirnikowymi bez wykonywania pracy.

5) Należy zmniejszyć straty, spowodowane nieuszczelniościami w uszczelnieniach międzystopniowych, w dławnicach i w tłokach odciążających.

6) Turbina winna czynić zadość wymaganiom niezawodności, nawet przy pracy z bardzo wysokimi ciśnieniami i temperaturami.

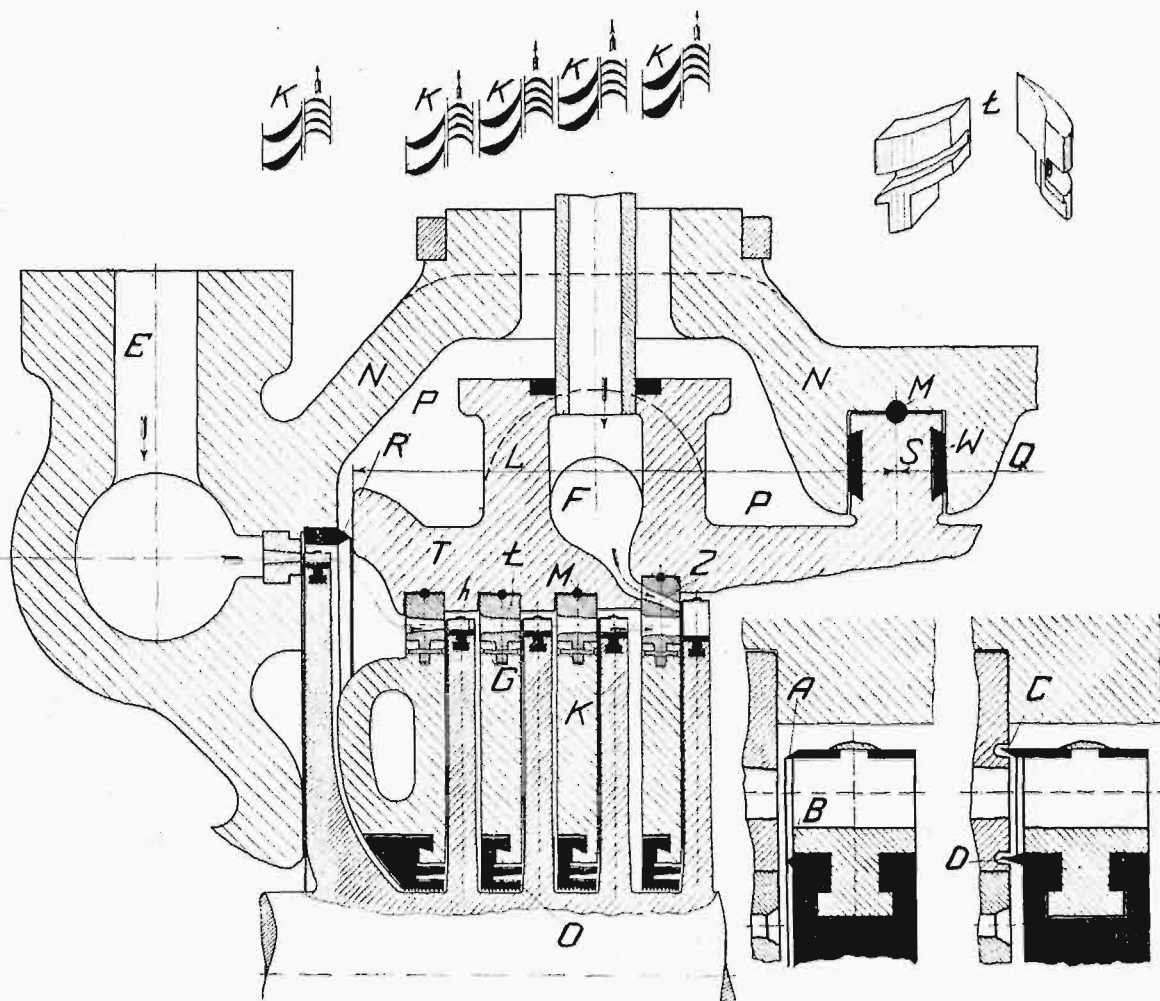
Osiągnięte w kilkoosłonowych turbinach, w których uwzględniono powyżej wymienione zasady, bardzo dobre wyniki pod względem zużycia pary przy pełnym obciążeniu silnika, skłoniły poważne fabryki, jak

strat, wywołanych wirami, należy w części wysokoprężnej zachować możliwie tę samą średnią średnicę wieńców łopatkowych, lub też zmienić ją nieznacznie, w kształcie bardzo mało pochylonego stożka.

Z powyższego wynika już kształt zewnętrzny wirników, które mogą być tak w części wysokoprężnej jak i niskoprężnej zaopatrzone w łopatki akcyjne lub reakcyjne. Budowa, stosowana przez poszczególne fabryki, jest różna. Rys. 8 przedstawia wirniki dwuosłonowej turbiny Škody, w której tak w części wysokoprężnej jak i w niskoprężnej używa się łopatek akcyjnych. Pierwsze koło części wysokoprężnej opanowuje, ze względu na regulację, jakościowo-ilościową, przed nim się znajdującą, trochę większy spadek ciepłika i posiada, celem

uzyskania korzystnego stosunku $u:c_1$, średnią średnicę o 150 mm większą od następnych kół, wykonanych o jednakowej średniej średnicy.

stępnej kierownicy. Ostatnia musi wtedy w turbinach akcyjnych, w których tego rodzaju doprowadzanie pary powoduje bardzo małe straty, posiadać dwa szeregi ka-



Rys. 9. Ustrój turbiny 1-szej Berneńskiej Fabryki.

Badania, zgodnie z rozważaniami teoretycznymi, wykazały, że nawet przy regulacji jakościowo-ilościowej zużycie pary przy zmniejszeniu się obciążenia w turbinach, w których pierwsze stopnie ciśnienia opanowują bardzo małe spadki ciepłota, wzrasta bardzo znacznie, np. turbina przeciwna o mocy 2500 kW¹⁾, badana przez prof. Stodolę, posiadała przy pełnym obciążeniu sprawność termodynamiczną $\eta_e \cong 82\%$, a przy połowie obciążenia $\eta_e \cong 63\%$, czyli zużycie pary wzrosło o około 27% na jednostkę mocy. Zjawisko to dawało się w praktyce bardzo dotkliwie we znaki, gdyż silniki pracują przeważnie stosunkowo krótko pod pełnym obciążeniem.

Celem usunięcia tej słabej strony turbin, pracujących z małymi spadkami ciepłota, fabryki wykonywują obecnie wieńce łopatkowe pierwszych czterech lub pięciu wirników o wysokości wystarczającej dla przepływu pary przy obciążeniu aż do około 0,8 normalnego, a przy pełnym obciążeniu silnika dopływa para za czwartym lub piątym wirnikiem (na rys. 8 widzimy

w tym celu odstęp pomiędzy 4 a 5 wirnikiem) do nałków (rys. 9), z których zewnętrzne Z służą do rozprężania pary dodatkowej z ciśnienia admissyjnego do ciśnienia, panującego za czwartym stopniem. Dzięki zastosowaniu podobnej regulacji kombinowanej, można osiągnąć znacznie równomierniejsze zużycie pary przy różnych obciążeniach turbiny, lecz dotychczas nie są jeszcze znane odnośne badania.

Wirniki budowane przez Fabrykę Berneńską są wykonane w części wysokoprężnej z wałem turbinowym z jednego kawała (rys. 9), co przy małej ich średnicy nie sprawia trudności, a usuwa wszelką możliwość obłożenia się wirnika na wale. Są one zaopatrzone w łopatki akcyjne, wykonane z blachy niklostalowej, a pierwszy wirnik posiada średnicę o 100 mm większą od następnych. Część niskoprężna turbiny, umieszczona w osobnej osłonie, składa się przy wyższych ciśnieniach admissyjnych z koła Curtis'a i wielostopniowej turbiny reakcyjnej, umieszczonej na bębnie, a przy dużych średnicach — na tarczach wirnikowych.

¹⁾ W Westomicach (Czechosłowacja).