

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.

Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych.

Redaktor: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA i ADMINISTRACJA: Warszawa, Chmielna 2, m. 6. Tel. 275-45.

GODZINY BIUROWE: Redakcji—piątki, od 18 do 20, Administracji—codziennie, od 9 do 15.

TREŚĆ: Prof. Dr. W. Chrzanowski. Nowoczesne turbiny parowe.—Prof. Dr. M. T. Huber. Rozważania nad eksplozją koła zamachowego. — Prof. Cz. Grabowski. Wartość opałowa paliwa jako pojęcie techniczne. — T. A. Smogorzewski inż. Paleniska na pył węglowy. — A. Rosen, inż. Sprawność termiczna suszarni w przemyśle włókienniczym. — LUTOWANIE TWARDE: B. Michelis, inż.. Obliczenie wytrzymałościowe krochmalarki w związku z jej wybuchem. — K. Btzański, inż. Krytyka obliczenia krochmalarki. — S. p. Stanisława Wątróbska. Wspomnienie pośmiertne — KURSY DLA PALACZY: Lisków, Warszawa, Częstochowa. — Eksplozja aparatu acetylenowego.

SOMMAIRE: W. Chrzanowski, proff., dr. Les turbines à vapeur d'aujourd'hui. — M. T. Huber, proff., dr. Réflexions sur une explosion du volant. — Cz. Grabowski, proff. La valeur calorifique du combustible comme une notion technique. T. A. Smogorzewski, ing. Les foyers pour la poussière de charbon. — A. Rosen, ing. Le rendement thermique des sècheurs dans l'industrie textile. — DISCUSSION: B. Michelis, inż. Le calcul de la résistance d'un appareil sous pression avarié. K. Btzański, ing. L'inefficacité du calcul.—Stanisława Wątróbska. Un nécrologue. — Les COURS pour les CHAUFFEURS: Le cours de Lisków. Le cours de Warszawa. Le cours de Częstochowa.—Une explosion du récipient de l'appareil à soudure autogène.

Prof. Dr. inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI.

NOWOCZESNE TURBINY PAROWE.

Odczyt wygłoszony w Stow. Inżynierów i Techników w Katowicach i w Radomiu oraz w Kole Warszawskim Stowarzyszenia Elektrotechników Polskich.

Turbiny parowe odgrywają obecnie przy wielkiej drożyznie kapitału, a przy stosunkowo niezbyt wysokiej cenie węgla największą rolę jako silniki o wielkiej mocy. Rozwój turbin parowych postępuje znacznie szybciej niż innych silników; co kilka lat wprowadzane są zasadnicze zmiany w budowie ich, z którymi winien zapoznawać się nawet inżynier-odbiorca, aby przy zamawianiu dokonywać odpowiedniego wyboru.

Turbiny parowe o średniej i dość dużej mocy zaczęły rozpowszechniać się na kontynencie europejskim w okresie od r. 1902 do 1907, a w czasie 1908 do 1923 nastąpił szybki rozwój ich budowy w kierunku *turbin jednokadłubowych* o tak zwanej mocy krańcowej, t. j. mocy możliwie największej przy pewnej liczbie obrotów. Cechą charakterystyczną tych turbin była budowa silników możliwie krótkich, spotrzebowujących możliwie mało materiału i wymagających, z powodu małej liczby części, stosunkowo niewielkich kosztów obróbki, a odznaczających się małym zapotrzebowaniem miejsca, więc w wyniku silników tanich, choć nie posiadających zbyt wysokiej sprawności. Rozwój tego rodzaju można tłuma-

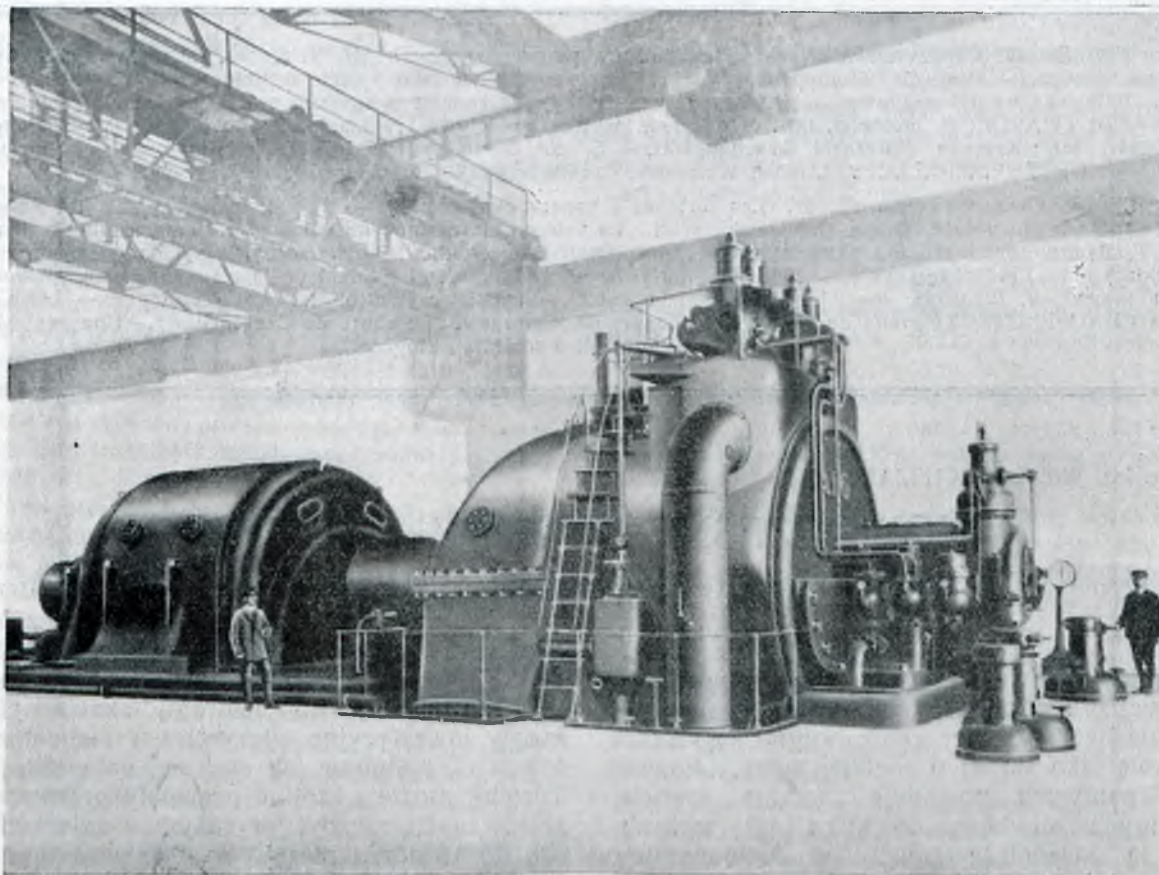
czyć sobie tem, że w okresie zaznaczonym węgiel był stosunkowo niedrogi, skutkiem czego koszty inwestycyjne odgrywały w rachunku rentowności, podobnie jak obecnie, największą rolę. Turbiny proste i krótkie posiadały przy wówczas stosowanych niezbyt wysokich ciśnieniach (10 *atn* do 16 *atn*) i niezbyt wysokich temperaturach (250° do 350° C) jeszcze jedną wielką, może największą zaletę, t. j. odznaczały się dość dużą *niezawodnością biegu*, która jest najważniejszym warunkiem powodzenia pewnego silnika. Jako przykład turbiny o t. zw. mocy krańcowej mogą służyć silniki, budowane przez Tow. A. E. G. w Berlinie o mocy 50.000 *kW* w jednym kadłubie przy liczbie obrotów $n = 1000$ na minutę (rys. 1), ustawione w Centrali Nadreńsko—Westfalskiej, z których ostatnia była w montażu fabrycznym w styczniu r. 1925. Turbina ta składa się z koła Curtis'a i z 9 kół akcyjnych posiadających średnie średnice wirników 3400 do 3800 *mm*; budowę jej cechowała więc mała liczba wirników o dużych średnicach.

Bezpośredni okres po wojnie europejskiej, w którym panowała nie tylko nadmierna drożyzna paliwa, lecz także i brak węgla, nakazał szukać

nowych dróg w budowie turbin parowych. W tym czasie rozwój ich dokonywał się prawie wyłącznie z punktu widzenia cieplnego, *często bez należytego uwzględnienia kosztów budowy instalacji.*

Pod wpływem wyniku badań Związku angielskich inżynierów mechaników, ogłoszonych w marcu 1923 r., oraz zasad, propagowanych przez Pierwszą Brneńską Fabrykę, powstała budowa turbin, pracujących zwłaszcza w części wysokoprężnej z małymi prędkościami pary, co zmuszało do ułożenia wielkiej liczby wirników, nawet przy ciśnieniu dolotowym około 12 *atn*,

co przy małej prędkości pary prowadziło do uzyskania małych średnic wirników, korzystnych ze względu na niezawodność biegu turbiny;—dalej straty spowodowane nieszczelnościami między-stopniowemi zmniejszono przez używanie dobrych uszczelnień, których zadanie było ułatwione przez mały spadek ciśnienia w poszczególnych stopniach ciśnienia, a w końcu usunięto w znacznej mierze straty, spowodowane uchodzeniem pary poza łopatkami. W tym ostatnim względzie chwycono się nawet takich środków, *które nie są dopuszczalne* ze względu na naruszenie podstawowej zasady budowy silnika, t. j.



Rys. 1.

w dwóch kadłubach; koszty budowy silnika wzrastały przez to niepominięte. W okresie tym panującym od r. 1922 do końca r. 1925, a w niektórych wytwórniach nawet do końca r. 1926, zwrócono szczególną uwagę na polepszenie sprawności części wysokoprężnej silnika. Wobec tego zaniechano stosowania koła Curtis'a w części wysokoprężnej turbin kombinowanych jako elementu pracującego nieekonomicznie. Równocześnie zwrócono szczególną uwagę na zmniejszenie wszelkich strat wewnętrznych turbiny. Strat hydraulicznych zmniejszono przez nadanie łopatom odpowiednich kształtów, opory wentylacyjne przez stosowanie zasilania na całym obwodzie,

niezawodności ruchu, a mam tutaj na myśli używanie niedopuszczalnie małych szczelin pomiędzy częściami wirującymi i nieruchomymi.

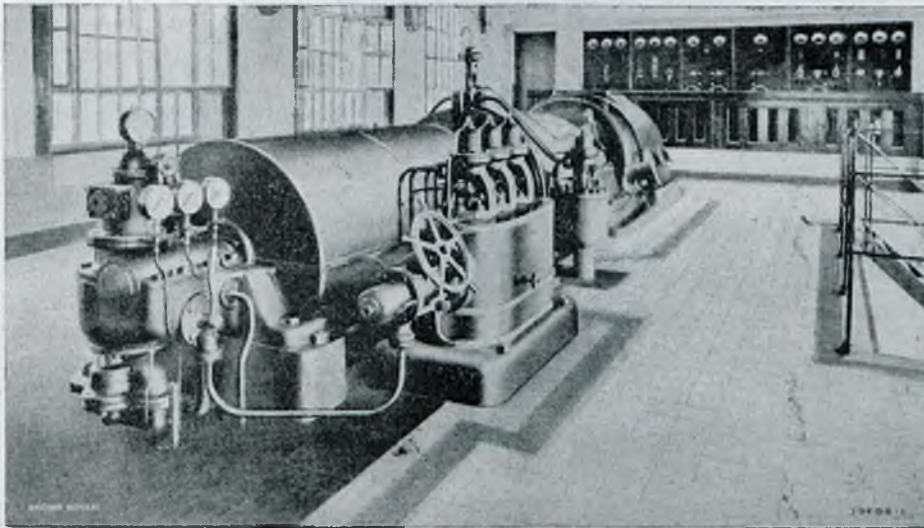
Turbiny dwukadłubowe, budowane w tym okresie dla ciśnień poniżej około 18 *atn*, a trzy i czterokadłubowe, budowane dla wyższych ciśnień, nie mogły utrzymać się na rynku zbytu jako silniki o mniejszej i średniej mocy, bo znacznie wyższej ich ceny nie mogło wyrównać zaoszczędzenie pary. Sprawność turbiny kondensacyjnej wzrasta bowiem bardzo nieznacznie przy polepszeniu sprawności jej części wysokoprężnej nawet o dość duży procent; n. p. jeśli turbina kondensacyjna, pracująca z ciśnie-

niom dolotowem 16 *atn* i z temperaturą 350° C, posiada sprawność 77% przy sprawności części wysokoprężnej 62% i opanowaniu przez nią 42,6% adjabatycznego spadku ciepła, to przy podniesieniu sprawności części wysokoprężnej do 74%, sprawność jej wzrośnie o 19,3%, lecz sprawność całej turbiny wzrośnie tylko do $\eta_i = 81,3\%$, czyli o 4,3%.

Pomimo, że okres budowy turbin o przesadnie dużej liczbie wirników, mającej jedynie na względzie możliwie najmniejsze zużycie pary, trwał tylko tak krótko, wpłynął on jednak bardzo owocnie na dalszy rozwój turbin parowych. Przyczynił się bowiem do umożliwienia stosowania wysokich ciśnień i wysokich temperatur, do wskazania dróg, prowadzących do zmniejszenia strat wewnętrznych w turbinie, oraz do dobitnego udowodnienia, że sprawność turbin kondensacyjnych można polepszyć przede wszystkim przez polepszenie sprawności części niskoprężnej.

czych, lecz wykonane z nich duże części maszynowe zawodzą jeszcze czasami z powodu braku dostatecznej jednolitości materiału w dużym bloku. Używanie wirników o niezbyt wielkiej średnicy jest także korzystne ze względu na niebezpieczeństwo drgań i odkształcania się tarcz wirnikowych o większych średnicach.

Niezawodność biegu jest też tym czynnikiem, który przy obecnym stanie wyrobu materiałów określa dla turbin osiowych powyżej jakiej mocy, powyżej jakiego ciśnienia i jakiej temperatury należy budować turbiny kilkokadłubowe. W tym względzie jest dość ustalone zapatrywanie, że jednokadłubowe osiowe turbiny kondensacyjne, posiadające ze względu na uzyskanie dobrej sprawności dostatecznie dużą liczbę wirników, należy budować tylko o mocy aż do *najwyżej* 12.000 *kW* ($n = 3.000$ obr./min.) przy ciśnieniu dolotowem 18 do 22 *atn* i temperaturze nie wyższej od 350° C. Jedynie jednokadłu-



Rys. 2.

W chwili obecnej konstruktorzy nowoczesnych turbin parowych zwracają ze względu na możliwość konkurencji *dużą uwagę na zmniejszenie kosztów budowy silnika i starają się osiągnąć jednocześnie możliwie największą niezawodność biegu i ekonomiczną pracę silnika.*

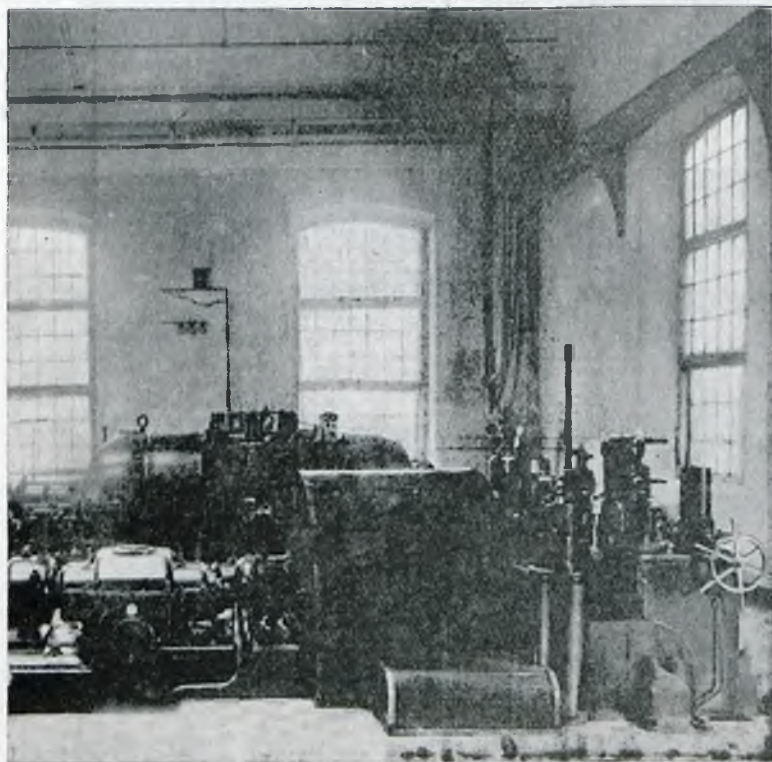
1. Niezawodność biegu.

Kardynalnym warunkiem powodzenia silnika jest jego bezwzględna *niezawodność biegu*. Z tej przyczyny większość konstruktorów stara się stosować niezbyt wysokie prędkości obrotowe, czyli dąży do wykonywania wirników o niezbyt wielkich średnicach, aby uniknąć bardzo wysokich naprężeń w częściach wirujących, i aby nie być zmuszonym do stosowania dla wirników nawet przy średniej mocy turbiny materiałów najwyższej jakości, t. zw. materiałów uszlachetnionych. Ostatnie dają bowiem bardzo dobre wyniki wytrzymałościowe na maszynach probier-

bowe osiowe turbiny kondensacyjne o małej mocy, poniżej około 2.000 *kW*, mogłyby przy zaznaczonym ciśnieniu pracować niezawodnie przy 375° C, natomiast moc ich mogłaby dochodzić do 15.000 *kW* przy ciśnieniu dolotowem poniżej 18 *atn*, przyczem pożądanymi byłby dwukierunkowy przepływ pary, celem uzyskania mniejszych średnic wirników i większej sztywności całego układu wirującego.

Przy dużej mocy i wysokim ciśnieniu dolotowem (n. p. 30.000 *kW*, $n = 1.500$ obr./min., 32 *atn* i 400° C) dzieli się turbinę nawet czasem na trzy kadłuby z jednym generatorem elektrycznym (układ posobny), a przy jeszcze większej mocy, n. p. 80.000 *kW* przy $n = 1.500$ obr./min. na cztery kadłuby; — w ostatnim wypadku cylinder wysoko — i średnioprężny napędzają jeden, a dwa cylindry niskoprężne drugi generator elektryczny (układ sprzężony). Celem takiego podziału jest przede wszystkim uzyskanie więk-

szej niezawodności biegu, bo masy cylindrów i sztywnych wałów zostają zmniejszone, a wysokie i niskie temperatury zostają rozdzielone na kilka oddzielnych kadłubów. Oczywiście dla mniejszej mocy, t. j. przy mniejszych wymiarach silnika można nawet przy wyższych ciśnieniach budować dwukadłubowe turbiny, n. p. Brown-Boveri buduje dla mocy 7.000 kW i ciśnienia dolotowego 100 ata i 430° C jeden cylinder wysokoprężny, w którym para rozpręża się do 19,5 ata, a z tem ciśnieniem dopływa do cylindra niskoprężnego, w którym rozpręża się do ciśnienia panującego w kondensatorze. Ze względu na zmniejszenie kosztów instalacji silnikowej *stosuje się obecnie zasadniczo tylko tak dużą liczbę*



Rys. 3.

kadłubów turbiny, jakiej wymaga niezawodność biegu silnika, bo im większa jest liczba kadłubów, tem większe są koszty budowy turbiny, fundamentów i budynków.

Również ze względu na podniesienie niezawodności biegu układa się w turbinach wysokoprężnych zawory regulacyjne obok kadłuba turbiny (rys. 2, 3 i 4), aby otrzymać możliwie prosty kształt kadłuba, oraz powrócono do koła Curtis'a jako pierwszego wirnika, względnie stosuje się ulepszone koło Curtis'a o kształcie litery U (rys. 5). To ostatnie różni się od normalnego koła Curtis'a tem, że para pracuje w niem z małym stopniem reakcyjności (około 5%) i że kierownica między dwoma wieńcami wirnikowymi posiada uszczelnienie przy piąście, aby zapobiedz stratom pary rozprężającej się choć nieznacznie

w wieńcu kierowniczym; — koło U posiada trochę lepszą sprawność od koła Curtis'a, a spełnić może to samo zadanie.

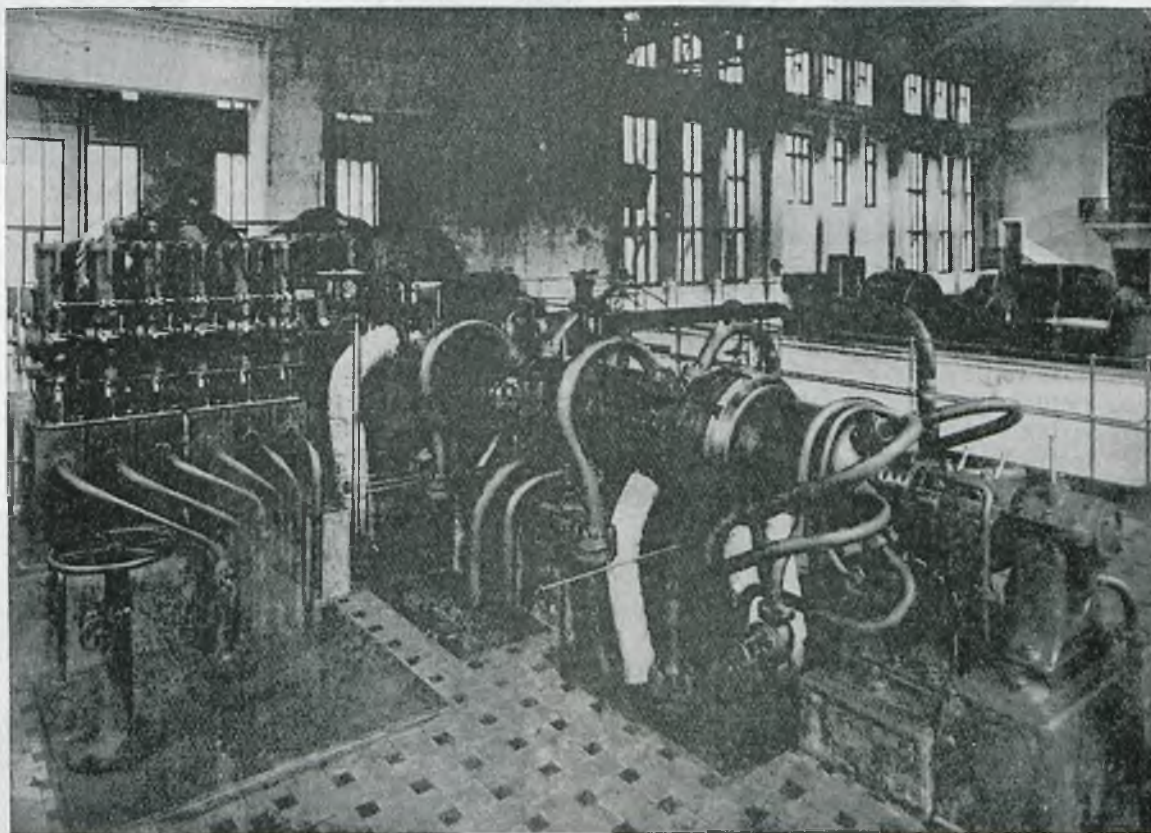
Gorsza sprawność koła Curtis'a względnie koła U od sprawności większej liczby kół akcyjnych, opanowujących ten sam spadek ciśnienia, wpływa nieznacznie na pogorszenie ogólnej sprawności turbiny kondensacyjnej, a posiada ono bardzo cenne zalety. Wymienić możnaby następujące: do kadłuba turbiny dopływa para o niższym ciśnieniu i niższej temperaturze, przez dość duże rozprężanie pary (choćby tylko do ciśnienia krytycznego) w kole Curtis'a otrzymuje się w turbinach pracujących nawet z ciśnieniem dolotowym 20 do 25 atn, o ile moc ich jest większa od 1.000 kW, tak dużą objętość pary, która pozwala na zasilanie na całym obwodzie następnych wirników przy otrzymaniu dostatecznie długich łopatek, przynajmniej w turbinach akcyjnych, a przy mocy powyżej około 5.000 kW nawet w turbinach reakcyjnych; w końcu turbina z kołem Curtis'a (lub kołem U) jako częścią wysokoprężną pracuje ekonomicznie przy zmiennym obciążeniu. Pierwsza i druga zaleta koła Curtis'a wpływa korzystnie pod względem niezawodności ruchu, druga i trzecia pod względem polepszenia sprawności turbiny.

Pozostaje jeszcze do rozważenia w turbinach osiowych *sprawa systemu akcyjnego*, w którym para rozpręża się tylko w łopatkach kierowniczych, i *reakcyjnego*, w którym para rozpręża tak w łopatkach kierowniczych jak i wirnikowych. Z góry zaznaczam, że tak jeden jak i drugi system ma swoją rację bytu, lecz w odpowiednim miejscu zastosowany. *System reakcyjny* odznacza się większą sztywnością części wirujących, zwłaszcza przy zastosowaniu bębna może opanować przy mniejszej długości łopatek niż w systemie akcyjnym większe objętości pary, posiada przy dostatecznie długich łopatkach nie gorszą niezawodność ruchu, a natomiast lepszą sprawność, w końcu przy tej samej sumie średnich prędkości obwodowych wirników *jest tańszy w wykonaniu*, więc ułatwia walkę konkurencyjną. Ponieważ system reakcyjny wymaga zasilania na całym obwodzie wirników, przeto przy zastosowaniu reakcyjnego pierwszego stopnia ciśnienia turbiny trzeba użyć regulacji jakościowej, t. j. przez dławienie pary dolotowej. Z powyższego wynika, że system wyłącznie reakcyjny można stosować z powodzeniem w turbinach o bardzo dużej mocy, która podlega ze względu na dobre wyzyskanie silnika nieznacznym wahaniom i skutkiem tego pozwala zastosować regulację jakościową, nawet przy bardzo wysokich ciśnieniach dolotowych (n. p.

fabryka Parsons'a buduje turbiny reakcyjne o mocy 50.000 kW przy 50 atm i 400° C. W wysokoprężnej części otrzymuje się bowiem tutaj łopatki o takiej długości, która pozwala bez uszczerbku sprawności turbiny na zastosowanie dostatecznie dużych szczelin pomiędzy łopatkami wirnikami i kadłubem.

Jeśli natomiast moc turbiny jest mniejsza, a ciśnienie pary dolotowej dość wysokie, to należy w części wysokoprężnej zastosować koło Curtis'a względnie koło U, a gdyby to nie wystarczyło, za niem jeszcze kilka kół akcyjnych, dopóki nie otrzyma się łopatek reakcyjnych o dostatecznej długości;—osobiście polecałbym

niej i dużej mocy stosuje się wyłącznie *waty sztywne*, które jedynie zapewniają spokojny bieg maszyny. Grzebieniaste łoża sztorcowe zastąpiono łożami klockowymi, które mogą podejmować bardzo duże naciski. Skutkiem tego usuwają one w wielu wypadkach konieczność stosowania łożków odciążających w turbinach reakcyjnych, a w turbinach akcyjnych usuwają obawę zatarcia się czopa sztorcowego przy większej nieszczelności uszczelnienia międzystopniowego w kierownicach, która zwykle następuje po dłuższym czasie pracy. Nowoczesne sztorcowe łożyska klockowe, które powodują znacznie mniejsze straty niż łożyska grzebieniaste, są tak zbu-



Rys. 4.

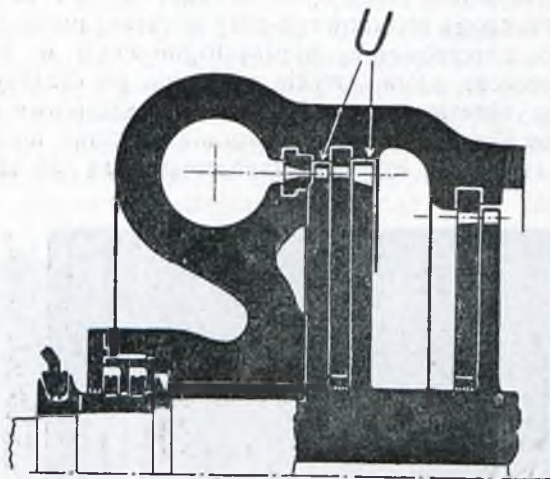
łopatki takie o długości nie mniejszej od 40 mm, jeśli temperatura pary jest wyższą od 270° C. Wynika z tego, że w turbinach osiowych, z wyjątkiem silników o bardzo wielkiej mocy, *system akcyjny*, w którym większe promieniowe szczeliny łopatkowe są dopuszczalne bez ujemnego wpływu na sprawność turbiny, *jest ze względu na niezawodność biegu silnika wskazany w części wysokoprężnej*, natomiast *system reakcyjny z powodu zalet poprzednio wspomnianych w części niskoprężnej*, a przy przepływie większej ilości pary nawet już w części średnioprężnej.

W turbinach osiowych wprowadzono też szereg ulepszeń konstrukcyjnych, które zwiększają niezawodność ich biegu. W silnikach o śred-

dowane, aby nieprzerwana taśma smaru znajdowała się pomiędzy powierzchniami ślizgającymi się po sobie. Celem uzyskania tego powierzchnia oporowa powinna być trochę pochylona względem biegnącego obrzeża wału. Z tej przyczyny powierzchnia oporowa jest podzielona na kilka segmentów, które ustawiają się skośnie przy ruchu obrzeża wału, przez co powstają, z powodu pochylenia się segmentów, kliny pomiędzy powierzchniami pracującymi, w które to kliny wciska się smar.

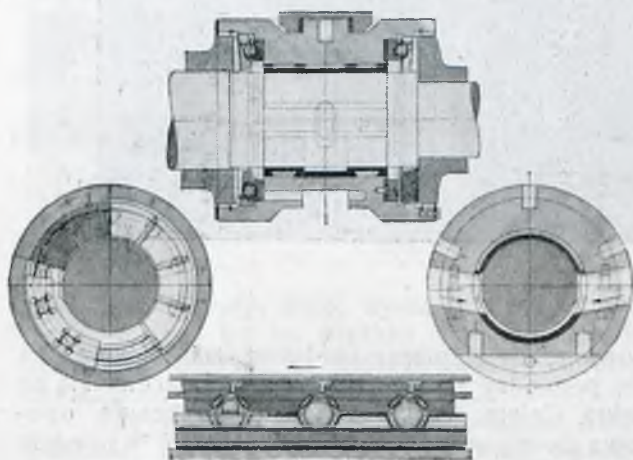
Firma Brown—Boveri wykonywa łożyska sztorcowe tego rodzaju łącznie z łożyskami głównymi (rys. 6) lub też umieszcza je oddzielnie obok łożysk głównych (rys. 7). Na rys. 6 wi-

doczne jest pochyłe nastawienie się segmentów bronzowych ze wstawkami ze stali hartowanej. Celem osiągnięcia równomiernego obciążenia wszystkich segmentów, spoczywają one na hartowanych kulkach stalowych, które opierają się na wspomnianych wstawkach z jednej strony, a na hartowanym, w łożu ułożonym pierścieniu



Rys. 5.

stalowym z drugiej strony. W ten sposób osiąga się łatwe dostosowanie się powierzchni klocków we wszystkich kierunkach. Łożyska sztorcowe Brown-Boveri'ego są tak wykonane, że mogą opierać nacisk w obydwóch kierunkach. Firma Skoda w Pilźnie uzyskuje wspomnianą taśmę smaru w łożu sztorcowym przez zastosowanie sprężynujących klocków, wykonanych z jednego kawałka



Rys. 6.

(rys. 8). Na tej samej zasadzie zbudowane jest sztorcowe łożo klockowe przez Tow. A. E. G. w Berlinie (rys. 9). łożo to podejmuje nacisk, działający w kierunku strzałki *S*, a posiada po lewej stronie nasadzonego na wał obrzeża łożo pomocnicze ze stałymi powierzchniami, które mogą podejmować mniejsze naciski, działające w kierunku przeciwnym. Po prawej stronie obrze-

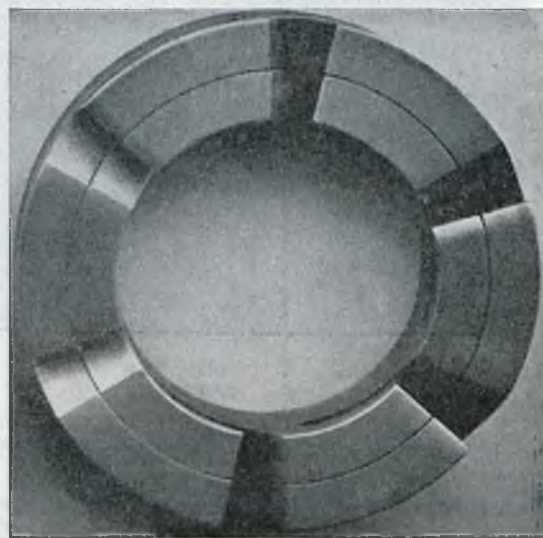
za znajduje się 12 klocków, które mogą pochylić się na promieniowych krawędziach *K*. Klocki te spoczywają na dwudzielnym pierścieniu, posiadającym grzbiet kulisty, którym przylegają do dwudzielnego żeliwnego podstaw. *D* oznacza kierunek obrotu, *L*—kłoczek, *O*—smar. Nowsze wykonanie tego łoża sztorcowego widoczne jest na dolnej części rys. 9. Kulistą podstawę, która jest potrzebna ze względu na pochyłe położenie wału z powodu jego uginania się, zastąpiono tutaj elastyczną płytą stalową, do której są przymocowane małe, względem siebie przesunięte klocki. Płyta ta może więc ugiąć się falisto i wyrównywać małe niedokładności.

Zasadę podzielenia powierzchni panwi na kilka nastawnych klocków oporowych zastosowało Tow. A. E. G. także do łożysk głównych. Łoże takie widzimy na rys. 10, w którym oznacza: *c*—sześć klocków, mogących się pochylać, *b* — części ustalające, *a* i *d* górny i dolny pierścień łoża, *Ab* — rozwinięcie powierzchni dolnych klocków. Smar dopływa przy *e* i dostaje się przez *a*, *d* i *c* do czopa, jak to wskazują strzałki. Łoże powyższej budowy jest bardzo krótkie i odznacza się małymi stratami tarcia.

Szczególną uwagę zwraca się obecnie przy

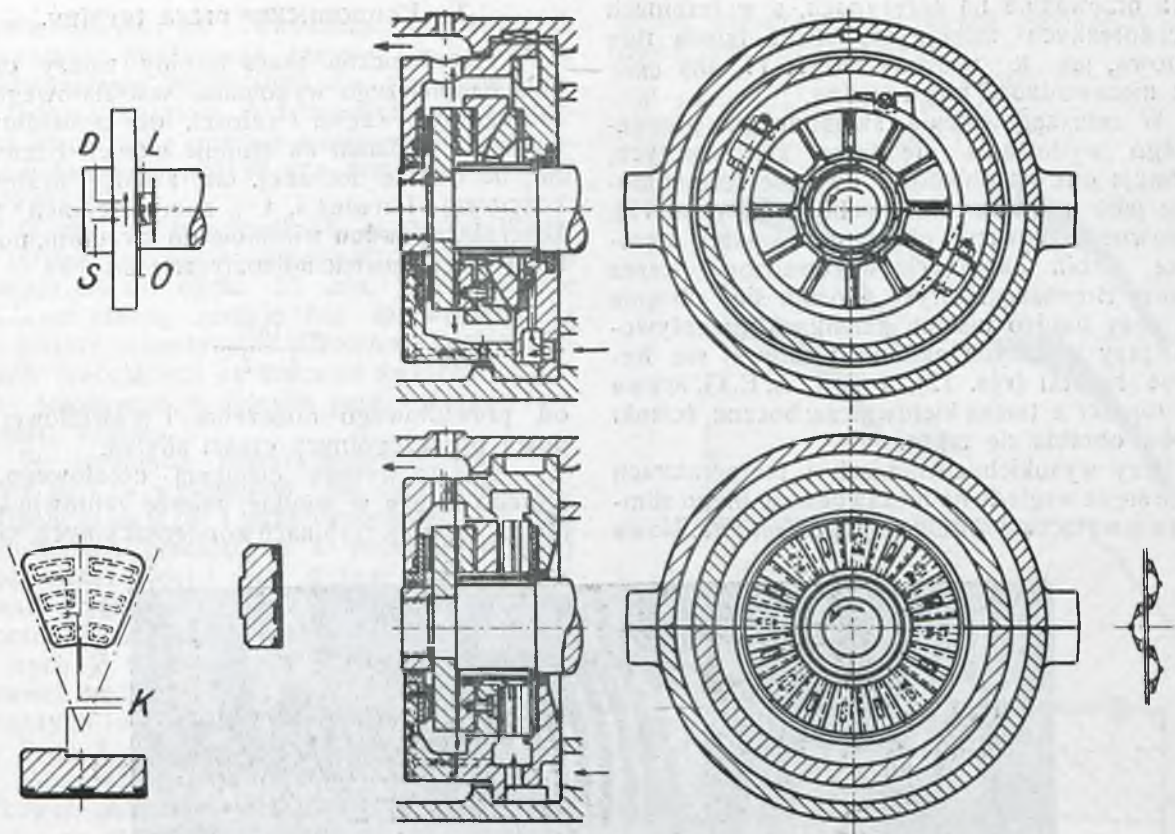


Rys. 7.

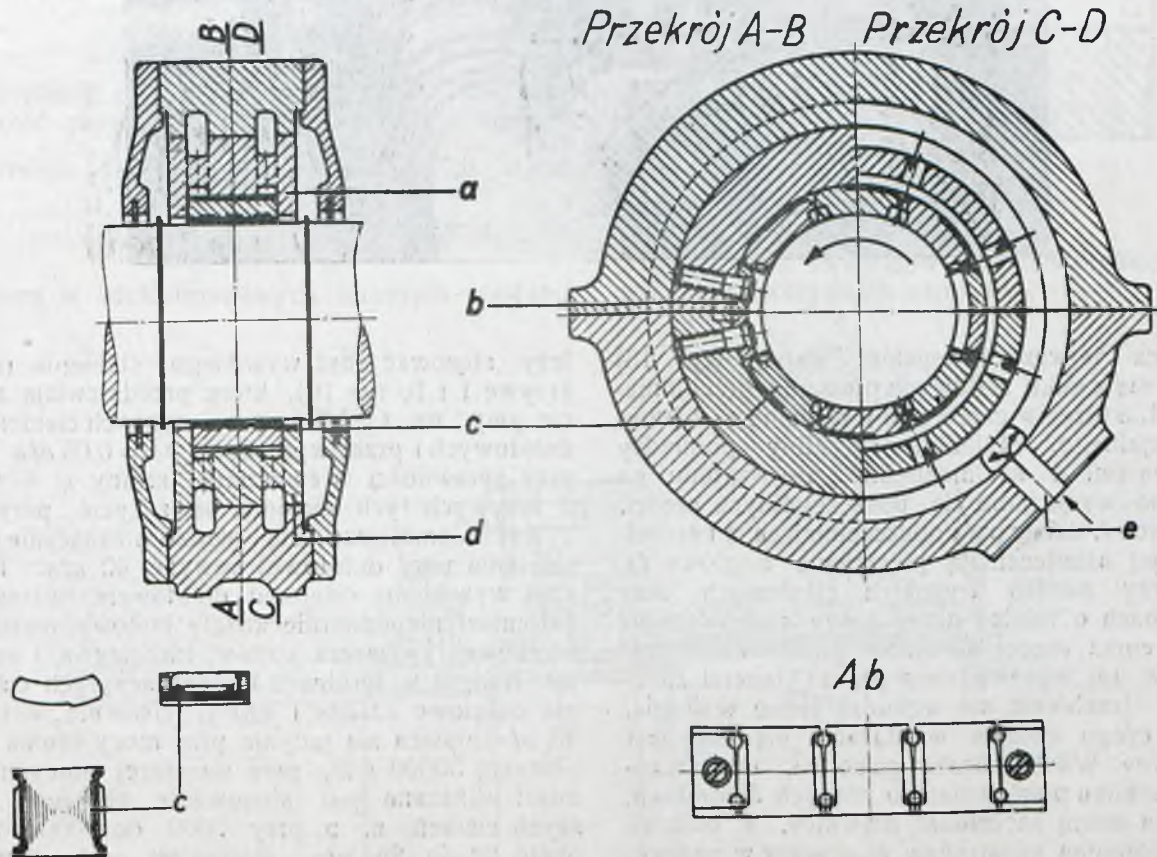


Rys. 8.

stosowaniu wysokich temperatur na prawidłowy układ kadłuba turbiny, a celem zachowania jego na dostateczną elastyczność rurociągów. O ile ostatecznie nie można uzyskać, jak n. p. na rys. 4 przez odpowiednio wygięte cienkie rury, to używa się falistych wstawek w rurociągi pomiędzy odwadniaczem a turbiną, względnie pomiędzy dwoma kadłubami turbiny. Kondensator spo-



Rys. 9.



Rys. 10.

czywa przeważnie na sprężynach, a w turbinach przeciwpężnych stosuje się nawet falistą rurę wylotową, jak to widzimy na rys. 11, aby podnieść niezawodność biegu silnika.

W celu zapewnienia swobodnego promieniowego wydłużania się tarcz kierowniczych, otrzymują one na obwodzie dwa pierścienie mosiężne jako uszczelnienie grzebieniaste (rys. 12). Kosztowne całkowicie obrobione łopatki kierownicze turbin akcyjnych, wprowadzone przez Pierwszą Brneńską Fabrykę, stosuje się obecnie tylko przy bardzo niskich kanałkach przepływowych, przy wyższych natomiast zalewa się frezowane łopatki (rys. 12), a Tow. A. E. G. spawa takie łopatki z tarczą kierowniczą; boczne ścianki kanałów obrabia się także.

Przy wysokich ciśnieniach i temperaturach stosuje się ze względu na niezawodność biegu silnika prawie wyłącznie *dławnice grzebieniaste*. Nowa

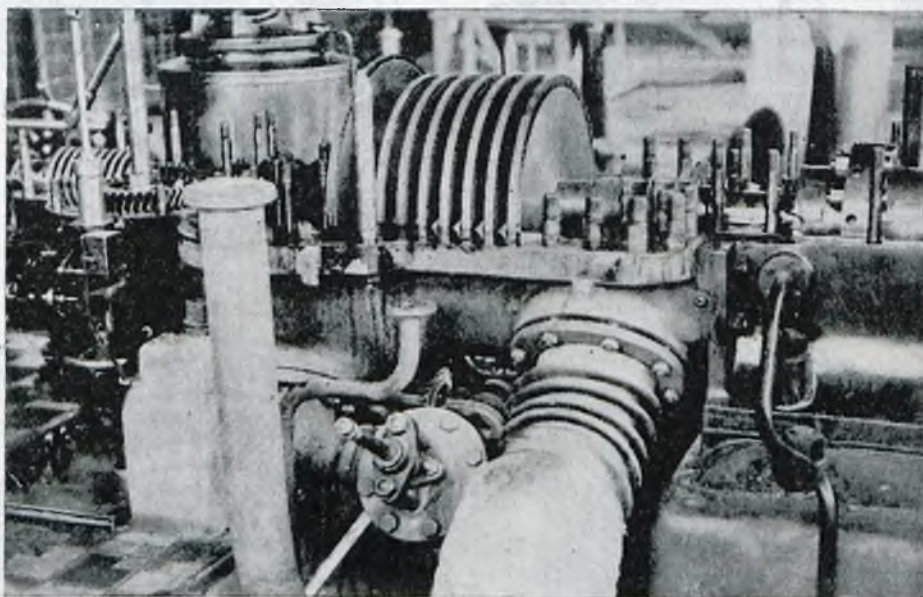
2. Ekonomiczna praca turbiny.

Ekonomiczna praca turbiny zależy oprócz najstarszego wykonania warsztatowego poszczególnych części i całości, od prawidłowego wyboru i podziału na stopnie ciśnień i temperatur, od dobrze dobranej, tak zwanej liczby jakościowej Parsons'a, t. j. sumy średnich prędkości obwodowych wirników do kwadratu, podzielonej przez spadek adyabatyczny cieplika

$$\frac{\sum (u^2)}{i_1 - i_2},$$

od prawidłowego obliczenia i prawidłowej budowy poszczególnych części silnika.

Co do wyboru ciśnienia dolotowego, od którego zależy w wielkiej mierze rentowność siłowni, to przy turbinach kondensacyjnych nie na-



Rys. 11

dławnica Pierwszej Brneńskiej Fabryki (rys. 13) składa się z kilku stalowych pierścieni grzebieniastych A, a przeciw grzebienie wykonane są z brązu specjalnego. Małe szczeliny pomiędzy pierścieniami A są niezbędne, ze względu na nierówne wydłużanie się poszczególnych części. W miejscu C działa para doszczelniająca, a uszczelnienie jej uskuteczniają pierścienie węglowe D.

Przy bardzo wysokich ciśnieniach oraz w turbinach o bardzo dużej mocy rozpowszechnia się coraz więcej dławnic grzebieniastych podobnych do rys. 14, wprowadzona przez General Electric Co. Grzebienie nie wchodzić jedno w drugie, wobec czego osiowe wydłużanie się nie jest utrudnione. Wielka liczba grzebieni, umieszczonych na kilku pierścieniach o różnych średnicach, zapewnia dobrą szczelność dławnicy, a budowa ich przypomina konstrukcje stosowane w parowej turbinie promieniowej Ljungstroema.

leży stosować zbyt wysokiego ciśnienia (patrz krzywe I i II, rys 16), które przedstawiają zużycie pary na 1 kWh przy różnych ciśnieniach dolotowych i przeciwpężności $p_o = 0,05 \text{ ata}$ oraz przy sprawności wewnętrznej turbiny $\eta_i = 0,75$. Z krzywych tych widzimy, że zużycie pary na 1 kWh zmniejsza się bardzo nieznacznie przy ciśnieniu pary dolotowej powyżej 40 ata. Przy zbyt wysokim ciśnieniu dolotowym wzrastają natomiast niepomniernie koszty budowy instalacji silnikowej, zwłaszcza kotłów, rurociągów i armatur. Naogół w turbinach kondensacyjnych ciśnienie dolotowe 32 atn i 400°C (ciśnienie w kotle 36 atn) opłaca się jedynie przy mocy silnika powyżej 30000 kW, przy mniejszej mocy natomiast wskazane jest stosowanie znacznie niższych ciśnień, n. p. przy 7000 do 10000 kW około 23 do 25 atn. Natomiast podwyższenie temperatury pary dolotowej przynosi znacznie

większe korzyści od podwyższenia ciśnienia, jak to wynika z porównania krzywej I z krzywą II, a podwyższenie temperatury nie powoduje prawie żadnych kosztów dodatkowych. Z tej przyczyny staramy się obecnie stosować przy ciśnieniu dolotowym ponad 18 *atn* temperaturę pary dolotowej 400°C.

W niektórych wypadkach, w których istniejące turbiny pracują z ciśnieniem dolotowym nie wyższym od około 20 *atn*, a są jeszcze w dobrym stanie, rentuje się ze względu na małe koszty inwestycyjne *ustawienie turbin czotowych*, pracujących ze znacznie wyższym ciśnieniem dolotowym, a których para wylotowa zasila stare turbiny.

W turbinach przeciwpężnych (rys. 16, krzywe III i IV wykreślone dla sprawności wewnętrznej $\eta_i = 0,75$ i przeciwpężności 7 *ata*) i w turbinach pracujących z pobieraniem pary o dość dużej ilości i dość dużym ciśnieniu stosowanie wyższych ciśnień dolotowych przynosi znacznie większe korzyści niż w turbinach kondensacyjnych. Z tej przyczyny już w turbinach o mocy nawet średniej około 2000 *kW* rentuje się w naszych warunkach przy ciśnieniu odbioru pary 7 do 8 *atn* ciśnienie dolotowe 32 *atn*.

Powyższe dane dotyczyły całości instalacji silnikowej, natomiast wielkość liczby Parsons'a wpływa na sprawność turbiny. W celu uzyskania pewnej analogii do sprawności jednego stopnia turbiny, która zależy od stosunku

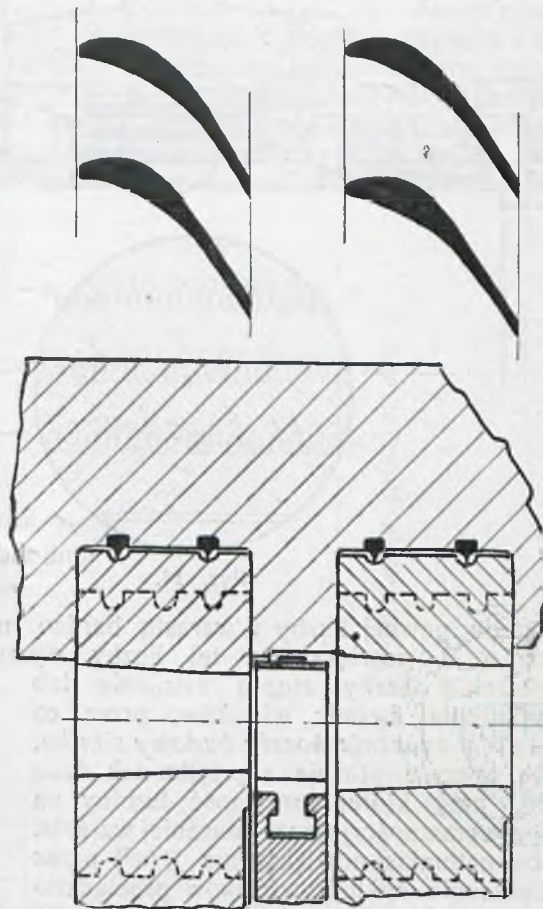
$$\frac{u}{c_o} = \frac{u}{91,5 \sqrt{i_1 - i_2}}$$

(t. j. prędkość obwodowa wirnika podzielona przez prędkość pary), a posiada największą wartość w turbinie akcyjnej $\frac{u}{c_o} = 0,44$ do 0,5 i w tur-

binie półreakcyjnej przy $\frac{u}{c_o} = 0,58$ do 0,72, możemy w wielostopniowych turbinach zastąpić

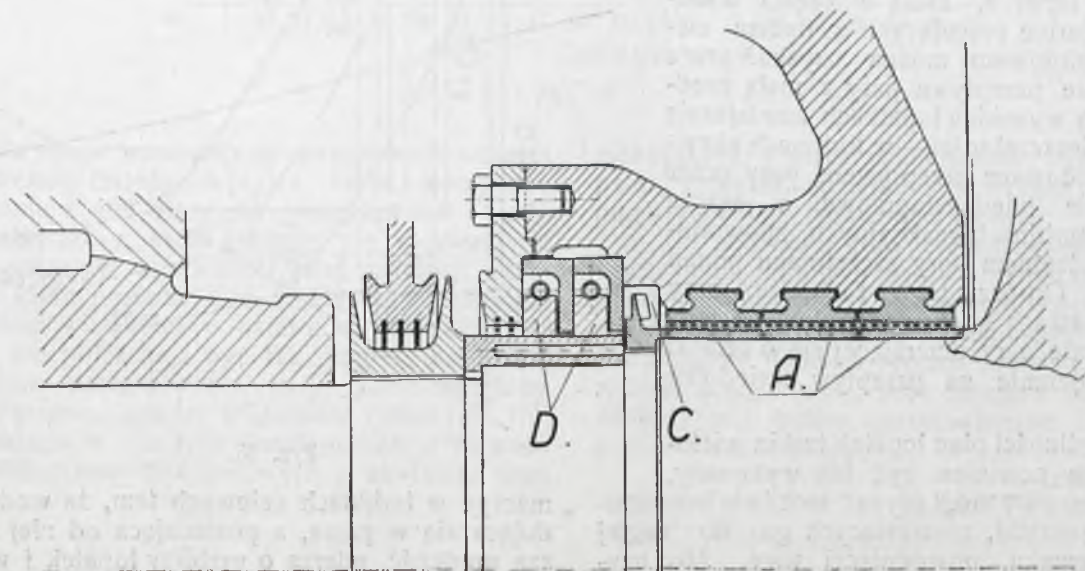
liczbę Parsons'a specyficzną prędkością obwodową, wyrażoną wzorem:

$$v = \frac{11}{C} = \frac{1}{91,5 \sqrt{i_1 - i_2}} \sqrt{\sum (u^2)}$$



Rys. 12.

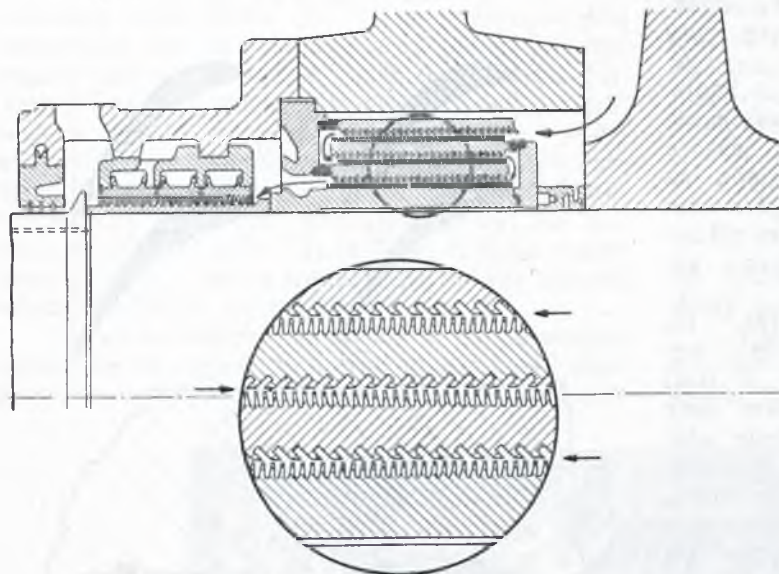
We wzorze tym oznacza: $\sum (u^2)$ = suma kwadratów średnich prędkości obwodowych wszystkich wirników,



Rys. 13.

$i_1 - i_2$ = spadek adyabatyczny ciepła w całej turbinie.

Ponieważ sprawność wielostopniowej turbiny przy przekroczeniu pewnej liczby Parsons'a



Rys. 14.

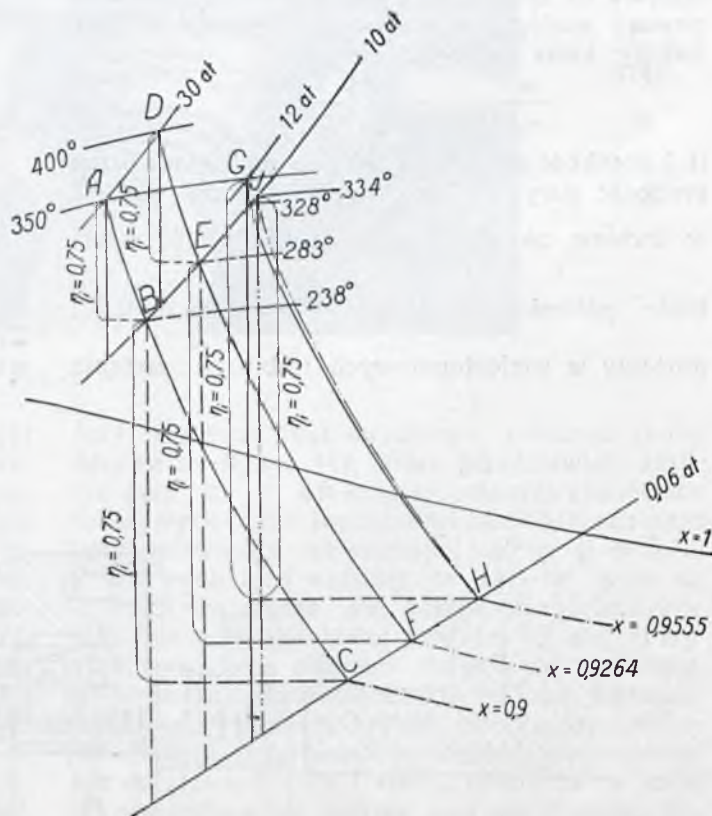
względnie pewnej liczby v wzrasta bardzo nieznacznie, a powiększenie tej liczby wymaga zwiększenia liczby stopni ciśnienia lub powiększenia średnic wirników, przez co *wzrastają znacznie koszty budowy silnika*, przeto obecnie stosuje się tylko tak dużą $\Sigma(u^2)$, przy której sprawność turbiny na krzywej sprawności jeszcze znacznie wzrasta. Gdyby natomiast powiększenie $\Sigma(u^2)$ przez powiększenie średnic wirników prowadziło do uzyskania zbyt niskich łopatek, to byłoby ono wadliwe, bo obniżałoby sprawność turbiny.

Sprawność turbiny parowej zależy bowiem w wielkiej mierze od dostatecznej wysokości łopatek, którą w części wysokoprężnej turbin pracujących z dużym ciśnieniem dolotowym można uzyskać przez zastosowanie przepływu pary z małą prędkością. Przy wysokich łopatkach zmniejszają się straty nieszczelności, — w turbinach akcyjnych spowodowane przepływem pary przez uszczelnienie międzystopniowe, a jeszcze więcej w turbinach reakcyjnych, spowodowane uchodzeniem pary szczelinami ponad łopatkami. Oprócz tego zachodzą przy niskich łopatkach straty spowodowane tem, że strumień pary ocierającej się o ścianki wpływają ujemnie na przepływ sąsiednich strumieni.

W ogólności plan łopatek turbin wielostopniowych powinien być tak wykonany, aby strumień pary mógł płynąć możliwie bez napotykania przeszkód, zmuszających go do nagłej zmiany kierunku, powodującej wiry. Aby uzyskać możliwie najkorzystniejszy przepływ pary,

fabryki produkujące wykonywują w turbinach osiowych *łopatki o większej długości*, więc w części niskoprężnej i często nawet średnioprężnej, *okształcie zwiniętym*, przez który uwzględnia się różne prędkości obwodowe w poszczególnych miejscach wysokości łopatki. Łopatki tego rodzaju posiadają w pobliżu wienca wirnika mniejsze kąty wylotowe, a większe kąty wylotowe w pobliżu zewnętrznego obwodu; powyższa konstrukcja zwiększa przekrój przepływowy przez wieniec łopatkowy w pobliżu wienca wirnika.

W ogólnych rozważaniach o prawidłowej budowie turbin parowych należałoby jeszcze podkreślić, że przy pracy z parą dolotową o wysokim ciśnieniu, a temperaturze nie wyższej od 400°C , otrzymuje się (rys. 15) w turbinach kondensacyjnych dość znaczną wilgotność pary wylotowej. Wilgotność wpływa bardzo ujemnie na sprawność turbiny, n. p. jeśli pewna część turbiny powinna posiadać sprawność η , to jeśli w niej pracować będzie para o właściwej ilości x , sprawność tej części zmniejszy się do $x \cdot \eta$, jak zwykle przyjmuje się. Wynik taki można tło-

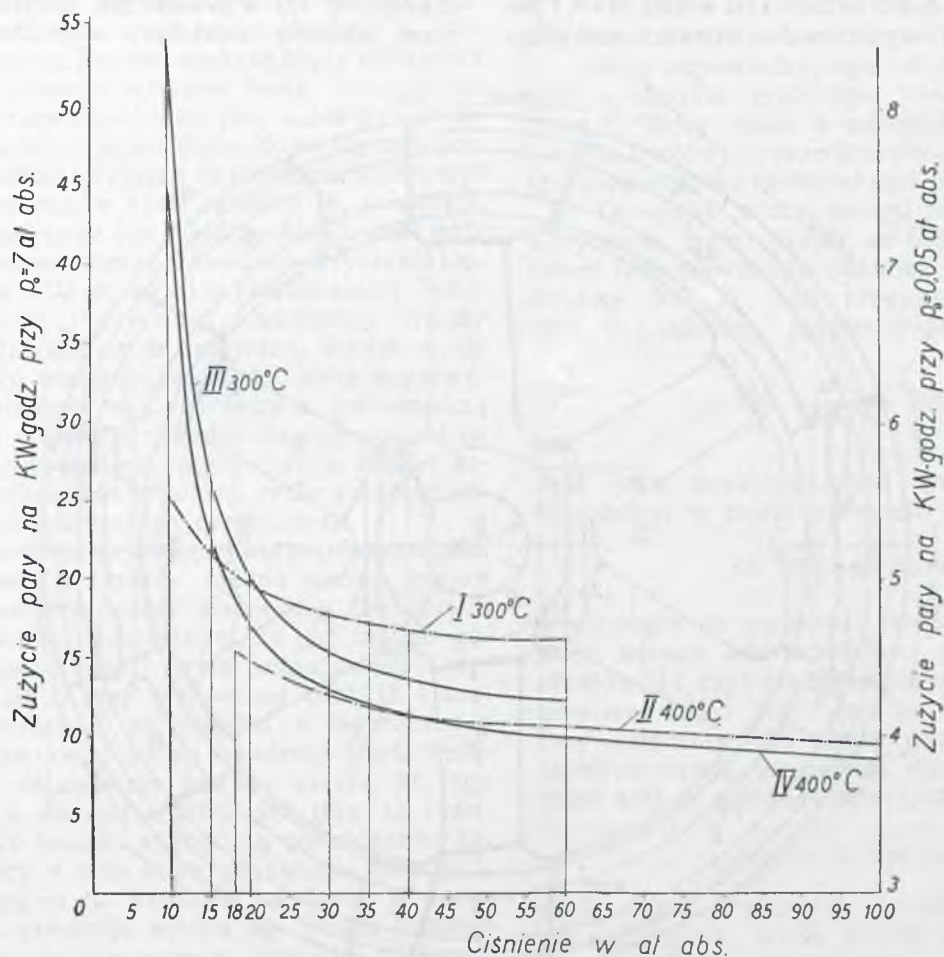


Rys. 15.

maczyć w turbinach osiowych tem, że woda znajdująca się w parze, a posiadająca od niej mniejszą prędkość, uderza o grzbiety łopatek i wywołuje skutek hamujący; oprócz tego niszczy ona ło-

patki. Wpływ ten ujemny wilgotnej pary staramy się unieszkodliwić przez samoczynne odwadnianie ostatnich stopni kondensacyjnych turbin osiowych oraz przez używanie w tej części turbiny na łopatki, zwłaszcza wirnikowe, materiału nadzwyczaj odpornego, więc stopu Monell'a lub stali nierdzewiejącej. Opanowanie zagadnienia wilgotności pary w turbinach promieniowych nie jest mi znane, a zapatrywania firmy budującej takie silniki podam przy przedstawieniu budowy turbin Ljungstroem'a.

zmniejszenia niezawodności siłowni. W ostatnim czasie niektóre fabryki zamierzają osiągnąć cel w sposób prostszy, mianowicie Pierwsza Brzeńska Fabryka i firma Brown-Boveri zamierzają osuszać względnie przegrzewać parę, płynącą z kadłuba wysokoprężnego do niskoprężnego, wysoko przegrzaną parę dolotową, płynącą z kotła do turbiny. Temperatura pary dolotowej spadnie wprawdzie w międzykadłubowym ogrzewaczu o 25° do 30° , lecz zrównoważą tę stratę korzyści uzyskane przez polepszenie sprawności części



Rys. 16.

Na samoczynne odprowadzanie wody z części niskoprężnej turbiny wpływa także korzystnie pobieranie z niej pary do podgrzewania wody zasilającej kotły, które stosuje się ze względu na polepszenie sprawności całej instalacji parowej, a które posiada i tę zaletę konstrukcyjną, że łopatki wirnikowe w ostatnich stopniach ciśnienia nie potrzebują być tak długie. Natomiast podwójne przegrzewanie pary, które mogłoby usunąć wspomnianą jej wilgotność (patrz rys. 15), nie znalazło w Europie zwolenników z powodu założeń przewodów rurowych i skutkiem tego

niskoprężnej i przez zmniejszenie zdzierania łopatek, które to zdzieranie powoduje stopniowe pogarszanie się sprawności turbiny.

Na podstawie powyższych przesłanek o nowoczesnych turbinach parowych rozważę poszczególne ich konstrukcje, w szczególności tych firm, których wyroby w Polsce najczęściej są rozpowszechnione. Opisy krytyczne przedstawię według rodzaju pracy turbin, więc najpierw turbiny kondensacyjne, potem przeciwpiężne i pracujące z pobieraniem pary.

d.c.n.