

*Prof. W. Chrzanowski*  
*1929.*

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

*1928*  
*1929*

*C-2.*

*Technika Ciepłota rok 1930 Wtorek, 5, 10:11. 13/1.*  
*1931 STAN 5 10:11. 13/1.*

ODBITKA Z TECHNIKI CIEPLNEJ

WARSZAWA, 1929

NAKŁADEM STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

WARSZAWA, CHMIELNA 2

*Ted. Waluński  
1930.*

Prof. Dr. Inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI

# NOWOCZESNE TURBINY PAROWE

ODCZYT WYGŁOSZONY W STOW. INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW  
W KATOWICACH I W RADOMIU ORAZ W KOLE WARSZAWSKIEM  
STOWARZYSZENIA ELEKTROTECHNIKÓW POLSKICH

ODBITKA Z TECHNIKI CIEPLNEJ

*C-2.*

WARSZAWA, 1929

NAKŁADEM STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

WARSZAWA, CHMIELNA 2

22.10.1977  
1977

2-9

Urak. A. Machalski, Warszawa

BZ07DK/006-13

## SPIS RZECZY:

	Str.
WSTĘP . . . . .	3
1. Niezawodność biegu . . . . .	5
2. Ekonomiczna praca turbiny . . . . .	10
I. TURBINY KONDENSACYJNE . . . . .	13
A. Turbiny jednokadłubowe . . . . .	13
B. Turbiny dwukadłubowe . . . . .	26
C. Turbiny trój- i czterokadłubowe . . . . .	39
II. TURBINY CZOŁOWE . . . . .	45
III. TURBINY PRZECIWPREŻNE . . . . .	47
IV. TURBINY PRACUJACE Z POBIERANIEM PARY. . . . .	57
SPROSTOWANIA . . . . .	71

## SPROSTOWANIA.

<i>Str.</i>	<i>łam</i>	<i>wiersz</i>	<i>wydrukowano</i>	<i>powinno być</i>
4			Rys. 1	Rys. 1. Turbogenerator Powszechnego Towarzystwa Elektrycznego A. E. G. 50000 kW.
5			Rys. 2	Rys. 2. Turbina Brown-Boveri, 1600 kW, 32 atn, 400° C.
6			Rys. 3	Rys. 3. Turbina Pierwszej Brneńskiej Fabryki, 1000 kW, $p_1 = 32$ atn, 400° C, $p_2 = 9$ atn.
6	lewy	1 z dołu	sięchoć	się choć
6	prawy	26 „	kierowniczych	kierowniczych
7	lewy	2 z góry	i 400° C	i 400° C)
7	prawy	12 „	szym okresie	okresie
7			Rys. 4	Rys. 4. Turbina Pierwszej Brneńskiej Fabryki, 18000 kW, 100 atn, 500° C.
10			Rys. 11	Rys. 11. Turbina przeciwprężna Pierwszej Brneńskiej Fabryki
17	lewy	4 z dołu	obok siebie	obok siebie (por. rys. 26a)
21	lewy	3 z góry	niż żelaza	niż żeliwa
25	lewy	13 „	drzez	przez
25	prawy	3 z góry	ą 13	a 13
31	lewy	23 z dołu	oliwnym	olejowym
31	lewy	19 z dołu	oliwy	oleju
35	prawy	26 z dołu	stopowe	stopowe g
48	prawy	26 z góry	wyzyskania	uzyskania



Prof. Dr. inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI.

## NOWOCZESNE TURBINY PAROWE.

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

**T**urbiny 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-

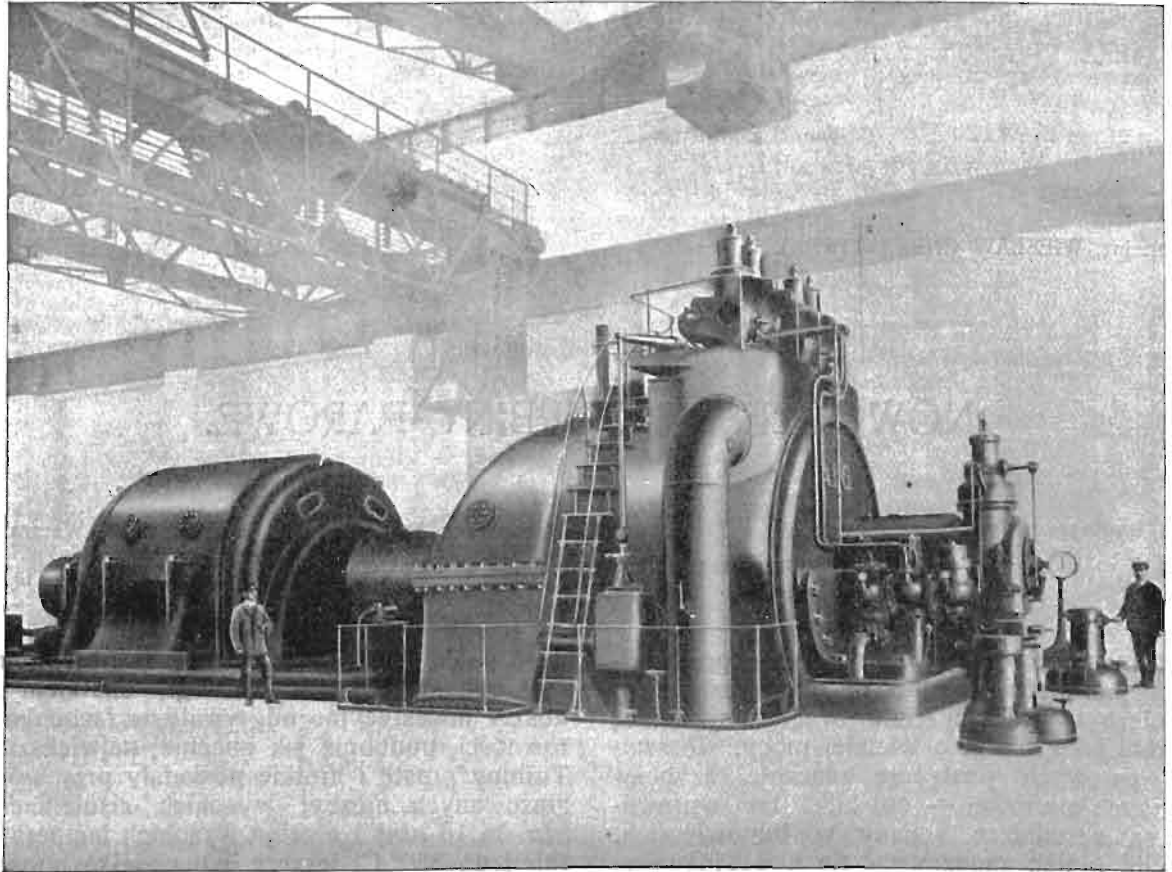
czyć sobie tem, że w okresie zaznaczonym węgiel był stosunkowo niedrogi, skutkiem czego koszty inwestycyjne odgrywały w rachunku rentowności, podobnie jak obecnie, największą rolę. Turbiny proste i krótkie posiadały przy wówczas stosowanych niezbyt wysokich ciśnieniach (10 *atn* do 16 *atn*) i niezbyt 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 każdego 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 międzystopniowemi zmniejszono przez używanie dobrych uszczelnień, których zadaniem 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.



11 = 10,00

Rys. 1. [A.E.G. - 50000 kW.]

w dwóch kadłubach; koszty budowy silnika wzrosły przez to niepomierne. 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 turbin. Straty hydrauliczne 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-

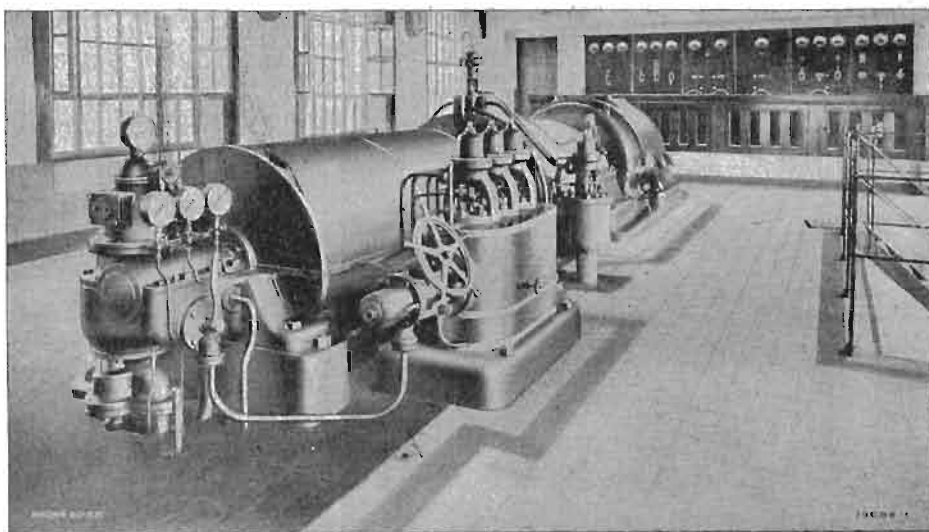


niem dolotowym 16 *atn* i z temperaturą 350° C, posiada sprawność 77% przy sprawności części wysokoprężnej 62% i opanowaniu przez nią 42,6% adyabatycznego spadku ciepła, to przy podniesieniu sprawności części wysokoprężnej do 74%, sprawność jej wzrośnie o 19,3%, lecz sprawność całej turbiny wzrośnie 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 kilkokałubowe. W tym względzie jest dość ustalone zapatrywanie, że jednokałubowe 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* ( $n = 3.000 \text{ obr./min.}$ ) przy ciśnieniu dolotowym 18 do 22 *atn* i temperaturze nie wyższej od 350° C. Jedynie jednokału-



Rys. 2. *B.B.C.* 1600 *kW* 3½ *atn.* 400° C.

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.

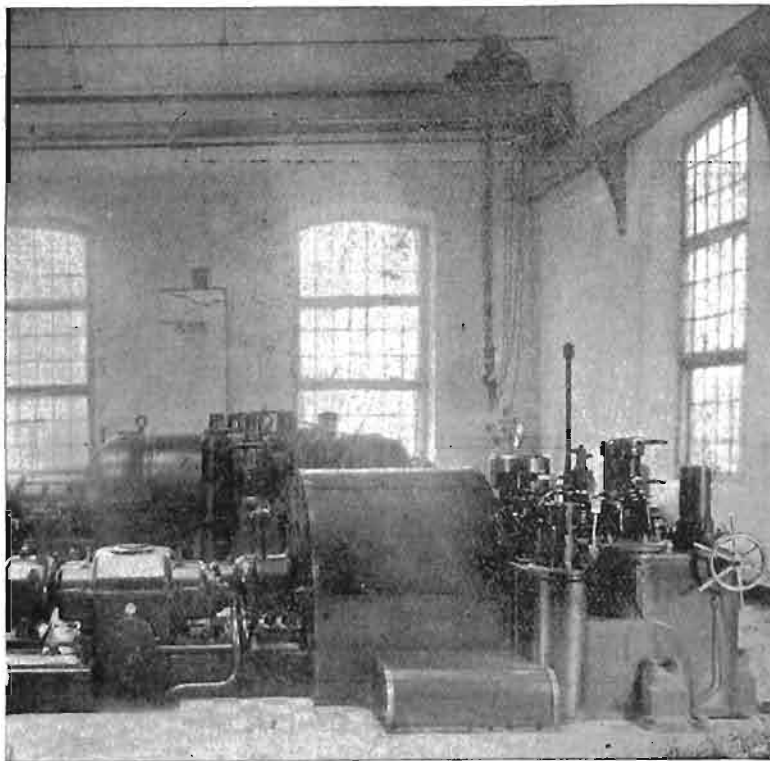
Kardynalnym warunkiem powodzenia silnika jest jego bezwzględna *niezawodność biegu*. Z tej przyczyny większość konstruktorów stara się stosować niezbyt wysokie prędkości obrotowe, czyli dąży do wykonywania wirników o niezbyt wielkich średnicach, aby uniknąć bardzo wysokich naprężeń w częściach wirujących,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

bowe. Osłowe 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 dolotowym poniżej 18 *atn*, przyczem pożądanym byłoby dwukierunkowy przepływ pary, celem uzyskania mniejszych średnic wirników i większej sztywności całego układu wirującego.

Przy dużej mocy i wysokim ciśnieniu dolotowym (n. p. 30.000 *kW*,  $n = 1.500 \text{ obr./min.}$ , 32 *atn* i 400° C) dzieli się turbinę nawet czasem na trzy kałuby z jednym generatorem elektrycznym (układ posobny), a przy jeszcze większej mocy, n. p. 80.000 *kW* przy  $n = 1.500 \text{ obr./min.}$  na cztery kałuby; — 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



$P_1 = 32$   
 $P_2 = 5$   $t = 400^\circ C$

Rys. 3.

P. Br. Feb. 1000 kW.

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 następujących 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 się 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

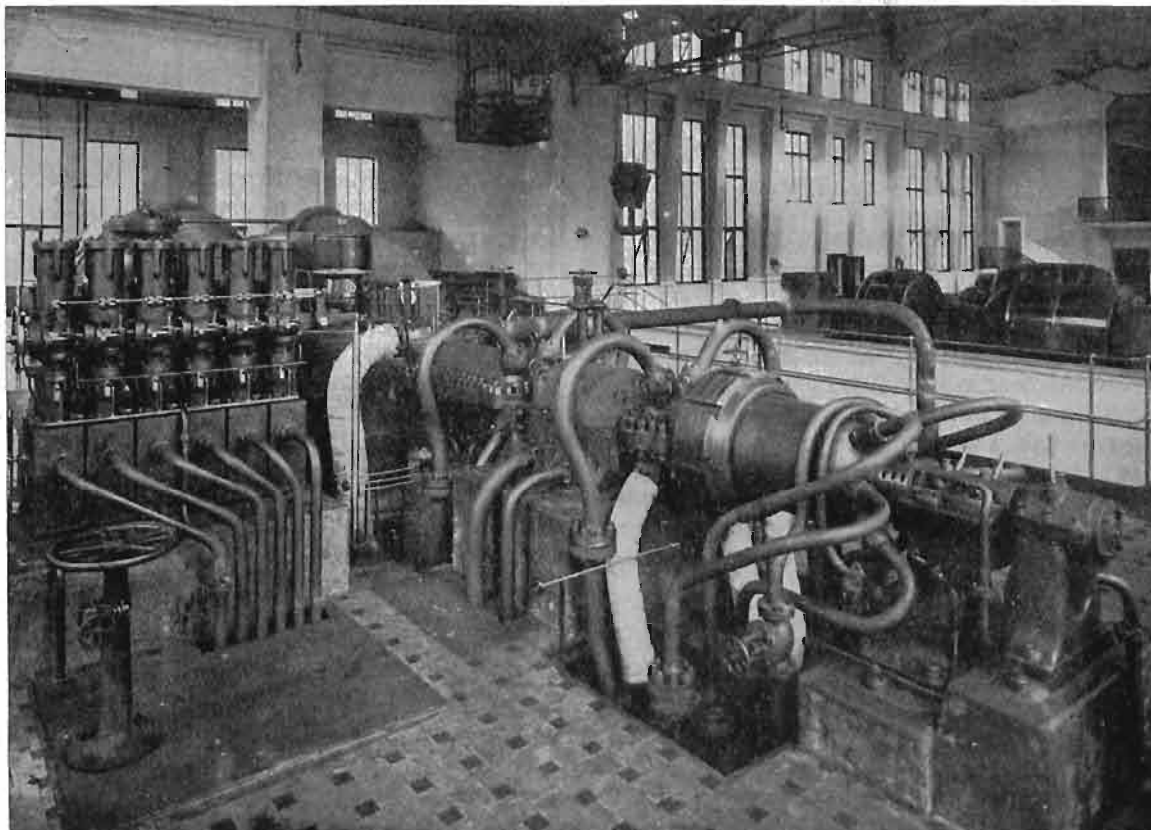
w systemie akcyjnym większe objętości pary, posiada przy dostatecznie długich łopatkach nie gorszą niezawodność ruchu, a natomiast lepszą sprawność, w końcu przy tej samej sumie średnich prędkości obwodowych wirników jest tańszy w wykonaniu, więc ułatwia walkę konkurencyjną. Ponieważ system reakcyjny 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 atn 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 wirnikowemi 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 *walysztynowe*, które jedynie zapewniają spokojny bieg maszyny. Grzebieniaste łoża stopowe zastąpiono łożami klockowemi, które mogą podejmować bardzo duże naciski. Skutkiem tego usuwają one w wielu wypadkach konieczność stosowania łożów odciążających w turbinach reakcyjnych, a w turbinach akcyjnych usuwają obawę zatarcia się czopa stopowego przy większej nieszczelności uszczelnienia międzystopniowego w kierownicach, która zwykle następuje po dłuższym ~~okresie~~ okresie pracy. Nowoczesne stopowe łożyska klockowe, które powodują znacznie mniejsze straty niż łożyska grzebieniaste, są tak zbu-



Rys. 4. T. B. F. W. 18000 kW 100 ob. 500 r.

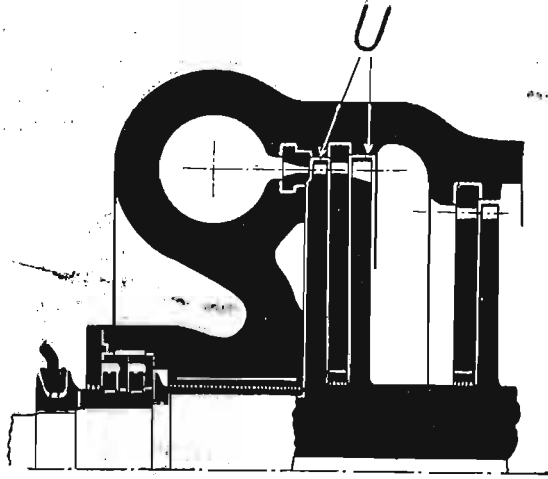
łopatki takie o długości nie mniejszej od 40 mm, jeśli temperatura pary jest wyższą od 270° C. Wynika z tego, że w turbinach osiowych, z wyjątkiem silników o bardzo wielkiej mocy, *system akcyjny*, w którym większe promieniowe szczeliny łopatkowe są dopuszczalne bez ujemnego wpływu na sprawność turbiny, 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-

niem, 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 pochylecia się segmentów, kliny pomiędzy powierzchniami pracującymi, w które to kliny wciska się smar.

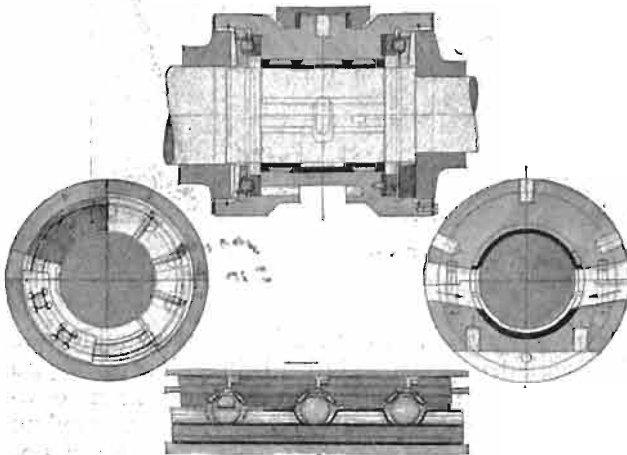
Firma Brown—Boveri wykonywa łożyska stopowe tego rodzaju łącznie z łożyskami głównymi (rys. 6) lub też umieszcza je oddzielnie obok łożysk głównych (rys. 7). Na rys. 6 wi-

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 stopowe Brown-Boveri'ego są tak wykonane, że mogą opanować nacisk w obydwóch kierunkach. Firma Skoda w Pilźnie uzyskuje wspomnianą taśmę smaru w łożu stopowym przez zastosowanie sprężynujących klocków, wykonanych z jednego kawała



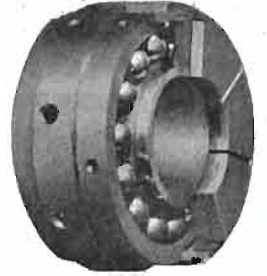
Rys. 6.

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

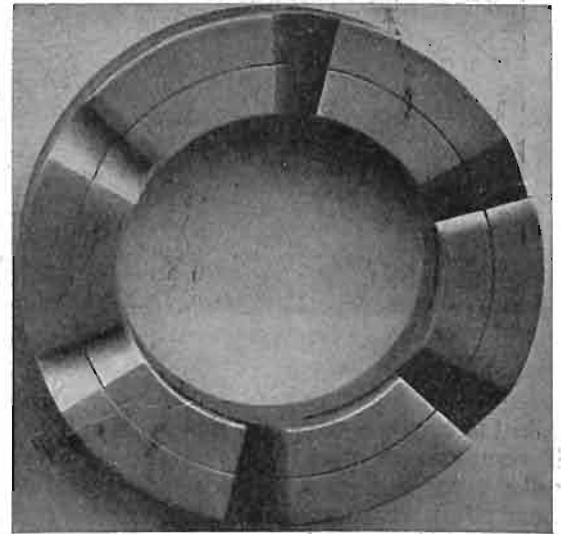
ża znajduje się 12 klocków, które mogą pochyłać się na promieniowych krawędziach *K*. Klocki te spoczywają na dwudzielnych pierścieniach, posiadających grzbiet kulisty, którym przylegają do dwudzielnych żeliwnych podstaw. *D* oznacza kierunek obrotu, *L*—klocek, *O*—smar. Nowsze wykonanie tego łoża stopowego 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 przynitowane 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 pochyłać, *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



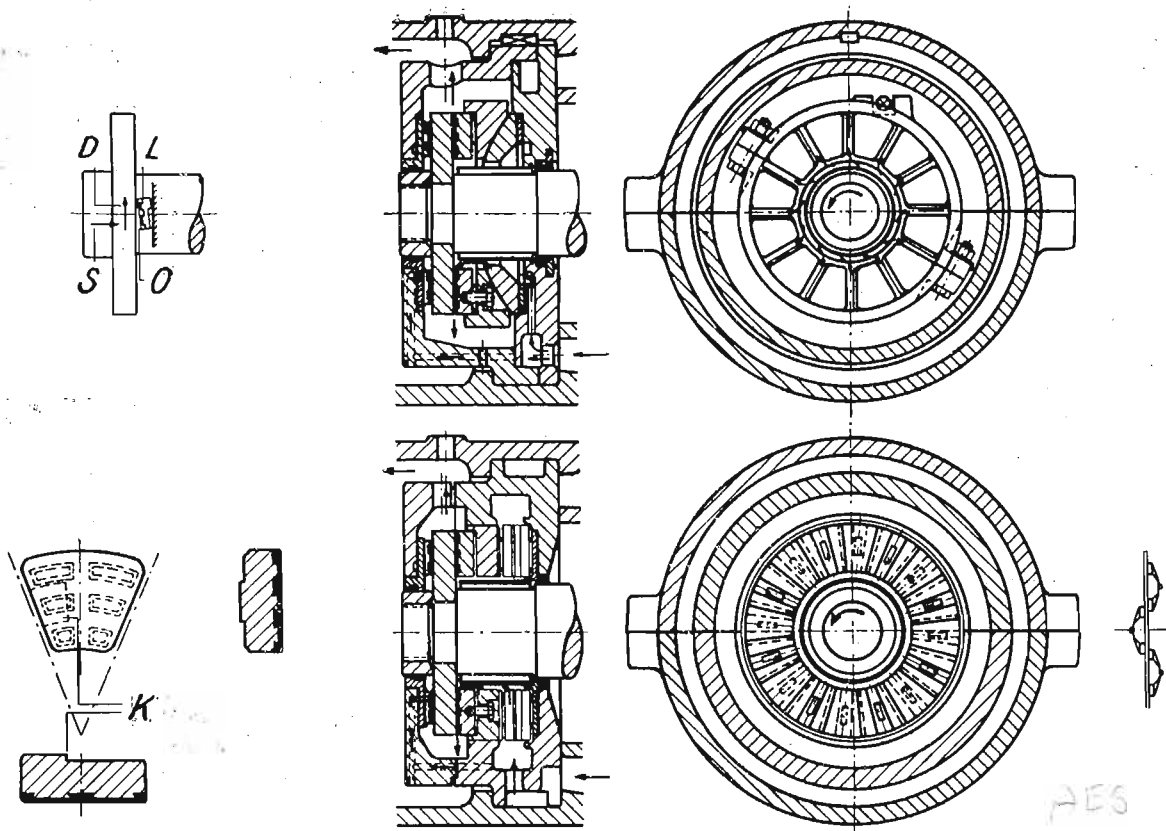
Rys. 7.



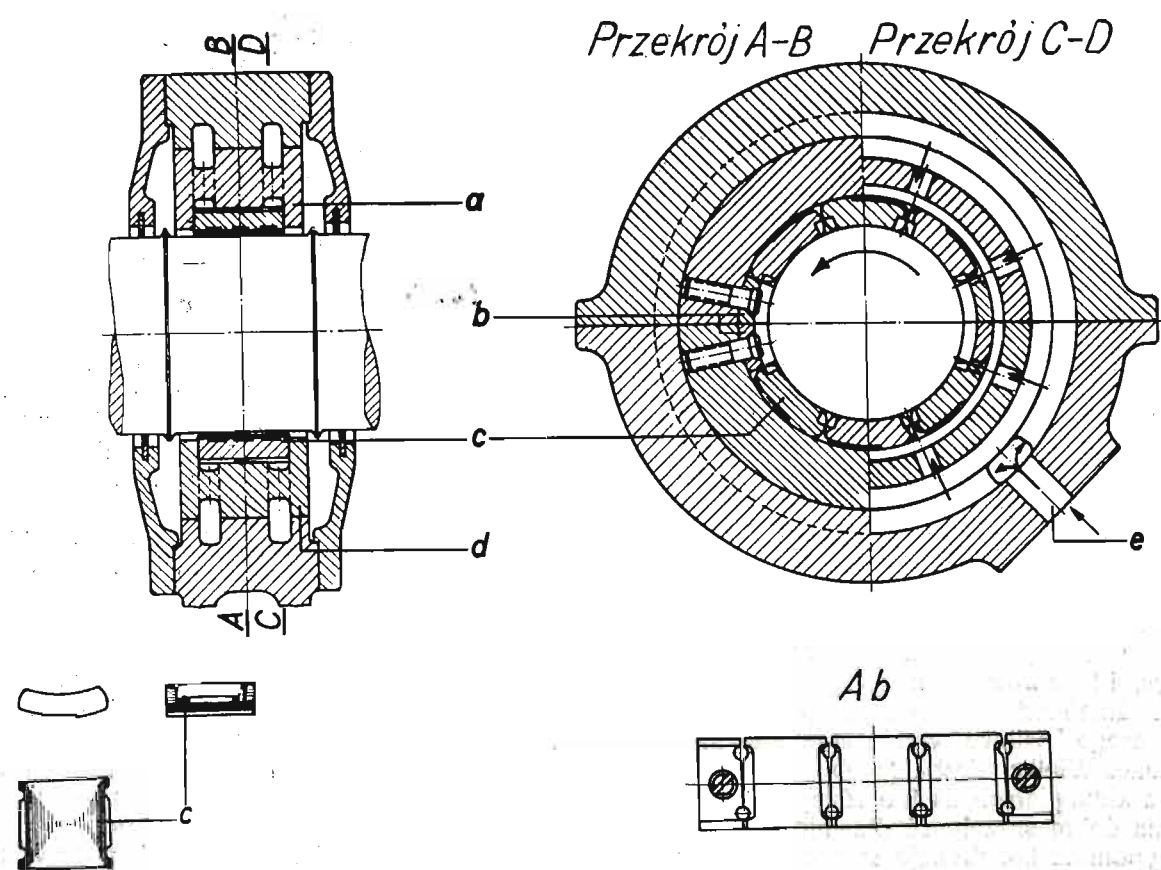
Rys. 8.

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





Rys. 9.



Rys. 10.



czywa przeważnie na sprężynach, a w turbinach przeciwprężnych 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

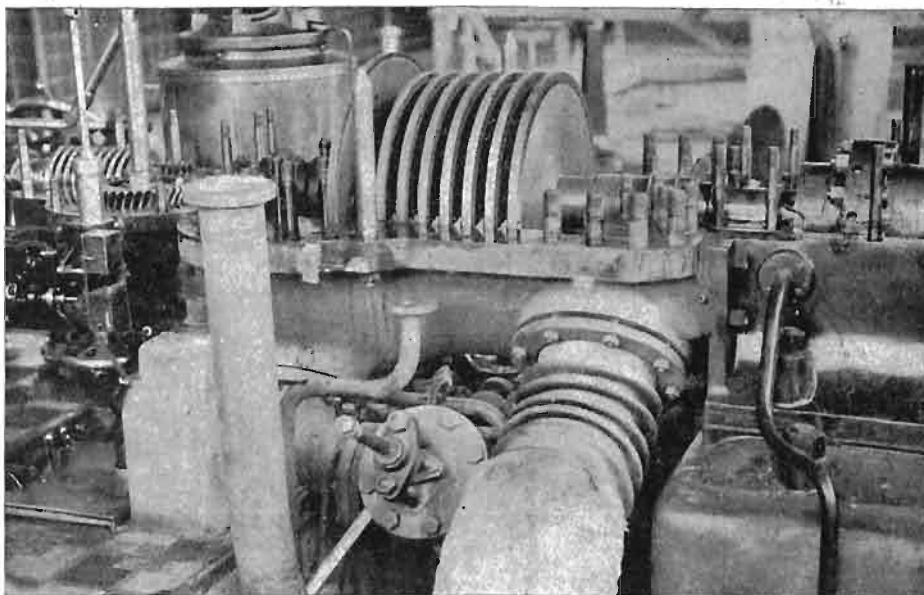
## 2. Ekonomiczna praca turbiny.

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

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

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<sup>a</sup>

R. B. F.

dławnica Pierwszej Brneńskiej Fabryki (rys. 13) składa się z kilku stalowych pierścieni grzebieniastych A, a przeciwgrzebienie 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 skuteczniejszą pierścienie węglowe D.

Przy bardzo wysokich ciśnieniach oraz w turbinach o bardzo dużej mocy rozpowszechnia się coraz więcej dławnic grzebieniastych podług 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 przeciwprężności  $p_0 = 0,05 \text{ ata}$  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 czołowych*, pracujących ze znacznie wyższym ciśnieniem dolotowym, a których para wylotowa zasila stare turbiny.

W turbinach przeciwpięrznych (rys. 16, krzywe III i IV wykreślone dla sprawności wewnętrznej  $\eta_i = 0,75$  i przeciwpięrzności 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

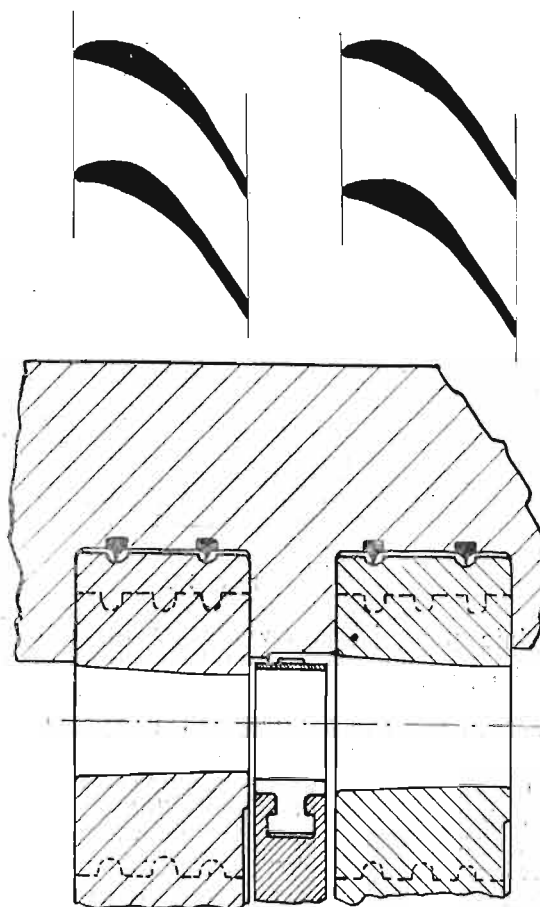
$$\frac{u}{c_0} = \frac{u}{91,5 \sqrt{i_1 - i_2}}$$

(t. j. prędkość obwodowa wirnika podzielona przez prędkość pary), a posiada największą wartość w turbinie akcyjnej  $\frac{u}{c_0} = 0,44$  do 0,5 i w tur-

binie półreakcyjnej przy  $\frac{u}{c_0} = 0,58$  do 0,72, możemy w wielostopniowych turbinach zastąpić

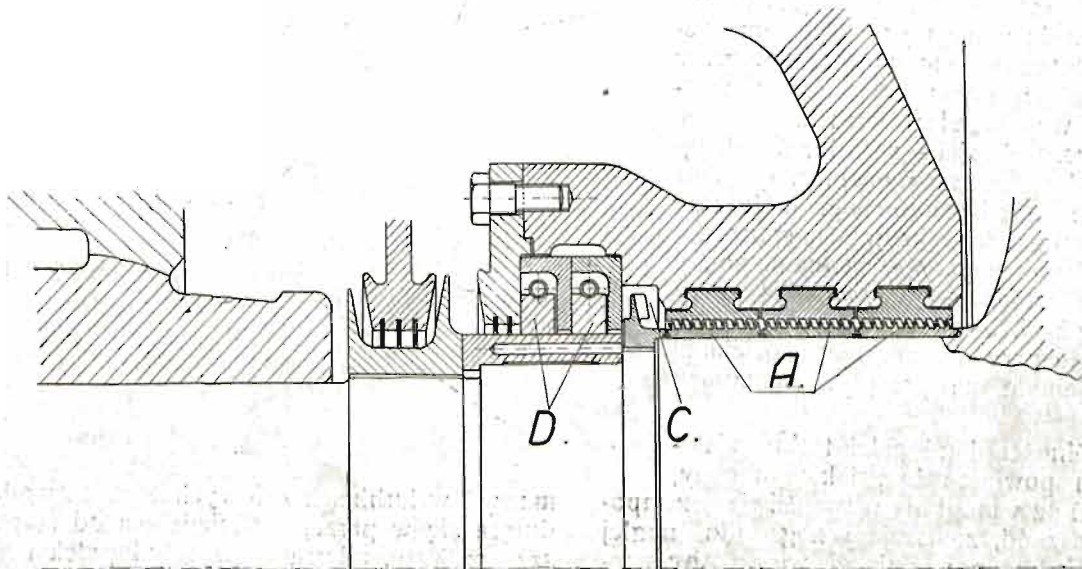
liczbę Parsons'a specyficzną prędkością obwodową, wyrażoną wzorem:

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



Rys. 12.

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

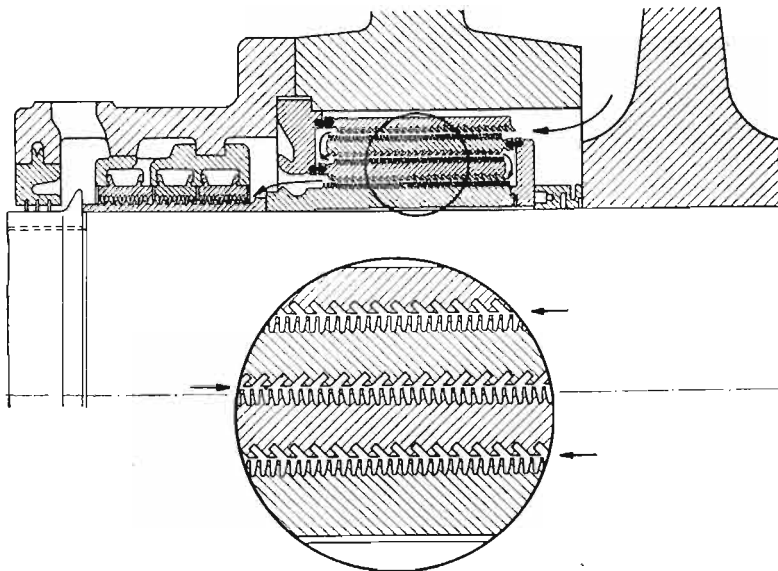


Rys. 13.



$i_1 - i_2 =$  spadek adyabatyczny ciepłota 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.

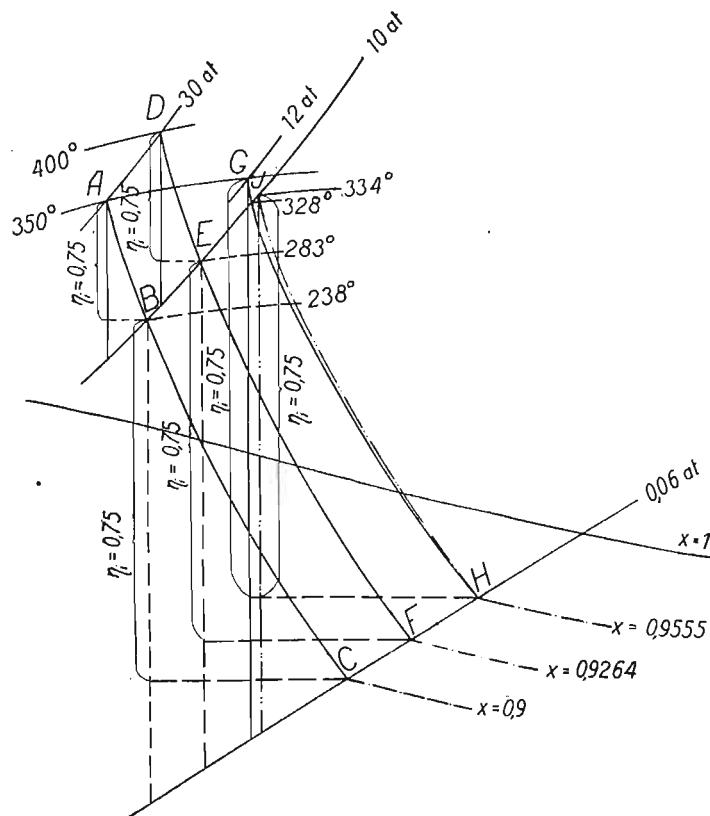
*Sprawność turbiny parowej zależy bowiem w wielkiej mierze od dostatecznej wysokości łopatek*, którą w części wysokoprężnej turbin pracujących z dużym ciśnieniem dolotowym można uzyskać przez zastosowanie przepływu pary z małą prędkością. Przy wysokich łopatkach zmniejszają się straty nieszczelności, — 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 strumienie 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 przodujące wykonywują w turbinach osiowych *łopatki o większej długości*, więc w części niskoprężnej i często nawet średnioprężnej, *okształtacie zwinętym*, 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  $400^\circ\text{C}$ , 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  $\eta$ , 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-



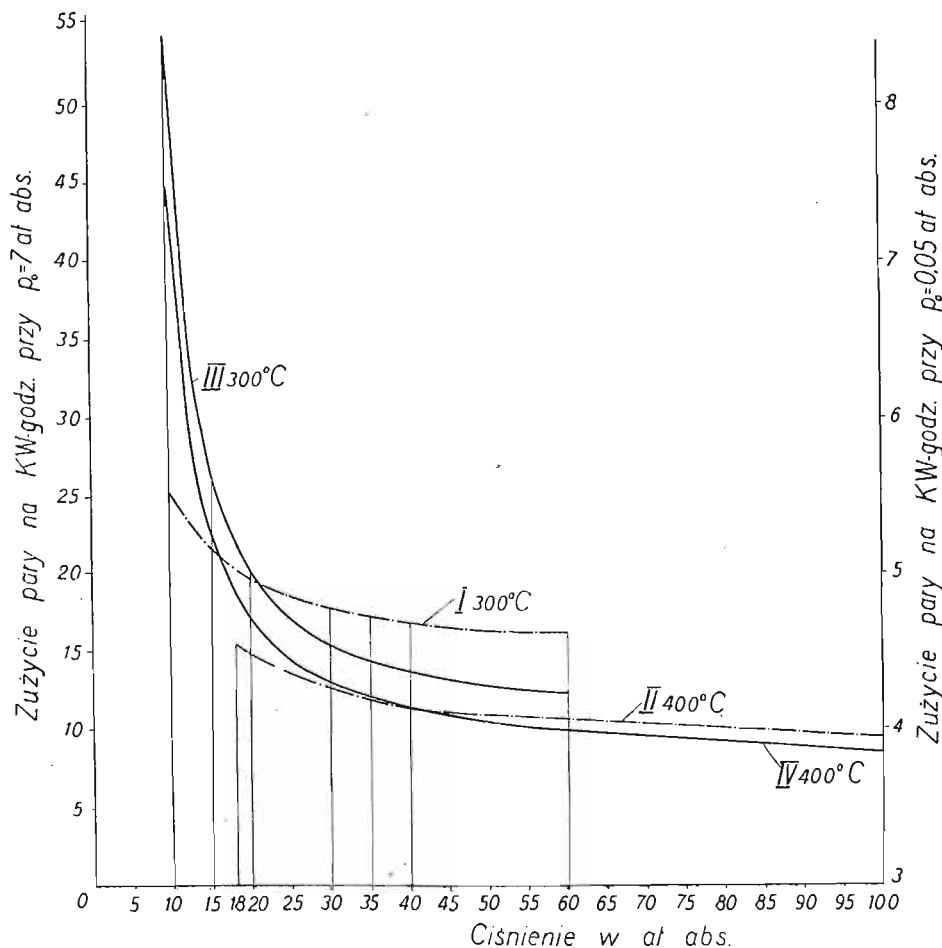
Rys. 15.

maczyć w turbinach osiowych tem, że woda znajdująca się w parze, a posiadająca od niej mniejszą prędkość, uderza o grzbiety łopatek i wywiera 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 nierdzewiącej. Opanowanie zagadnienia wilgotności pary w turbinach promieniowych nie jest mi znane, a zapatrywania firmy budującej takie silniki podam przy przedstawieniu budowy turbin Ljungstroem'a.

osuszać względnie przegrzewać parę, płynącą z kadłuba wysokoprężnego do niskoprężnego, wysoko przegrzaną parą 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 niskoprężnej i przez zmniejszenie zdzierania łopatek, które to zdzieranie powoduje stopniowe pogarszanie się sprawności turbiny.

Na podstawie powyższych przesłanek o no-



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 zawłości przewodów rurowych i skutkiem tego zmniejszenia niezawodności siłowni. W ostatnim czasie niektóre fabryki zamierzają osiągnąć cel w sposób prostszy, mianowicie Pierwsza Brneńska Fabryka i firma Brown-Boveri zamierzają

wczesnych turbinach parowych rozważyć 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.

## I. TURBINY KONDENSACYJNE.

### A. Turbiny jednokadłubowe.

Jak poprzednio zazaczyłem, buduje się obecnie jednokadłubowe osiowe turbiny parowe naogół przy  $n = 3000 \text{ obr/min}$  i ciśnieniu dolotowym aż do 22 atn i 350° C o mocy aż do



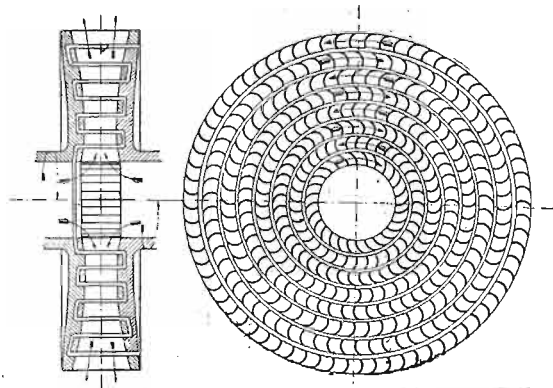
około 12000 kW. Jedynie fabryka Zoelly'ego, budująca wielostopniowe osiowe turbiny akcyjne o małej liczbie stopni ciśnienia przy dużych średnicach wirników stosuje *jednokadłubowe wykonanie* przy  $n=3000 \text{ obr/min}$  o mocy aż do 20000 kW, a przy  $n=1500 \text{ obr/min}$  o mocy aż do 40000 kW i to przy ciśnieniu pary dolotowej aż do 35 atn i 400° C. Osobiście mam w tym względzie poważne wątpliwości, a to tem więcej, że dziesięciostopniowe, jednokadłubowe osiowe turbiny kondensacyjne systemu akcyjnego o mocy 40000 kW przy  $n=1500 \text{ obr/min}$  i przy ciśnieniu dolotowym 23 atn, 375° C zawiodły w ruchu także pod względem trwałości kadłuba, podlegającego przy dużej średnicy a niewielkiej długości bardzo znacznej różnicy temperatur. Co do poprzednio wspomnianej liczby obrotów 3000 na minutę, to zaznaczyć należy, że przy wyższym ciśnieniu pary dolotowej, a mocy niewielkiej (poniżej około 1000 kW) trzeba ze względu na uzyskanie niezbyt niskich łopatek stosować większą liczbę obrotów turbiny i trzeba z konieczności umieścić przekładnię zębatą pomiędzy turbiną i generatorem elektrycznym. Jeśli przekładnia nie jest duża, a jest prawidłowo i starannie wykonana, to nie można mieć żadnych wątpliwości co do niezawodności ruchu takiego turbozespołu.

Jednokadłubowe turbiny promieniowe systemu Ljungstroem'a zostały już zbudowane dla ciśnienia dolotowego 28 atn, 450° C, a projektuje się je dla ciśnień do 50 atn. Turbiny Ljungstroem'a zdobywają coraz większe zastosowanie, choć dotychczas rynek zbytu, zwłaszcza przy wyższych ciśnieniach dolotowych opanowany jest prawie wyłącznie przez turbiny osiowe, wykonywane przeważnie jako turbiny kombinowane, akcyjno-reakcyjne. System wyłącznie reakcyjny i system wyłącznie akcyjny są w turbinach parowych obecnie rzadziej używane.

W osiowych turbinach jednokadłubowych *system reakcyjny* jest stosowany tylko przez fabrykę Parsons'a w Anglii, co można tłumaczyć sobie pewnym konserwatyzmem i używaniem niezbyt wysokiego ciśnienia pary dolotowej, skutkiem czego otrzymuje się już przy mocy około 5000 kW łopatki niezbyt krótkie. W turbinie promieniowej łopatki ułożone są równoległe do osi geometrycznej wału, a pierwszy wieniec łopatkowy posiada małą średnicę, skutkiem czego nawet przy mniejszej mocy turbiny łopatka posiada dostateczną długość przy systemie reakcyjnym. Ostatni może być więc, nawet przy mniejszej mocy (ok. 700 kW) turbiny, zastosowany z powodzeniem w turbinach promieniowych.

Jedyną parową turbiną promieniową, która jako silnik o mocy średniej odgrywa na rynku zbytu poważną rolę, jest turbina Ljungstroem'a, pracująca z reakcją i z regulacją przez dławienie pary dolotowej. Przepływ pary w tej turbinie widzimy na rys. 17. Cechą jej charakterystyczną jest to, że *nie posiada żadnych kierownic*, tylko dwa wirniki, zaopatrzone w większą liczbę

wieńców łopatkowych;—w ostatnich para rozpręza się stopniowo, nadając wirnikom ruch przeciwbieżny. Wirniki te A i B (rys. 18) osadzone są na końcach dwóch wałów, skutkiem czego turbozespół musi posiadać dwa generatory elektryczne. Parę świeżą doprowadza się do pierwszego wienca łopatkowego o najmniejszej średnicy rurą C, rozdzielającą się w kilka rur, a przechodzącą przez przestrzeń wylotową;—para wylotowa płynie rurą D do kondensatora. Wyniką z tego, że uszczelnienia grzebieniaste, znajdujące się pomiędzy wirującymi razem z wirnikami tarczami E i nieruchomymi tarczami F muszą uszczelniać pomiędzy ciśnieniem pary dolotowej i próżnią. Co do rys. 18 to nadmienić można jeszcze, że H oznacza zawór służący do przecięcia turbiny, a K jest korkiem, dzięki któremu czop, na którym osadzony jest wirnik, ogrzewany jest tylko na długości piasty wirnika.



Rys. 17.

Całość instalacji turbozespołu Ljungstroem'a widzimy na rys. 19, w którym oznacza: 8—turbina, 2—generatory elektryczne, 11—kondensator powierzchniowy, na którym spoczywa turbozespół, 14—pompę do wody chłodzącej, 18—pompę do kondensatu, 35—ejektory do odciągania powietrza rurą 16 z kondensatora, do których doprowadza się parę świeżą rurkami 38 i 39, a z których odpływa ona do kondensatora, 3—główny zawór rozruchowy i bezpieczeństwa, 4—samoczynny zawór regulacyjny, 29—zawór (z uszczelnieniem wodnym) dla pracy z wydmuchem. Z rysunku tego widzimy, że turbina zabiera mało miejsca, natomiast cała długość turbozespołu jest większa niż turbozespołów osiowych z powodu konieczności stosowania dwóch generatorów elektrycznych. Ponieważ cały turbozespół spoczywa na kondensatorze, a tenże na fundamencie (rys. 20), przeto ostatni jest bardzo prosty, tak że turbozespół tego rodzaju może być łatwiej przenoszony z jednego miejsca na drugie niż turbozespół z osiowym przepływem pary.

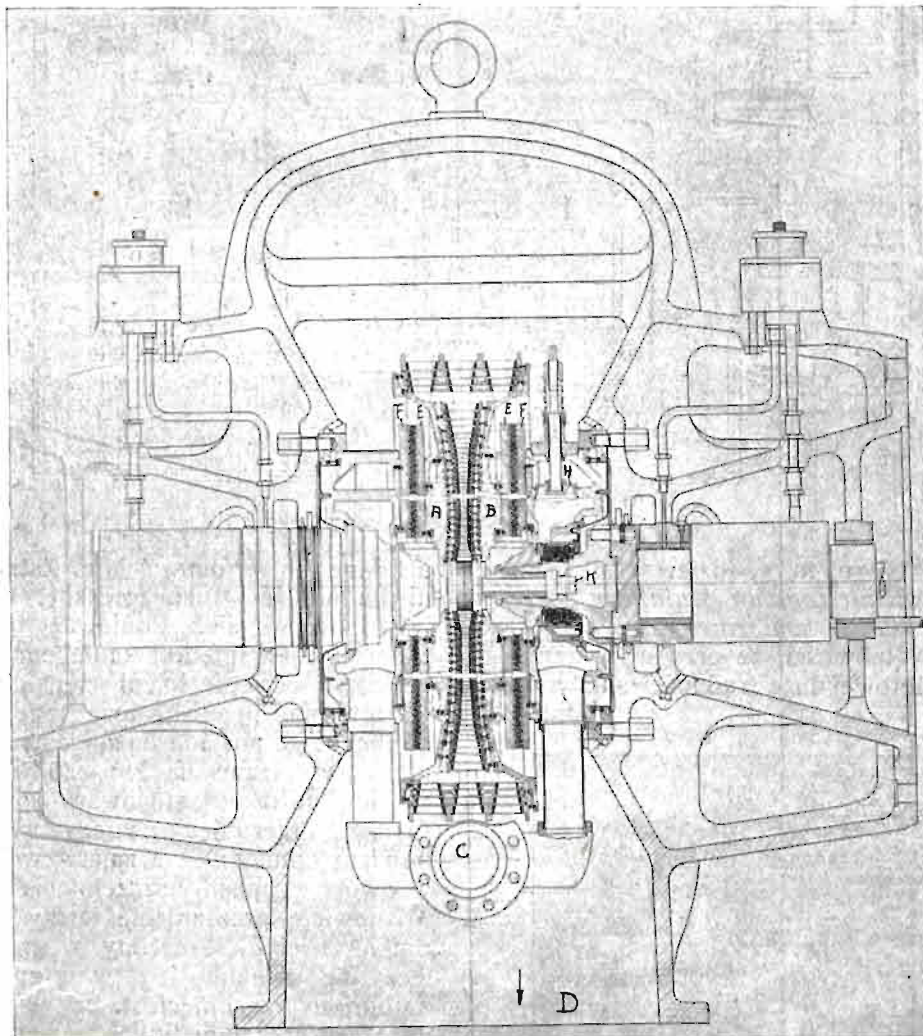
Przy mocy większej od około 3000 kW przy  $n=3000 \text{ obr/min}$  nie można ze względów wytrzymałościowych stosować ostatnich wienców łopatkowych o układzie promieniowym, a celem

uzyskania krótszych łopatek używa się w ostatnich osiowych wieńcach (rys. 21) dwukierunkowego przepływu pary. Na rys. 21 oznacza:

3 — rurę dla dopływu pary świeżej, rozdzielającą się w rurze wylotowej 2 na kilka rur 4, 5 — zawór do przeciążenia turbiny (największa moc stała 6250 kW), 7 — osiowe łopatki kierownicze, przytwierdzone do kadłuba turbiny, 8 — osiowe łopatki wirnikowe systemu reakcyjnego, 10 i 11 — rurki służące do odpro-

kowych jest więc bardzo prosta. Pierścień 4 jest cienki, a połączony jest z pierścieniami 2 i 9 za pomocą zawalcowania, skutkiem czego całość budowy jest tego rodzaju, że daje dużą elastyczność przy nierównym wydłużaniu się poszczególnych części.

Uchodzeniu pary pomiędzy dwoma wieńcami wirnikowymi zapobiega ostre pierścieniowe obrzeże 7, które jest przytwierdzone do pierścienia 9 przez zabicie pierścieniem 8.



Rys. 18. Turbina Ljungstroem'a o mocy 1700 kW, przy  $n = 3000 \text{ obr/mtn}$ ,  $p_1 = 13 \text{ atn}$ ,  $350^\circ\text{C}$ ,  $p_2 = 0,05 \text{ ata}$ .

wadzenia pary z dławnic, 17 — generatory elektryczne. Wirnik 9 składa się z kilku części, połączonych ze sobą za pomocą sworzni stożkowych. Umocowanie łopatek w wirniku uwidocznione jest na rys. 22. Łopatka 11, tworząca jedną całość z ogonami jaskółczymi 10, połączona jest za pomocą zawalcowania ze wzmacniającymi pierścieniami cylindrycznymi 9, a jeden z tychże za pomocą pierścienia cylindrycznego 4 z pierścieniem 2, połączonym z wirnikiem 1 przez zabicie drutem 3. Wymiana wieńców łopat-

Przy jeszcze większej mocy stosuje Ljungstroem, jak to widzimy na rys. 23, dwa reakcyjne osiowe stopnie ciśnienia o przeciwnym kierunku przepływu pary.

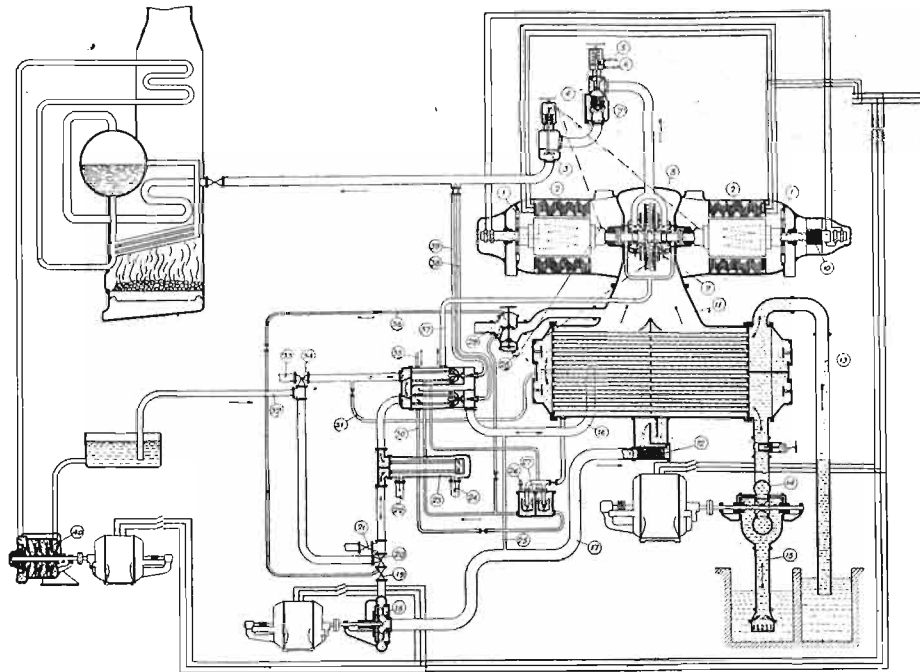
Zewnętrzny widok turbiny Ljungstroem'a przedstawia rys. 24.

Turbiny Ljungstroem'a o mocy mniejszej, pracujące przy ciśnieniu dolotowym 16 atn,  $350^\circ\text{C}$  wykazały także u nas w Polsce dobre wyniki w ruchu pod względem zużycia pary i niezawodności ruchu, natomiast zagranicą zostały już



uruchomione dla wyższych ciśnień (aż do 28 *atn*) i wyższych temperatur (aż do 450° C). Jeśli ostatnie dadzą w pracy kilkoletniej wyniki zadawalniające w szczególności pod względem

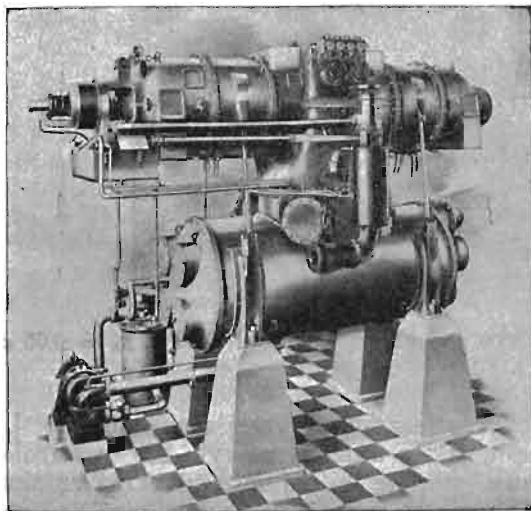
wykonane jest podług rys. 25 za pomocą uszczelnienia grzebieniastego. Błazniane pierścienie ze stali niklowej tego uszczelnienia są zabite drutem, w tarczach *E* i *F*, posiadają grubość 0,12 do 0,2 *mm*,



Rys. 19.

niezawodności biegu, to spodziewać się należy, że *rozpowszechnienie tego na genialnym pomysłe zbudowanego silnika znacznie wzrośnie*. Nie ulega jednak wątpliwości, że przy wysokim ciśnieniu pary dolotowej duże trudności sprawia usz-

a końce ich są ostro ścięte. Zatarcie się uszczelnienia nie jest niebezpieczne, bo masa blachy jest bardzo mała. Ponieważ tarcze *E* i *F* są z wirnikami względnie kadłubem turbiny połączone za pomocą pierścieni cienkich sposobem nawalcowania, przeto całość tego szczegółu konstrukcyjnego posiada dużą elastyczność. Uszczelnienie wskazane na rys. 25 jest tego rodzaju, że nie potrzeba stosować łoża stopowego. Osiove przesunięcie tarczy wirującej wpływa bowiem odmiennie na zmianę wielkości szczeliny w dwóch grupach uszczelnienia grzebieniastego. Mianowicie przesunięcie tarczy w jednym kierunku zwiększa szczeliny w grupie zewnętrznej, lecz nie zmienia ich w grupie wewnętrznej, natomiast przesunięcie tarczy w drugim kierunku zwiększa szczeliny tylko w wewnętrznej grupie. Dzięki temu zmienia się nacisk pary na tarczę w ten sposób, że tarcza ruchoma wraz z wirnikiem ustawia się częściowo samoczynnie w położenie właściwe, przy którym nacisk pary na tarczę ruchomą równa się w zupełności naciskowi osiowemu pary, przepływającej przez wieniec łopatkowy wirnika.



Rys. 20.

zczelnienie pomiędzy tem ciśnieniem i próżnią (patrz rys. 18 uszczelnienie pomiędzy tarczami *E* i *F*), a przede wszystkim także *oponowanie wody w wilgotnej parze części niskoprężnej*.

Uszczelnienie pomiędzy tarczami *E* i *F*

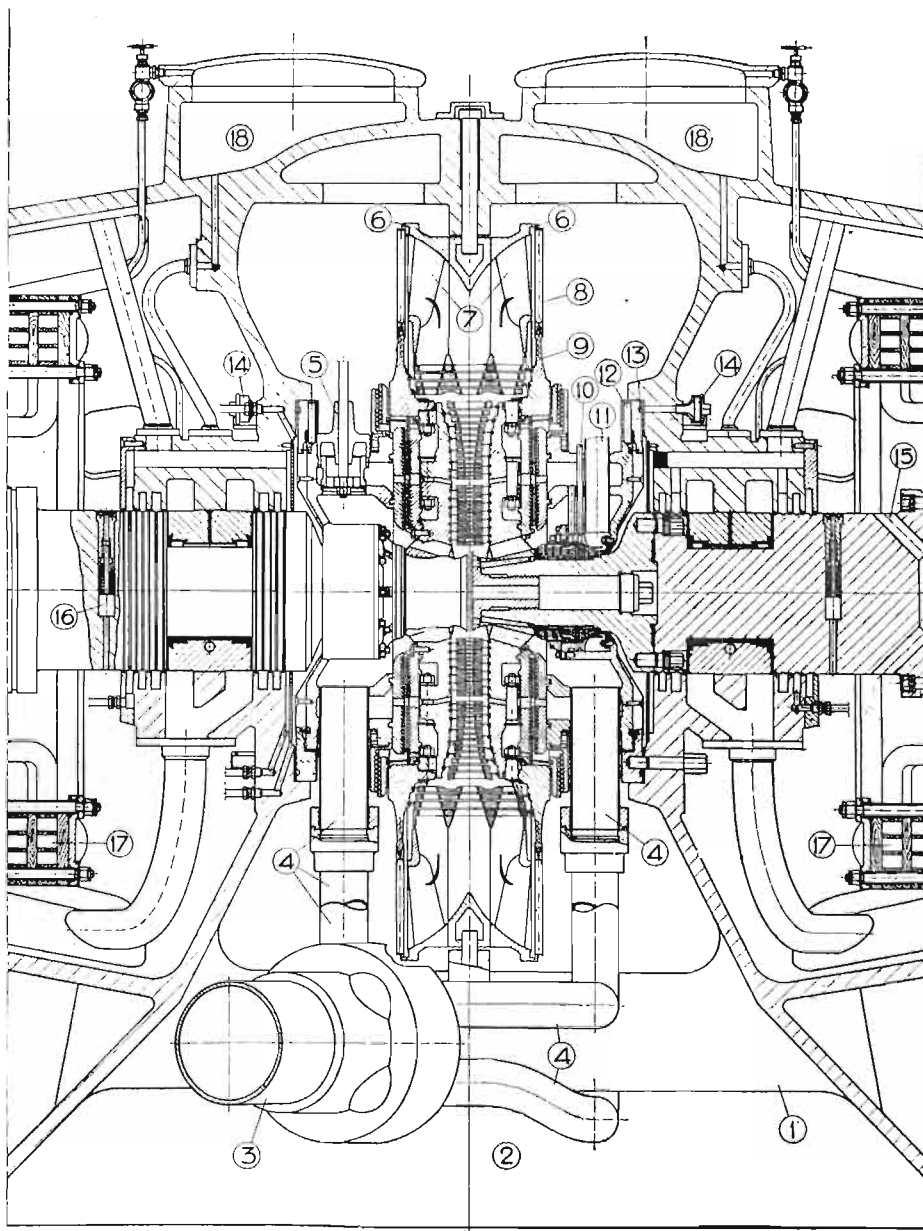
Co do zagadnienia oponowania wilgotności pary w części niskoprężnej turbiny, to firma Ljungstroem twierdzi, że w turbinach promieniowych krople wody rozdzielają się równomiernie i skutkiem tego musi następować równomierne zdzieranie łopatek na całej długości, oraz zaznacza, że w turbinach powyżej 3000 *kW* można przy przejściu z promieniowej tur-

biny w osiową jej część skutecznie odwodnić silnik. Z powyższego wynika, że wytwórnia zamierza poruszonemu zagadnieniu poświęcić przy wyższych ciśnieniach pary szczególną uwagę.

Bardzo ciekawą jest budowa dławnicy w turbinie Ljungstroem'a. Dławnica składa się z sze-

grzebieni w małej przestrzeni, a wielka liczba grzebieni zapewnia szczelność dławnicy.

Odprowadzanie pary z dławnicy odbywa się rurami *A, B i C*, — częściowo do dalszych stopni ciśnienia, częściowo do podgrzewacza wody zasilającej kotły.



Rys. 33.

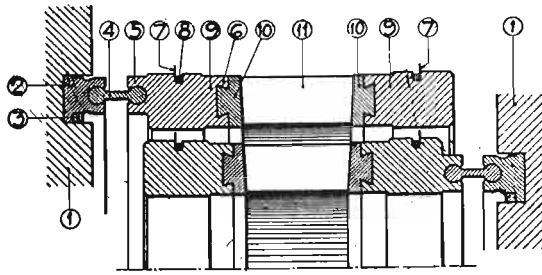
Rys. 21. Turbina Ljungstroem'a o mocy 5000 kW,  $n = 3000 \text{ obr/min}$ ,  $p_1 = 19 \text{ atn}$ ,  $375^\circ\text{C}$ ,  $p_2 = 0,06 \text{ ata}$ .

regu tarcz z grzebieniami pierścieniowymi z ostrem zakończeniem pod kątem  $45^\circ$  (rys. 26).

Tarcze ułożone są osiowo obok siebie, wewnętrzne *H* przytwierdzone klinem do wału turbiny, a zewnętrzne *F* klinem do kadłuba. Układ powyższy umożliwia zastosowanie wielkiej liczby

Jak z rys. 26 i poprzednich widać, właściwe krótkie wały turbiny są przewiercone i posiadają niewielką grubość ścianek, tak że przenikanie ciepła z turbiny do generatorów jest stosunkowo niewielkie, zwłaszcza że czop łożyska jest dobrze chłodzony przepływającym smarem. Budowa



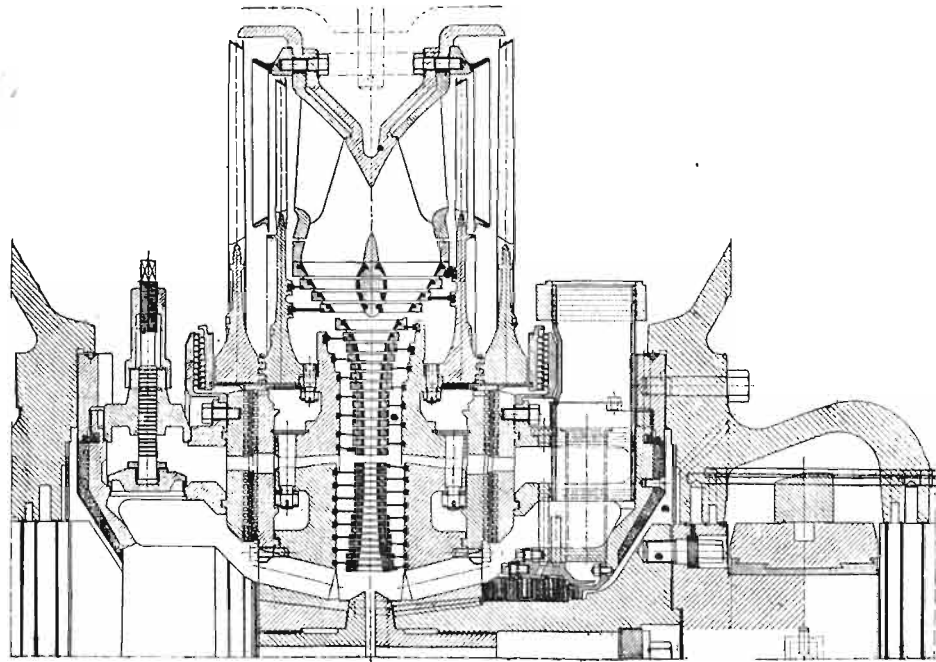


Rys. 22.

łożyska (rys. 27) jest również pomysłowa. Panwie łożyska 6 i 7, wyłożone białym meta-

jest zbędne. Okręcaniu się panwi zapobiega sworzeń kulisty 22, którego kula toczona jest mimośrodowo względem osi śruby 21, skutkiem czego można przez okręcanie śruby 21, ubezpieczyć w ten sam sposób jak śruby 1, przesunąć trochę panwie współosiowo do wału. Smar pod ciśnieniem dopływa rurą 19 i otworami 18, a liczba 17 oznacza podłużne wpustki oliwne. Odpływ smaru do chłodnicy następuje rurą 20. Ze względu na bliskość generatora trzeba tutaj zwrócić szczególną uwagę na uniemożliwienie przedostawania się smaru z łożyska wzdłuż wału.

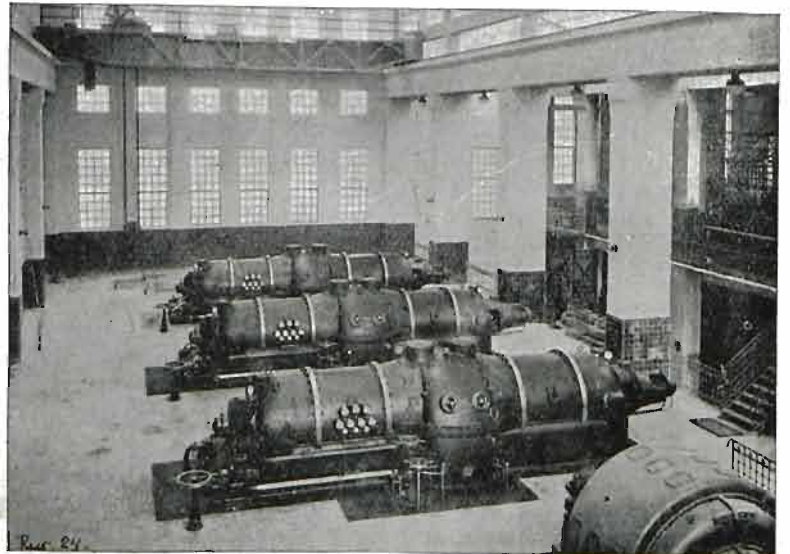
Z rysunków przedstawionych wynika, że turbina Ljungstroem'a jest nie tylko pomysłowa



Rys. 23. Kondensacyjna turbina Ljungstroem'a o mocy norm. 12000 kW, stałej mocy maks. 14000 kW, 25 atn 450° C,  $n = 3000$  obr/min.

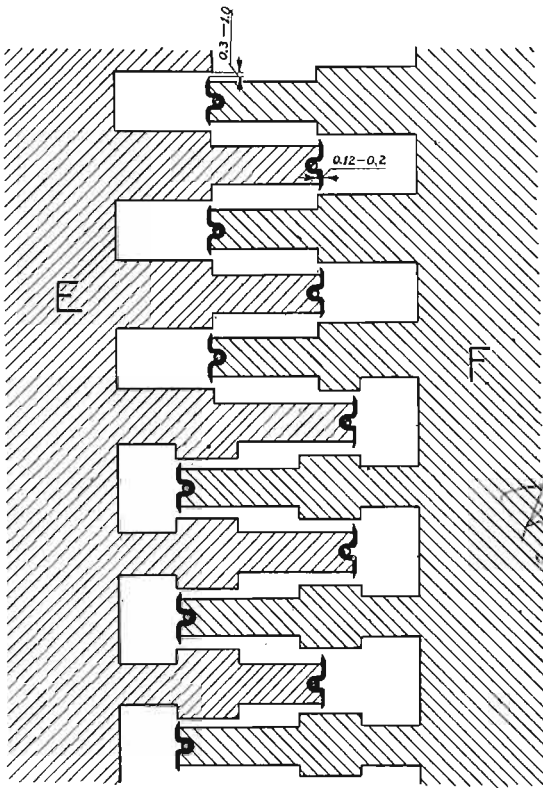
lem, spoczywają na czterech śrubach 1 z kulistymi łbami 5, pomiędzy którymi a panwiami znajdują się dokładki 8. Pokrywa łożyska przytwierdzona jest do korpusu jego zapomocą dopasowanych (lekko stożkowych) śrub 4, a panwie są ze sobą połączone śrubami 13 i ustalone kołkami dopasowanymi 14 i 15.

Ubezpieczenie nakrętek śrub 1 jest uskutecznione zapomocą małych śrubek, wkręconych w hamujące podkładki 10. Ostatnia posiada 12 otworów, natomiast przylegająca powierzchnia łoża tylko 11 otworów. Skutkiem otrzymanych w ten sposób 132 różnych położeń uzyskuje się możliwość bardzo dokładnego nastawienia panwi. Ostatnie musi oczywiście być uskutecznione w czasie montażu w warsztacie, a wyregulowywanie późniejsze



Rys. 24.

co do samego zasadniczego układu wirników, lecz także co do różnych szczegółów kon-



Rys. 25.

strukcyjnych. Z powodu braku kierownic od-  
padają straty w kierownicach i koszty ich

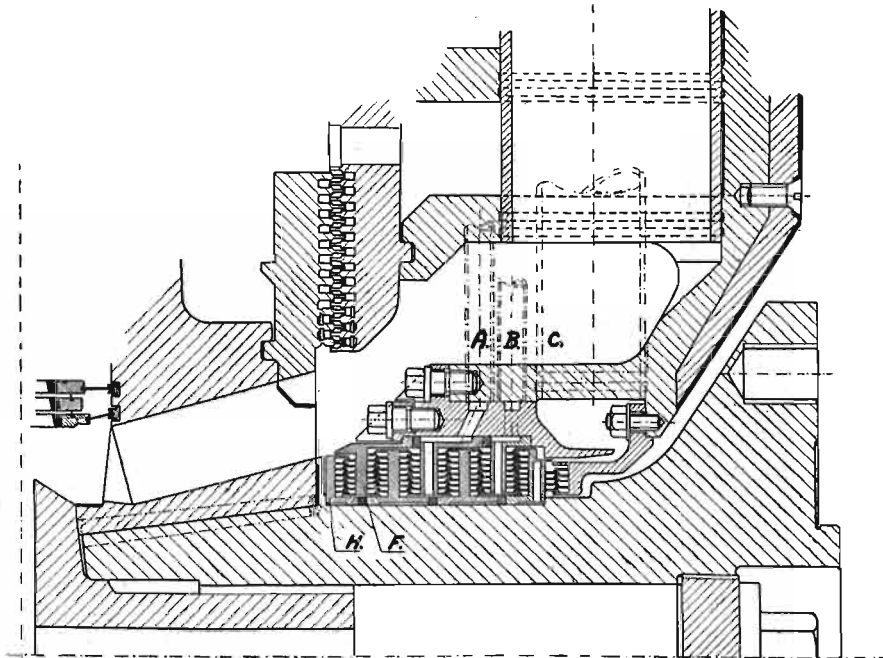
dwóch przeciwbieżnych wirników. Sprawność turbiny może więc być korzystna, zapotrzebowanie materiałów na nią jest mniejsze niż w turbinach osiowych, lecz wykonanie wymaga znacznie większej precyzji.

Rozpowszechnieniu większemu turbin Ljungstroem'a szkodzi natomiast, oprócz poprzednio wspomnianych wątpliwości, zapatrywanie niektórych inżynierów, że turbina osiowa jest prostsza w swej budowie od promieniowej, skutkiem czego w razie jakichkolwiek niedomagań może być łatwiej skontrolowaną przez mechanika miejscowego.

Wielostopniowe osiowe turbiny akcyjne nie posiadają wśród wytwórców turbin obecnie tak dużo zwolenników jak dawniej.

Niejedna fabryka, należąca dawniej do syndykatu Zoelly'ego, zaprzestała budowy tego typu; również niewielka jest liczba fabryk, które budują wielostopniowe osiowe turbiny akcyjne o większej liczbie stopni ciśnienia niż Zoelly, więc turbiny pracujące z mniejszą prędkością pary, a posiadające mniejsze średnice pierwszych wirników niż turbiny Zoelly'ego.

Jak poprzednio zazaczyłem, cechą charakterystyczną turbin Zoelly'ego jest mała liczba stopni ciśnienia, np. aż do ciśnienia dolotowego 25 atn stosuje Zoelly w turbinach kondensacyjnych, przy 20.000 kW tylko 10 stopni, a przy 40.000 kW — 12 stopni, przy wyższych ciśnieniach do 35 atn turbina otrzymuje 1 do 2 stopni więcej. Skutkiem tego trzeba wykonywać wirniki o dużych średnicach, aby uzyskać korzystny stosunek prędkości obwodo-



Rys. 26.

budowy, a osiągnięcie dużej liczby jakościowej Parsons'a nie jest zbyt kosztowne z powodu

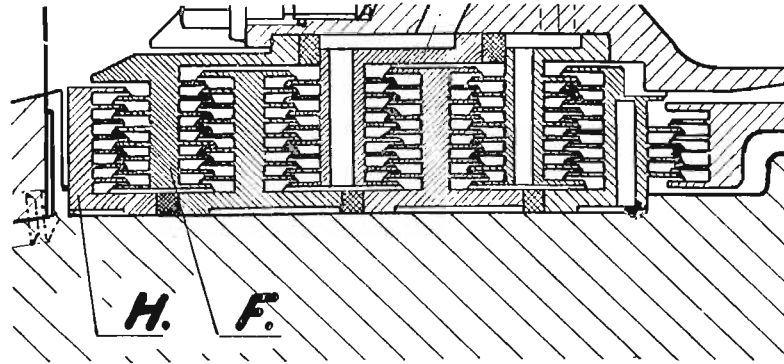
wej wirnika  $u$  do prędkości pary  $c_1$ , oraz aby uzyskać dostatecznie dużą liczbę jakościową



Parsons'a. Przy dużych spadkach ciśnienia w poszczególnych stopniach i dużych średnicach wirników przeginięcie się tarcz kierowniczych bywa nieraz powodem postoju silnika. Z tej przyczyny fabryka Escher i Wyss zwraca szczególną uwagę na możliwie sztywne wykonanie tarcz kierowniczych, jak to widzimy z rys. 28. przedstawiają-

twórcze liczbę tych tarcz trzeba również ograniczyć koszty ich wyrobu.

Jeśli jednak praktyka wykazuje, iż szczególnie, kosztowne usztywnienie tarcz kierowniczych w tym systemie turbin jest konieczne, to byłoby to również wskazówką, że w części niskoprężnej, w której duże średnice wirników są

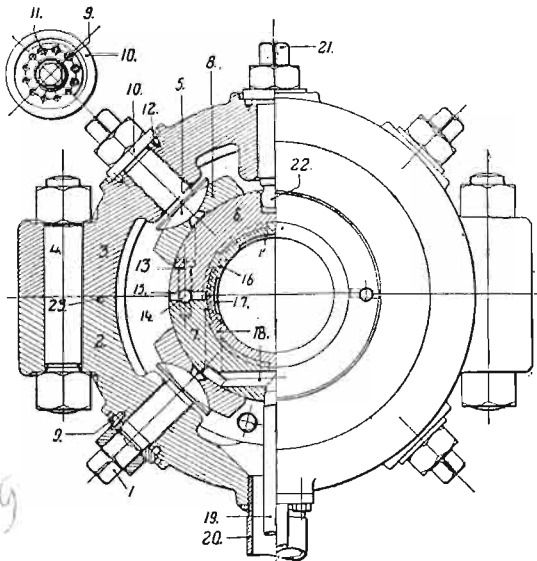


Rys. 26a.

cego turbinę o mocy 11.000 kW przy 3.000 obr/min. Wieńce tarcz kierowniczych są tutaj na siebie nasunięte tak, że tworzą one właściwie drugą ściankę kadłuba turbiny. W ten sposób osiąga się wprawdzie większą sztywność całości kilku tarcz kierowniczych, wydłużanie ich osiowe jest także możliwe, bo tylko jedna z połączonych ze sobą kierownic jest ustalona w kadłu-

nieuniknione, ma więcej racji bytu system reakcyjny.

W turbinach akcyjnych o małej liczbie stopni ciśnienia można wprawdzie, zwłaszcza przy średnich ciśnieniach dolotowych, osiągnąć korzystne wyniki zużycia pary w okresie roku gwarancyjnego, lecz można słusznie wyrazić obawę, że zużycie to znacznie wzrośnie z biegiem czasu, ponieważ przy obecnym stanie materiałów zdzieranie łopatek będzie znacznie większe niż w turbinach, pracujących z mniejszymi prędkościami pary. Oprócz tego można mieć pewne zastrzeżenia co do niezawodności takiego silnika przy wyższych ciśnieniach i temperaturach pary, w szczególności co do odkształceń pierwszego wirnika, posiadającego bardzo dużą średnicę, co do przeginięcia się, a zatem zacierania się tarcz kierowniczych, w końcu co do trwałości krótkiego kadłuba o dużej średnicy, podlegającego dużym różnicom temperatur. Nie można oczywiście twierdzić, że ostatnio wspomniane zjawiska, które przy dzisiejszym stanie materiałów mogą narazić na szwank niezawodność ruchu silnika, nie będą w przyszłości opalone; — z pewnością umysł inżyniera będzie dążył w tym kierunku, bo widzi w tym wielki cel ekonomiczny, t. j. zmniejszenie kosztów wytwórczych silnika.



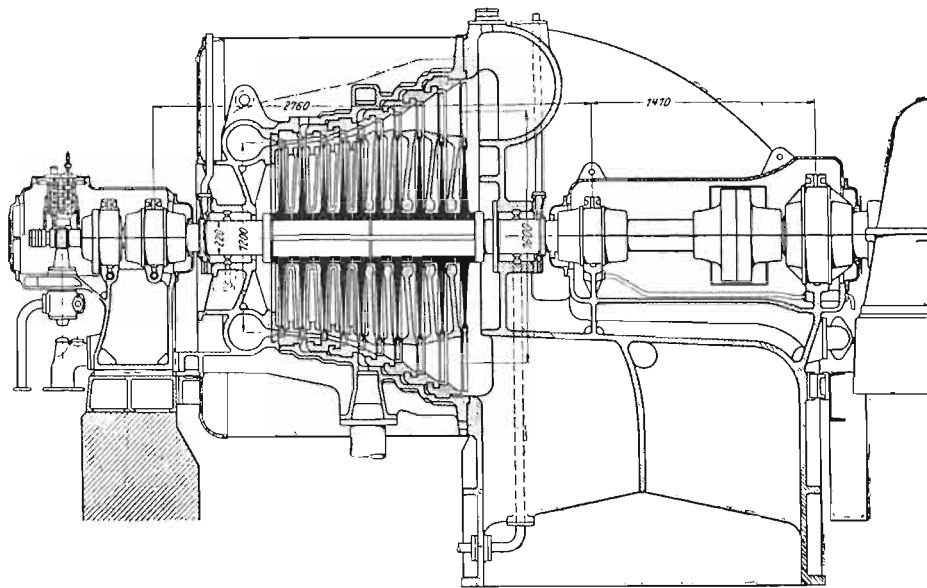
Rys. 27.

bie w kierunku osiowym, lecz nasuwa się pytanie, czy tak kosztowna konstrukcja jest usprawiedliwiona w systemie, stosującym ze względu na osiągnięcie małych kosztów wytwórczych małą liczbę stopni ciśnienia. Wielostopniowa osiowa turbina akcyjna jest przecież właśnie z powodu tarcz kierowniczych kosztowniejsza od reakcyjnej, więc ograniczając ze względu na koszty wy-

O szczegółach budowy turbiny, przedstawionej na rys. 28, należałoby zaznaczyć, że konstruktor zwrócił także szczególną uwagę na prawidłowy kształt części wylotowej kadłuba, aby możliwie zmniejszyć straty, połączone z odpływem pary z kadłuba; — średnica rury jest większa od długości właściwego kadłuba turbiny. Jeśli ostatni wykonany jest ze staliwa, to i na część wylotową, trzeba użyć tego samego materiału, gdyż w razie przeciwnym uszczelnienie obydwóch połówek kadłuba w pobliżu miejsca przytwier-

dzenia jego części wylotowej sprawia bardzo duże trudności, z powodu innego wydłużania się staliwa niż żelaza. Całość kadłuba turbiny spoczywa po stronie niskoprężnej na łapach i przytwierdzona jest po stronie wysokoprężnej do korpusu łoża. Położenie kadłuba względem łoża usta-

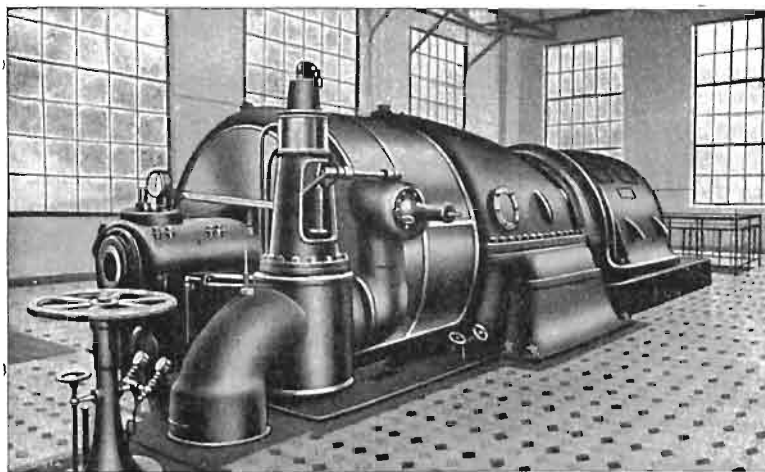
dzystopniowych, umieszczonych w piastach kierownic. Wirniki nasadzone są z małym stożkiem na wał, a uszczelnienie w dławnicach dokonane jest za pomocą pierścieni węglowych, które nie zapewniają, zwłaszcza przy wyższych ciśnieniach pary dolotowej takiej niezawodności biegu sil-



Rys. 28. Turbina jednokadłubowa Escher i Wyss'a (system Zoelly) o mocy 11000 kW,  $n = 3000$  obr/min,  $p_1 = 14$  atn,  $350^\circ$  C,  $p_2 = 0,045$  atn.

lają trzy kliny, mianowicie dolny ustala położenie osiowe, a dwa boczne, umieszczone w pobliżu osi geometrycznej silnika, ustalają położenie względem tejże osi. W stosunku do płyty fundamentowej kadłub ustalony jest po stronie niskopręż-

nika jak dławnice grzebieniaste. Jak z rys. 29 wynika, turbiny Zoelly'ego zaopatrzone są w regulację jakościową, t. j. przez dławienie pary dolotowej; w mniejszych typach stosuje się jeden zawór dławiący, w większych—dwa. Oczywiście re-



Rys. 29

nej, a współosiowe wydłużanie zapewnia podłużny klin w korpusie łoża po stronie wysokoprężnej. Łoże stopowe, umieszczone po stronie wysokoprężnej jest budowy grzebieniastej, może więc zawieść, jak to praktyka wykazuje, w razie większej nieszczelności uszczelnień mię-

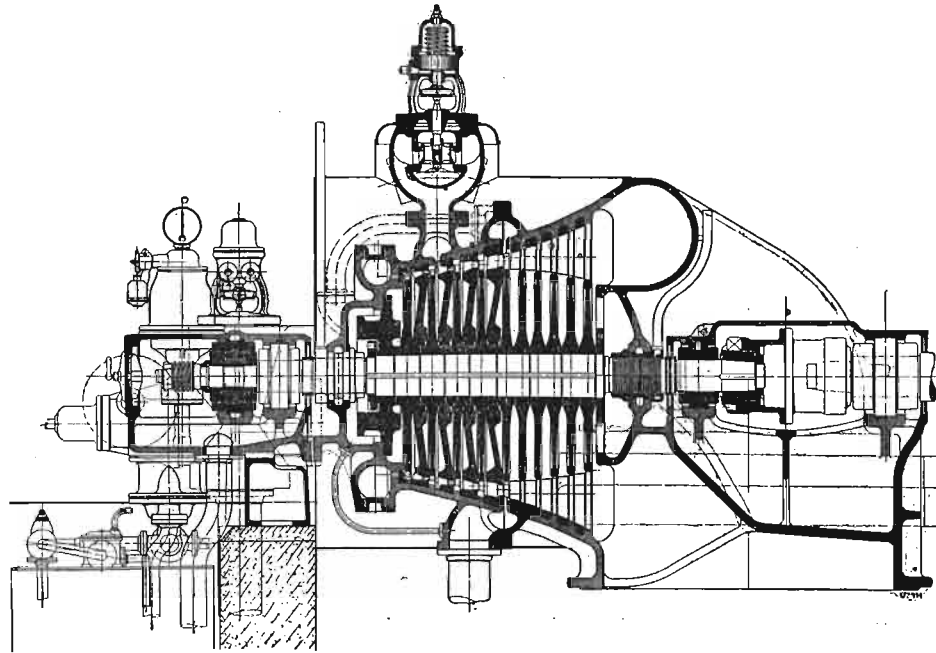
gulacja tego rodzaju powoduje większe straty przy zmniejszeniu obciążenia niż regulacja ilościowo-jakościowa.

Wątpliwości powyżej szczegółowo rozważone skłaniają do wypowiedzenia zapatrywania, że kondensacyjne jednokadłubowe turbiny wielo-



stopniowe akcyjnego systemu (n. p. systemu Zoelly'ego) możnaby przy obecnie stosowanych wysokich ciśnieniach pary dołotowej (około 20 *atn*) i temperaturze 350° do 400° C polecać tylko dla mniejszej mocy silnika (ok 4000 *kW*),

lubowej turbiny, przedstawionej na rys. 30, a składającej się z kilku stopni akcyjnych i kilku stopni reakcyjnych. Typ powyższy buduje *Brown-Boveri* w tych wypadkach, w których zależy na możliwie taniej turbinie, mianowicie dla mocy

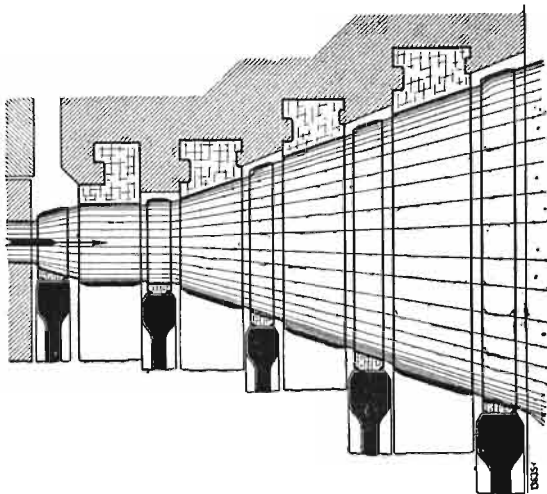


Rys. 30. Turbina jednokadłubowa akcyjno-reakcyjna fabryki *Brown Boveri*.

jeśli niezawodność jego ruchu i trwałość łopatek mają być czynnikiem decydującym,

Ostatnie względy oraz większa sprawność reakcyjnej części niskoprężnej były też przyczyną prawie zupełnego zaniechania budowy dawniej

6000 do 20000 *kW* przy  $n = 3000$  *obr/min*, a dla mocy od 30000 do 40000 *kW* przy  $n = 1500$  *obr/min*. Łopatki reakcyjne nie posiadają tutaj żadnego uszczelnienia, a uchodzeniu pary poza nimi zapobiega się tutaj, jak to widać z rys. 31, przez uchwycenie strumienia pary łopatkami w odpowiednich miejscach przedłużo-



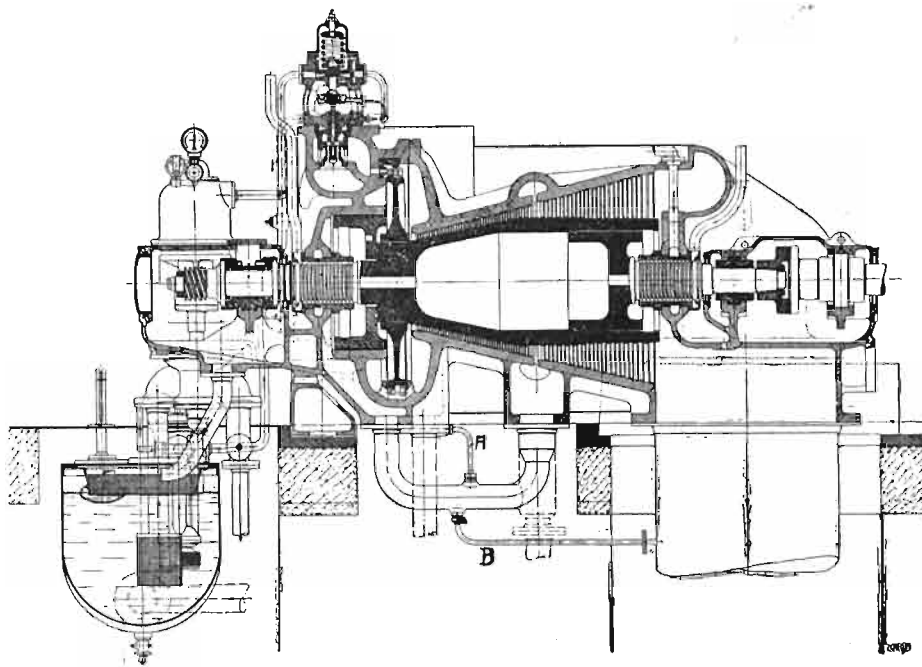
Rys. 31.

bardzo rozpowszechnionych turbin jednokadłubowych systemu kombinowanego, składających się z koła Curtis'a i 6 do 10 stopni akcyjnych. Również można mieć poważne zastrzeżenia tak co do sprawności jak i niezawodności ruchu jednokad-

nemi. Normalnym typem jednokadłubowych turbin kondensacyjnych fabryki *Brown-Boveri* jest turbina kombinowana, składająca się z koła Curtis'a i z wielostopniowej reakcyjnej części niskoprężnej; — turbiny te pracują z liczbą obrotów 3000 na minutę, Budowa, używana dla mocy 600 do 2000 *kW*, uwidoczniiona jest na rys. 32, a używana dla mocy 3000 do 10000 *kW* na rys. 33. W pierwszym wypadku część reakcyjna jest umieszczona na bębnie, natomiast w drugim na osobnych wirnikach z rozszerzonymi wieńcami, a w obydwóch wypadkach uszczelnienie uzyskuje się przez małe szczeliny promieniowe pomiędzy częściami wirującymi i nieruchomymi, oraz stosuje się ze względu na duży nacisk reakcyjny tłok obciążający. W obydwóch typach konstruktor zwrócił słuszną szczególną uwagę na prawidłowe wykonanie części niskoprężnej. Celem uzyskania możliwie dużej długości łopatek w pierwszych wieńcach reakcyjnych pierwsze stopnie ciśnienia posiadają małą średnicę. Celem uzyskania możliwie najkorzystniejszego przepływu strumienia pary, długości poszczególnych po sobie następu-

jących łopatek wzrastają stożkowo, więc z uniknięciem uskoków powodujących wiry. W końcu celem zmniejszenia strat, spowodowanych nie-

O szczegółach budowy turbin uwidoczni-  
nych na rys. 32 i 33 można zaznaczyć, że posia-  
dają one dławnice grzebieniaste, łożysko sto-

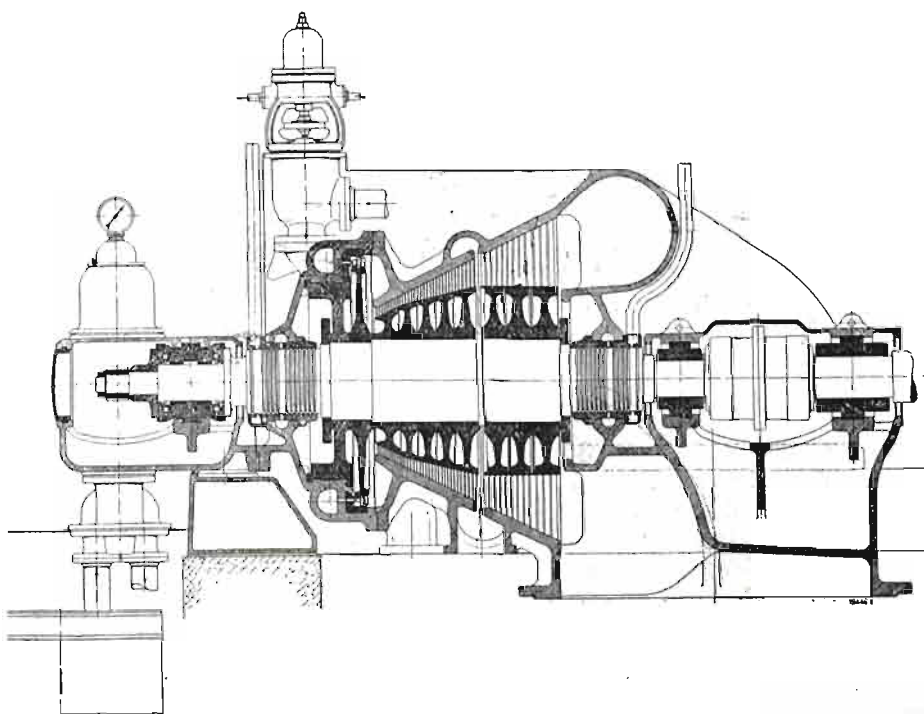


Rys. 53

32. Turbina kondensacyjna Brown Boveri dla mocy 600 do 2000 kW.

właściwym odpływem pary, część wylotowa ka-  
dłuba turbiny posiada kształty i wymiary, zapew-  
niające prawidłowy odpływ pary; — budowa

powe budowy klockowej, tworzące jedną całość  
z łożem głównym po stronie wysokoprężnej, oraz  
regulację ilościowo-jakościową. W razie dużego



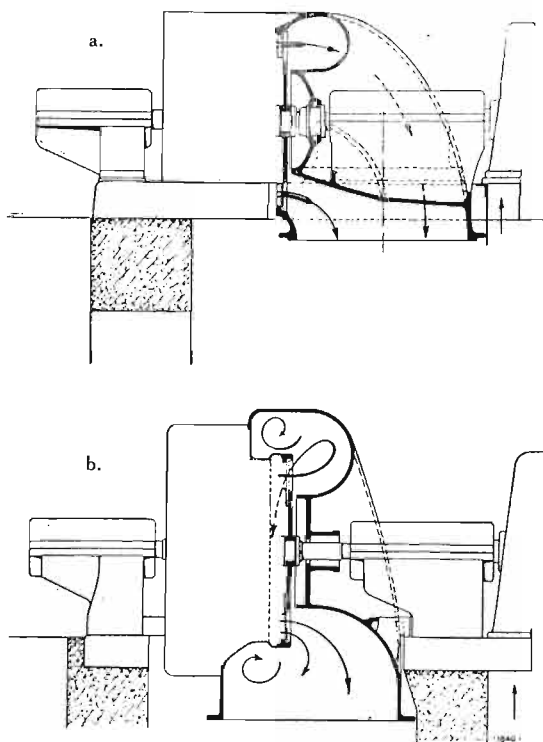
Rys. 54

Rys. 33. Turbina kondensacyjna Brown-Boveri dla mocy 3000 do 10000 kW.

stosowana przez fabrykę Brown-Boveri uwidocz-  
niona jest na rys 34 pod *a*, natomiast wadliwa  
budowa pod *b*.

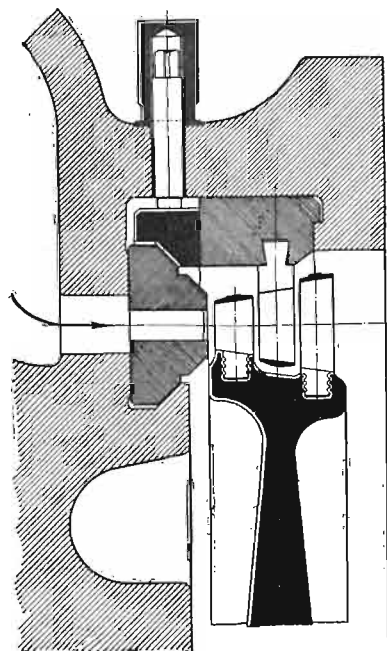
przeciążenia można doprowadzać parę świeżą,  
odpowiednio zdławioną, także za kołem Curtis'a.  
Parę przechodzącą przez tłok odciążający odpro-

wadza się do środkowej części reakcyjnej, z którego to miejsca można odbierać też parę do pod-



Rys. 34.

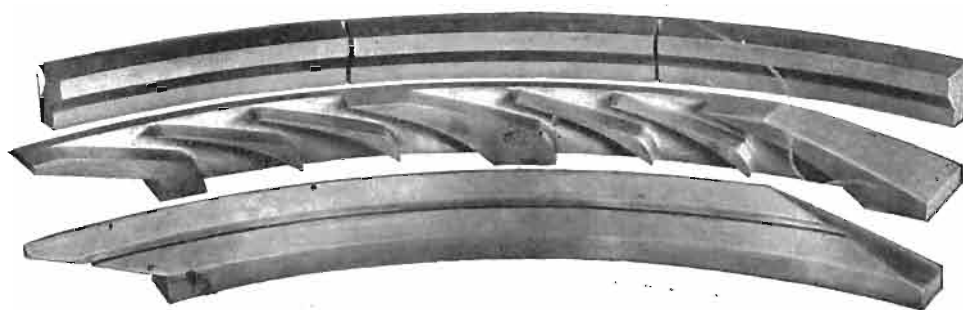
Mimo zalet poprzednio wymienionych można wyrazić poważne obawy co do stosowania turbin typu przedstawionego na rys. 32 i 33 przy mniejszej ilości pary przepływającej przez łopatki. Wypadek ten zachodzi w turbinach kondensacyj-



Rys. 35.

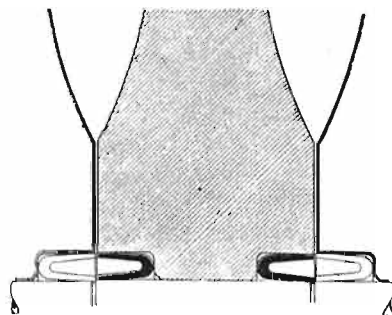
grzewania wody zasilającej kotły; — oczywiście w rurkach *A* i *B* trzeba umieścić kurki. Dysze,

nach przy mocy mniejszej od około 5000 kW, jeśli ciśnienie dolotowe jest wyższe od 20 atn,



Rys. 36.

wykonane z żeliwa, są dzielone (rys. 36), co umożliwia dogodną obróbkę ich mechaniczną; — przytwierdzenie dysz do kadłuba turbiny zapomocą śrub dociskających widzimy na rys. 35. Poszczególne wirniki osadza Brown-Boveri na sprężynujących pierścieniach stalowych (rys. 37), które mają zapewnić dostateczne naprężenie wstępne połączenia piasty z wałem, a drugostronnie wyrównać wydłużanie się wirników, spowodowane działaniem ciepła i siły odśrodkowej. Wał posiada małe uskoki w średnicach, piasty wirników nie przylegają do siebie, co jest bardzo pożądane ze względu na przeginięcie się wału, więc przede wszystkim przy wale pracującym z większą liczbą obrotów od krytycznej.



Rys. 37.

a temperatura wynosi 350° do 370° C, bo otrzymuje się wtedy łopatki reakcyjne pierwszych



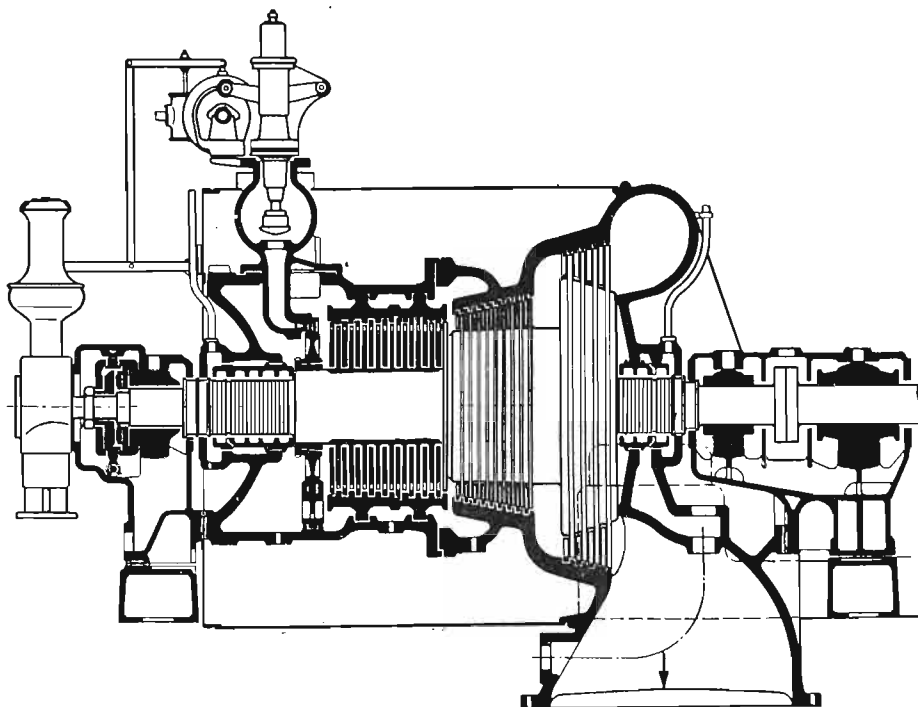
wieńców o niedostatecznej długości. Chcąc w takiej turbinie uzyskać dobrą sprawność, trzeba zastosować we wspomnianych wieńcach bardzo małe szczeliny pomiędzy częściami wirującymi i nieruchomymi, które nie są dopuszczalne ze względu na niezawodność ruchu silnika.

Ponieważ niezawodność ruchu silnika stawić należy na pierwszym miejscu, przeto uważam za korzystniejszy przy wyższych ciśnieniach pary dolotowej typ turbiny kombinowanej, składający się z koła Curtis'a, kilku stopni akcyjnych (3 do 9) i niskoprężnej części reakcyjnej, a budowany przez *Pierwszą Brneńską Fabrykę i Tow. A. E. G. w Berlinie*. Turbina tego rodzaju jest wprawdzie kosztowniejsza od turbiny Curtis-reakcyjnej, lecz można ją przy wszystkich ciśnieniach i temperaturach pary dolotowej z powodzeniem

rych para pracuje z małą prędkością, przez co osiąga się dużą sprawność tej części turbiny, a 13 reakcyjnych stopni niskoprężnych umieszczonych jest na bębnie.

Z powodu dużej liczby stopni ciśnienia osiąga się dużą liczbę jakościową Parsons'a  $\Sigma \mu^2$ , a zatem dobrą sprawność turbiny. Wał turbiny o dużej średnicy pracuje z mniejszą liczbą obrotów od krytycznej i tworzy jedną całość z wirnikami akcyjnymi i z bębniem, przez co całość otrzymuje dużą sztywność. Natomiast niekorzystnie na sprawność turbiny mogą wpłynąć straty wylotowe za częścią akcyjną i w połowie części reakcyjnej.

Wspomniane straty wylotowe nie zachodzą w turbinie *Pierwszej Brneńskiej Fabryki*, przed-

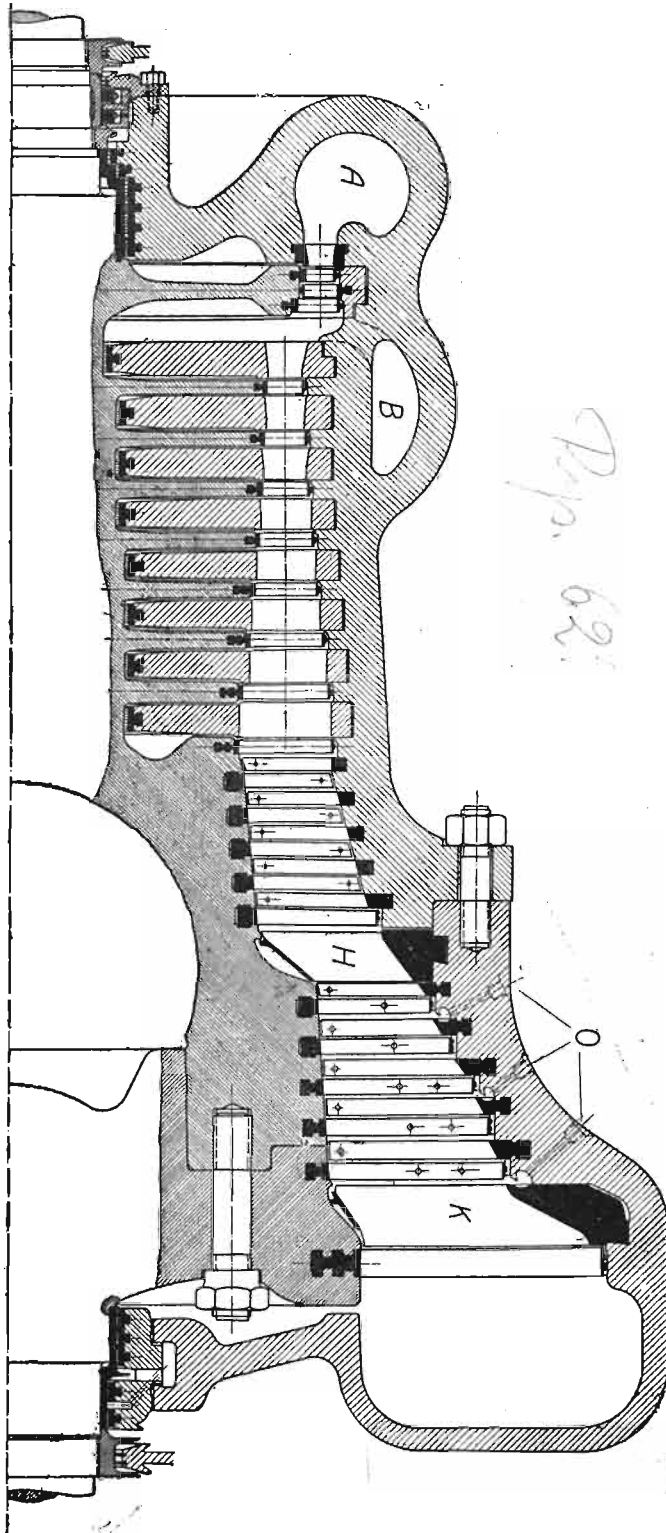


Rys. 38 Turbina kondensacyjna Fabryki A. E. G. dla mocy 3000 do 6000 kW przy 3000 obr/min.

stosować tak przy mniejszych mocach jak i większych. Część reakcyjna, posiadająca dostatecznie długie łopatkę, pracuje w tym typie w obrębie pary o niezbyt wysokim ciśnieniu i niezbyt wysokiej temperaturze, przez co zwiększa się niezawodność biegu silnika. W tym samym względzie wpływa korzystnie zbędność tłoka odciążającego, ponieważ niewielki nacisk reakcyjny może być z łatwością opanowany przez nowoczesne stopowe łożysko klockowe. Natomiast nie posiada ten typ tarcz kierowniczych o dużych średnicach, których przegięcie się może być powodem postoju silnika. Budowę takiej turbiny, wykonywanej dla mocy 3000 do 6000 kW przez fabrykę A. E. G. w Berlinie widzimy na rys. 38. Za kołem Curtis'a znajduje się dziewięć stopni akcyjnych o małych średnicach wirników, w któ-

stawionej na rys. 39 dla mocy 11000 kW przy  $n = 3000$  obr/min. Konstruktor zapobiegł tym stratom przez zastosowanie szerokich kierownic *H* i *K*. Turbina ta, posiadająca wszelkie zalety omówione przy turbinie A. E. G., składa się z koła Curtis'a, zapewniającego przy regulacji ilościowo-jakościowej korzystne zużycie pary przy mniejszym obciążeniu od normalnego, 8 stopni akcyjnych i 11 reakcyjnych; łopatkę kierownicze części akcyjnej są frezowane. Para świeża dopływa przy *A*, a dla przeciążenia przy *B*. Sprawność turbiny powinna być duża przy starannym wykonaniu warsztatowym, bo budowa zwraca, oprócz osiągnięcia dużej liczby jakościowej Parsons'a  $\Sigma \mu^2$  i uniknięcia strat wylotowych wewnątrz turbiny, szczególną uwagę na racjonalne wykonanie części niskoprężnej.

W tym względzie stosuje Pierwsza Brneńska Fabryka stopniowo wzrastające długości



Rys. 39. Turbina kondensacyjna Pierwszej Brneńskiej Fabryki, o mocy 11.000 kW,  $n = 3.000$  obr/min.

łopatek i umiejętnie zmniejszenie uchodzenia pary poza łopatkami oraz zwraca szczególną uwagę na wydajne odwodnienie przy O w części

niskoprężnej. Niezawodność biegu, zapewniona systemem i sztywną budową turbiny, zostaje podniesiona jeszcze przez należyte usztywnienie łopatek w części niskoprężnej. Fabryka unika stożkowych bandaży na łopatkach, co jednakże nie może wpłynąć ujemnie na sprawność turbiny, bo nie powoduje wirów w płynącym strumieniu pary.

## B. Turbiny dwukadłubowe.

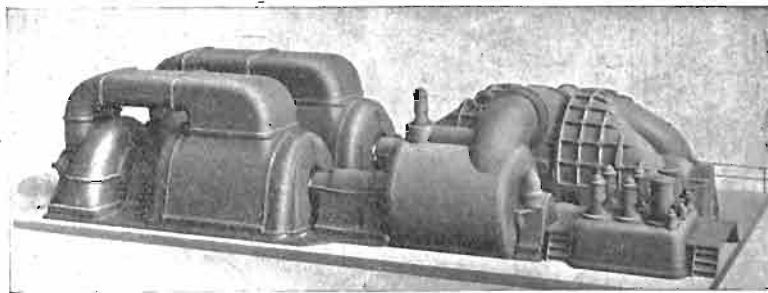
Dwukadłubowe osiowe turbiny kondensacyjne stosuje się obecnie naogół dla ciśnień wyższych od 20 atn i temperatur wyższych od 350°C. Ponieważ ze względu na koszty inwestycyjne używanie zbyt wysokich ciśnień przy pracy z kondensacją nie rentuje się, przeto jako dolną granicę racjonalności dwukadłubowej turbiny kondensacyjnej możnaby ustalić około 3000 kW, wychodząc z założenia, że siłownia stosuje tak wysokie ciśnienie kotłowe, aby uzyskać możliwie ekonomiczną pracę silników o znacznie większej mocy od 3000 kW, które ustawi w przyszłości. Co do górnej granicy budowy turbin dwukadłubowych, to na ogół wykonywa się je aż do 35 atn, natomiast pod względem mocy można wykonywać jednostki bardzo wielkie, bo moc i liczbę obrotów turbogeneratorskiego ogranicza budowa generatora elektrycznego. W układzie posobnym (tandem) zalecać można budowę dwukadłubowych turbin o mocy aż do 20000 kW przy  $n = 3000$  obr/min, i aż do około 40000 kW przy  $n = 1500$  obr/min; — obniżenie liczby obrotów w silnikach o mocy powyżej 20000 kW wprowadza się jedynie ze względu na generator elektryczny.

Przy układzie sprzężonym (compound), w którym silnik posiada dwa generatory, można oczywiście osiągnąć znacznie większą moc turbozespołu. Zasadniczo w nowych instalacjach nie poleca się używać w dwukadłubowych turbinach niższej temperatury pary dołotowej od 400°C. Największy obecnie w budowie będący turbozespoł parowy o największej mocy stałej 160000 kW jest układu compound, jak to widzimy z rys. 40, przedstawiającego model tego turbozespołu, wykonywanego przez firmę *Brown-Boveri* dla *Hell Gate Station* w New-Yorku.

Ponieważ silnik ma otrzymywać parę z istniejącej stacji kotłowej, przeto ciśnienie i temperatura pary dołotowej były dane przez  $p_1 = 18,6$  atn i  $t_1 = 322^\circ\text{C}$ ; — próżnia ma wynosić 96,55%. Wysokoprężny cylinder turbiny jest bezpośrednio połączony z generatorem elektrycznym o mocy 75000 kW i pracuje z liczbą obrotów  $n = 1800$  na minutę, — niskoprężny cylinder, również bezpośrednio połączony z generatorem o mocy 80000 kW, pracuje z liczbą obrotów  $n = 1200$  na minutę. Turbina posiada łopatki wyłącznie reakcyjne, co w danym wypadku przy bardzo dużej ilości pary przepływającej jest bezwzględnie dopuszczalne.

W cylindrze wysokoprężnym, przedstawionym na rys. 41, łopatki wirnikowe są umieszczone na tarczach z rozszerzonymi wieńcami celem uniknięcia naprężeń przy szybkich zmianach temperatur, — łopatki kierownicze są ułożone w tarczach stalowych, umieszczonych w stal-

przestrzeni pomiędzy tłokiem odciążającym i pierwszym stopniem ciśnienia; — przy obciążeniu 90000  $kW$  czynne są cztery zawory regulacyjne  $L$ , przez które para dopływa do rur 2 i 3, z których ostatnia doprowadza parę do przestrzeni kadłuba turbiny pomiędzy pierwszym i drugim

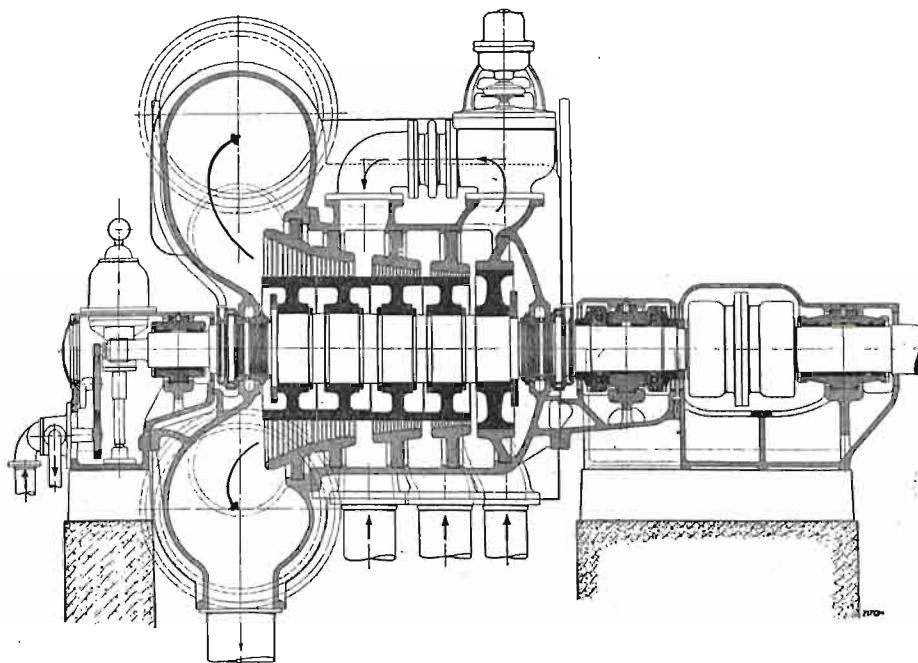


Rys. 40. Model turbiny Brown-Boveri'ego, o mocy 160.000  $kW$ .

nym cylindrze wysokoprężnym. Nacisk osiowy z powodu reakcyjności turbiny podejmuje tłok odciążający.

Ze względu na przewidywane warunki obciążenia 50000  $kW$ , — 90000  $kW$  i wyjątkowo 160000  $kW$  silnik otrzymał odpowied-

wirnikiem; przy obciążeniu 160000  $kW$  działają jeszcze dwa dalsze zawory regulacyjne  $M$ , doprowadzające parę z rur 2 i 3 do przestrzeni kadłuba, znajdującej się pomiędzy drugim i trzecim wirnikiem. Konstrukcję zastosowanego zaworu dwudzielnego, całkowicie odciążonego uwidocz-



Rys. 41. Cylinder wysokoprężny turbiny 160.000  $kW$ .

nią regulację, przedstawioną na rys. 42 (patrz także rys. 40 i 41). Para świeża płynie przez dwa zawory główne  $K$  do zaworów regulacyjnych. Przy obciążeniu 50000  $kW$  czynne są tylko dwa zawory regulacyjne  $L$ , przez które dostaje się para do rury 2, prowadzącej do

nia rys. 43. Gniazdo ustalone jest w skrzynce tylko w jednym miejscu, a druga jego część może swobodnie wydłużać się i posiada uszczelnienie zapomocą elastycznego pierścienia o kształcie litery U. Siodła zaworów są wykonane z nierdzewiejącej stali chromowej. W powyższy sposób

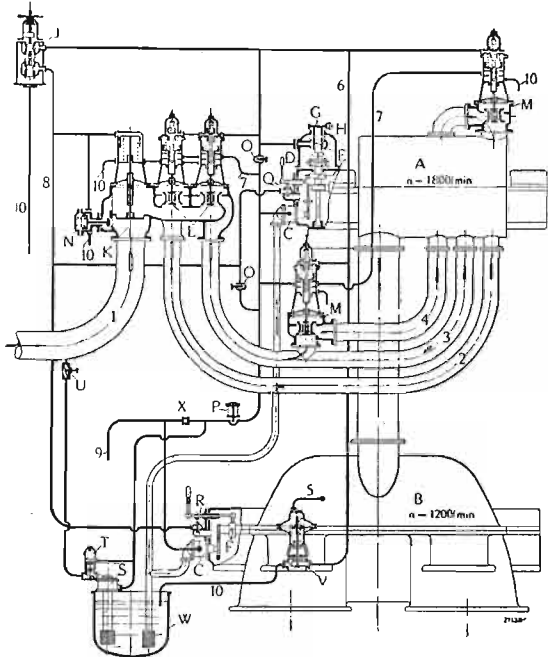


*Brown-Broveri* chce usunąć główną wadę zaworów dwusiedzeniowych, t. j. brak dostatecznej szczelności.

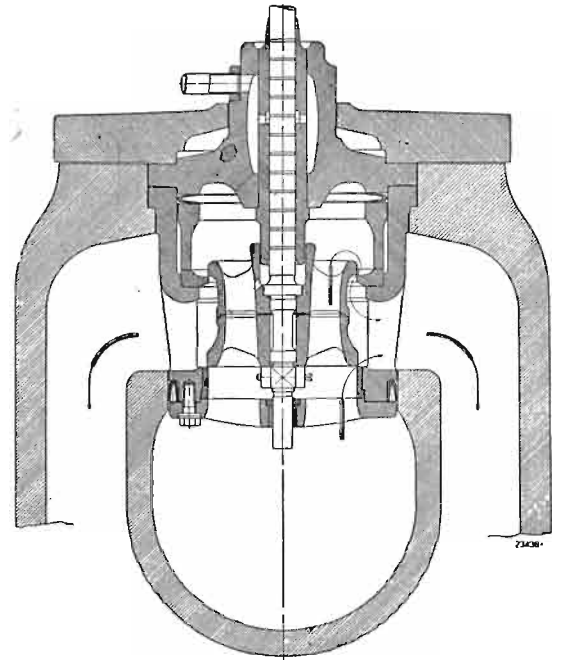
Cylinder niskoprężny, przedstawiony na

między łopatkami kierowniczymi posiadają odpowiednie kanałki.

Ponieważ turbospół powyżej opisany znajduje się dopiero w montażu fabrycznym,



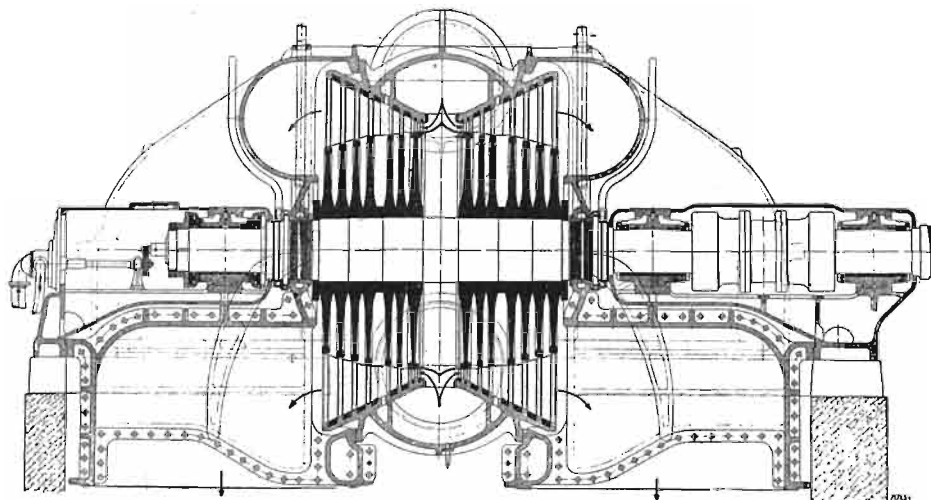
Rys. 42. Schemat rozrządu turbiny 160.000 kW.



Rys. 43.

rys. 44, posiada dwukierunkowy przepływ pary, wobec czego tłok odciążający jest zbyt ciężki. Ze względu na dużą prędkość obwodową 300 m/sek., łopatki wirnikowe wykonane są z dokład-

prze to nie można jeszcze zreferować o wynikach z nim osiągniętych. Naogół można tylko zaznaczyć, że przy ciśnieniach wyższych (n. p. około 35 atn), jakie należałoby stosować w turbinach



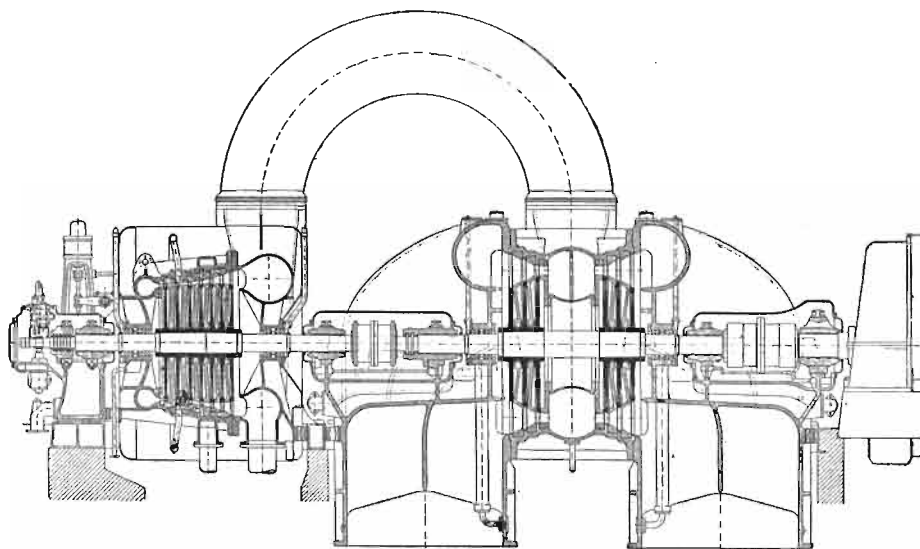
Rys. 44. Cylinder niskoprężny turbiny 160.000 kW.

kami z jednej części, a wieńce ich są usztywnione zewnętrznymi bandażami oraz dwoma pierścieniami drutami. W celu należytego odwodnienia części niskoprężnej turbiny dokładki po-

o bardzo wielkiej mocy, nawet kondensacyjnych, nie możnaby ze względu na wymaganą niezawodność silnika polecać używania systemu wyłącznie reakcyjnego w turbinach osiowych.

Dwukadłubową turbinę kondensacyjną całkowicie akcyjną budowy fabryki *Escher-Wyss* o mocy normalnej 20000 kW, a największej mocy stałej 27000 kW przy 3000 obr/min widzimy na rys. 45. Ciśnienie pary dolotowej wy-

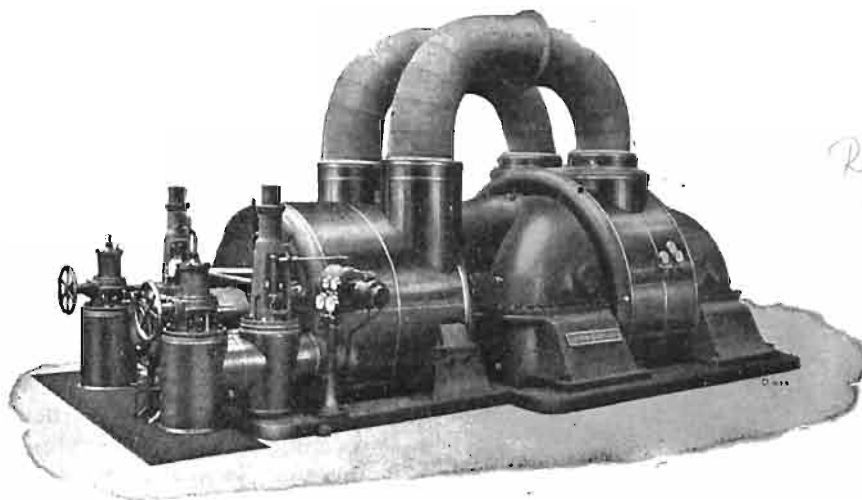
dynie część niskoprężna daje większą gwarancję niezawodności silnika z powodu znacznego zmniejszenia średnic wirników i kierownic, uzyskanego przez dwukierunkowy przepływ pary. Wątpliwości co do stosowania u nas generatorów



Rys. 45. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna Escher i Wyssa.

nosi 25 atn, a jej temperatura 350° C. Cechą charakterystyczną tej turbiny jest mała liczba stopni ciśnienia, bo cylinder wysokoprężny posiada 7 stopni, a niskoprężny tylko 3, — czyli

o mocy powyżej 20000 kW przy  $n = 3000$  obr/min. Zewnętrzny widok turbiny z rys. 45 jest uwidoczniony na rys. 46. Ze względu na dużą ilość pary silnik posiada



Rys. 46.

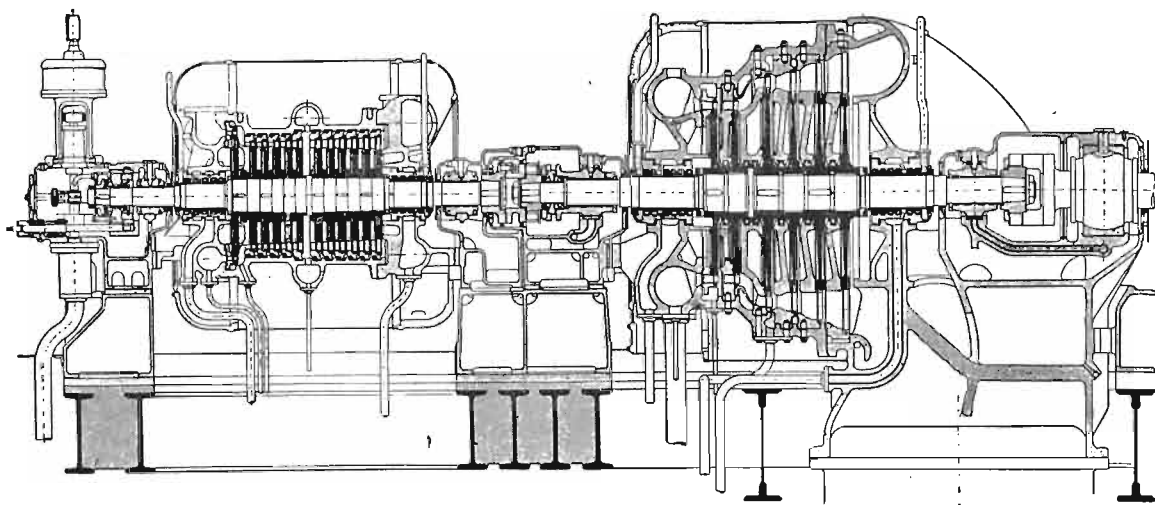
stosowanie wirników o dużych średnicach i praca z dużą prędkością pary. Skutkiem tego można w stosunku do tego silnika wyrazić podobne wątpliwości, jakie zaznaczono przy rozważaniu budowy turbiny, przedstawionej na rys. 28, je-

dwa regulacyjne zawory dławiące, równolegle pracujące z powodu przymusowego połączenia ich mechanizmów.

Konstrukcja dwukadłubowych turbin parowych, wyłącznie akcyjnych, *Zakładów Skody*

w Pilźnie różni się od turbin Zoelly'ego wykonywanych przez fabrykę *Escher i Wyss'a* zasadniczo tem, że posiada znacznie większą liczbę stopni ciśnienia, dzięki czemu para pracuje ze znacznie mniejszą prędkością. Korzyści stąd wynikające są następujące: w części wysokoprężnej otrzymuje się mniejsze średnice wirników całkowicie zasilanych i wyższe łopatki, co korzystnie

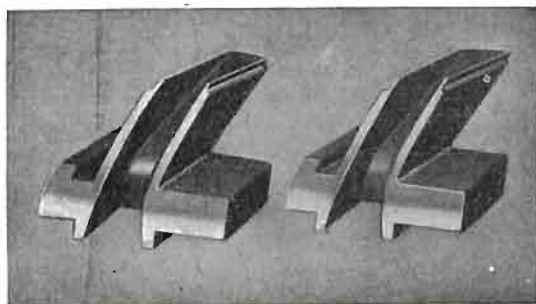
jednak nie osiąga się wszystkich zalet koła Curtis'a zastosowanego w tem miejscu. Cylinder niskoprężny posiada natomiast tylko 6 stopni ciśnienia. Przy wyższym ciśnieniu pary dolotowej Zakłady Skody stosują większą liczbę stopni ciśnienia, n. p. przy  $p_1=22 \text{ atn}$  i  $t_1=400^\circ \text{ C}$  cylinder wysokoprężny posiada 11 stopni ciśnienia, rozprężając parę do  $6 \text{ atn}$ , a cylinder nisko-



Rys. 47. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna Skody o mocy 6000 kW.

wpływa na sprawność turbiny, a mniejsze średnice poszczególnych stopni części wysokoprężnej wpływają dodatnio na zwiększenie niezawodności silnika, natomiast mniejsze prędkości pary w części niskoprężnej zapewniają mniejsze zdzieranie łopatek, lecz drugostronnie wymagają w turbinach o wielkiej mocy większych średnic, co z powodu nieuniknionego przeginięcia się tarcz

prężny 10 stopni. Z powyższego wynika, że w stosunku do planu łopatkowego cylindra wysokoprężnego nie można mieć żadnych wątpliwości, natomiast w stosunku do planu łopatkowego cylindra niskoprężnego można mieć te zastrzeżenia, że przy wyższych ciśnieniach pary dolotowej będzie następowało z powodu wielkiej prędkości pary zbyt szybkie zdzieranie łopatek, a przy dużej mocy turbiny, wymagającej dużych średnic wirników, może zachodzić niebezpieczne przeginięcie się kierownic, powodujące zacieranie się ich piast o wirniki. Akcyjna część niskoprężna o kilku stopniach ciśnienia jest kosztowniejsza niż reakcyjna o znacznie większej liczbie stopni ciśnienia, która zapewnia większą stałą sprawność silnika i przy dużej mocy większą niezawodność ruchu turbiny.



Rys. 48.

kierowniczych zmniejsza niezawodność biegu silnika.

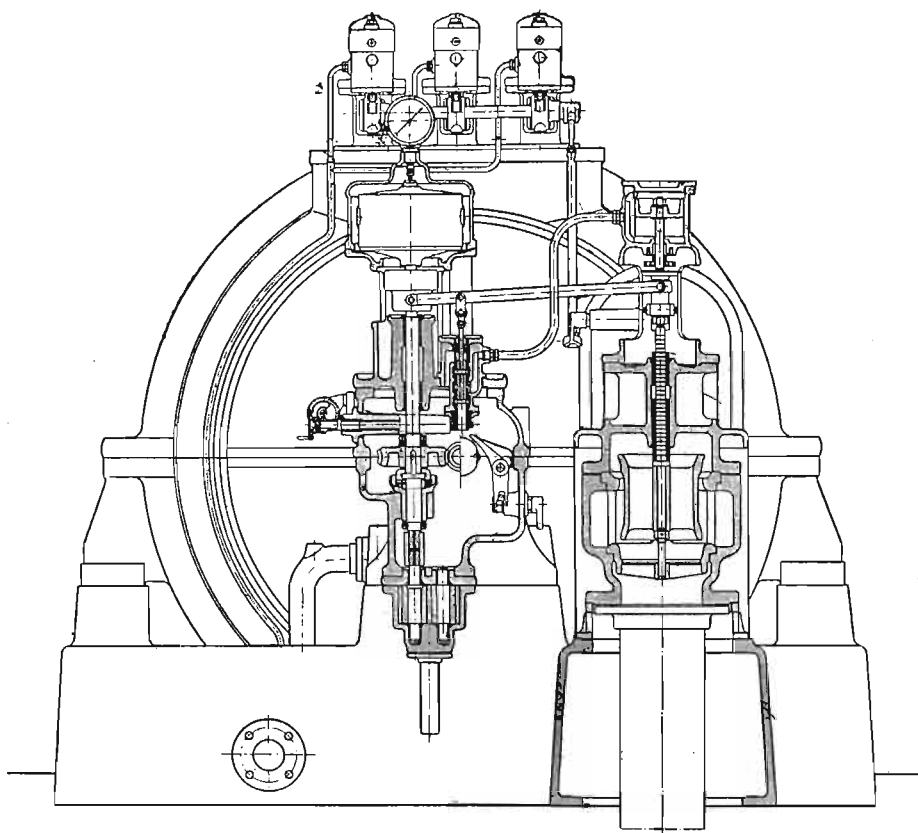
Dwukadłubową turbinę kondensacyjną Zakładów Skody o mocy 6000 kW przy ciśnieniu dolotowym  $11 \text{ atn}$  i  $n = 3000 \text{ obr./min.}$  widzimy na rys. 47. Cylinder wysokoprężny posiada 12 stopni ciśnienia, z których pierwszy jako stopień regulacyjny posiada większą średnicę, przez co

W ogólności budowę turbin dwukadłubowych Zakładów Skody cechuje bardzo kosztowne wykonanie, bo wytwórnia dąży do uzyskania wysokiej sprawności silnika przez wielką precyzyjność wykonania. Łopatki kierownicze cylindra wysokoprężnego są całkowicie obrobione (patrz rys. 48) i wstawiane w tarcze kierownicze i w zewnętrzne pierścienie, ułożone w kadłubie, a kanałki kierownicze cylindra niskoprężnego, posiadającego zalewane łopatki kierownicze, są ręcznie obrabiane. Dzięki takiemu wykonaniu strumień pary, wychodzący z kanałka kierowniczego, płynie równomiernie, nie powodując tak łatwo niebezpiecznych drgań łopatek wirnikowych.



Turbiny Skody posiadają regulację ilościowo-jakościową, zapewniającą nieznaczny wzrost zużycia pary przy zmniejszającym się obciążeniu

blaszane, aby wirnik wirował w możliwie małej ilości pary nie działającej. Wirniki osadzone są na wale zapomocą pierścieni ze skurczem, a umocowa-

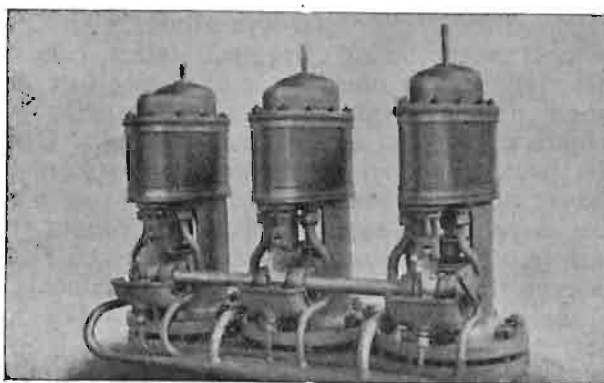


Rys. 49.

(rys. 49). Pochwa regulatora odśrodkowego jest dźwignią połączona z suwakiem sterującym i z serwomotorem olejnym, działającym na główny zawór regulacyjny. Serwomotor ten uruchamia także wałek, na którym znajdują się tarcze nieokrągłe, które mogą poruszać suwaki, sterujące dopływem oleju pod ciśnieniem do serwomotorów, połączonych z oddzielnymi zaworami regulacyjnymi (patrz rys. 50). W porównaniu z innymi mechanizmami regulacyjnymi wykonanie stosowane przez Zakłady Skody jest dość kosztowne, lecz w ruchu dawać może dobre wyniki. Przy wyższych ciśnieniach pary dołotowej Skoda umieszcza skrzynkę zaworów regulacyjnych obok kadłuba turbiny, łącząc te dwie części elastycznymi rurami.

O szczegółach konstrukcyjnych turbin dwukadłubowych Zakładów Skody dodam kilka uwag. Ponieważ turbina w celu osiągnięcia lepszej sprawności pracuje z małym stopniem reakcyjności (5% do 15%), przeto poszczególne stopnie ciśnienia posiadają odpowiednie uszczelnienia, aby zapobiedz uchodzeniu pary poza łopatkami wirników. Również ze względu na sprawność znajdują się po bokach tarcz kierowniczych tarcze

ne zapomocą dwóch klinów, umieszczonych pod kątem 180°; kliny poszczególnych po sobie następujących wirników są ze względu na nieostabianie wału



Rys. 50.

wzdłuż jednego przekroju przesunięte o 90°. Kadłuby turbin są prawidłowo przytwierdzone do łożysk zapomocą trzech klinów przy każdym łożysku, a uszczelnienie wału jest dokonane za-

pomocą dławnic grzebieniastych. Cylinder wysokoprężny i niskoprężny posiadają osobne łożyska stopowe, a wały ich łączy sprzęgło elastyczne.

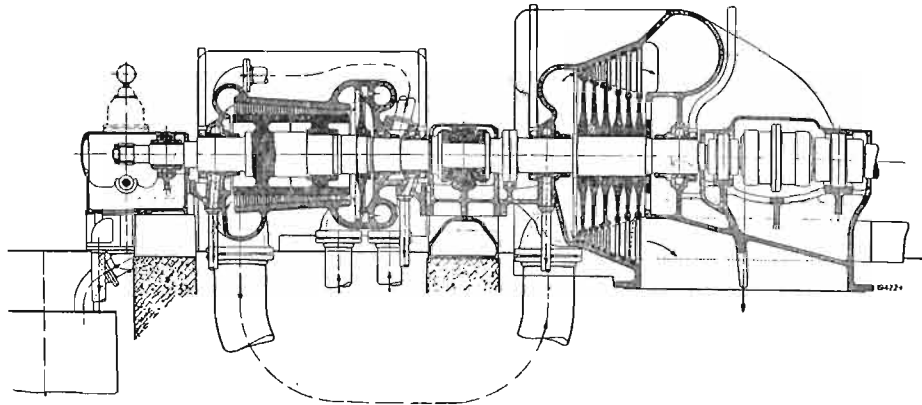
Znacznie więcej od dwukadłubowych turbin wyłącznie reakcyjnych i wyłącznie akcyjnych są w Europie rozpowszechnione dwukadłubowe turbiny kombinowane, akcyjno-reakcyjne.

Fabryka *Brown Boveri* buduje dla mocy aż do 15000 kW przy  $n = 3000$  obr/min. typ dwukadłubowej turbiny kondensacyjnej przedstawiony na rys. 51. W cylindrze wysokoprężnym znajduje się jedno koło akcyjne, a przy wyższym ciśnieniu pary dolotowej jedno koło Curtis'a, po którym następuje bezpośrednio część reakcyjna, umieszczona na dwóch wirnikach z rozszerzonymi wieńcami. W cylindrze niskoprężnym łopatki wirnikowe są umieszczone na tarczach wirnikowych, a w celu usunięcia tłoka odciążającego zastosowano przepływ pary przez część niskoprężną o kierunku przeciwnym jak w części wy-

Dwukadłubowa turbina kondensacyjna, przedstawiona na rys. 51, powinna pracować bez zarzutu przy dostatecznie długich łopatkach wysokoprężnej części reakcyjnej, t. j. przy niezbyt wysokim ciśnieniu pary dolotowej oraz nawet przy dość wysokim ciśnieniu pary dolotowej, jeśli ilość pary przepływającej jest duża. Natomiast przy wysokim ciśnieniu pary dolotowej i niezbyt wielkiej mocy turbiny można wyrazić względem tego typu te same zastrzeżenia, o których szczegółowo wspominałem przy rozważaniu budowy turbin jednokadłubowych, przedstawionych na rys. 32 i 33.

Wątpliwości takich nie nastęca typ dwukadłubowej turbiny kondensacyjnej, w której cylinder wysokoprężny posiada system akcyjny, a cylinder niskoprężny — system reakcyjny.

Akcyjna część opanowuje dobrze wysokie ciśnienia i temperatury, reakcyjna część opanowuje dobrze duże objętości pary, posiada dobrą sprawność, jest tania w wykonywaniu i jest także przy



Rys. 51. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna fabryki Brown-Boveriego.

sokoprężnej. Wały części wysokoprężnej i niskoprężnej połączone są sprzęgłem stałym i posiadają tylko jedno obustronnie działające łożysko stopowe, natomiast połączenie z wałem generatora uskutecznione jest sprzęgłem elastycznym. Cylinder wysokoprężny jest centrowany w korpusie łożysk od wewnątrz, co ze względu na większe wydłużenie się cieplejszego cylindra niż łożyska może wzbudzać poważne wątpliwości; — fabryka *Brown-Boveri* donosi mi jednak, że obecnie cylinder wysokoprężny turbin dwukadłubowych spoczywać będzie tak samo, jak to fabryka wykonywa w typach trójkadłubowych, na łopach, przylanych do dolnej części kadłuba w pobliżu osi geometrycznej silnika, które to wykonanie nie nastęca najmniejszych wątpliwości. Ostatnie można jednak wyrazić, gdyby rurociąg, łączący cylinder wysokoprężny z niskoprężnym, nie posiadał części sprężystej, wyrównującej nierówne wydłużanie się poszczególnych części silnika.

dużej mocy silnika niezawodną w ruchu. Oczywiście koszty budowy turbiny, możnaby jeszcze zmniejszyć, stosując reakcyjne stopnie ciśnienia w ostatniej części cylindra wysokoprężnego przy ciśnieniu pary poniżej około 5,5 atn, jeśli otrzyma się dostatecznie długie łopatki wirnikowe; — niezawodność ruchu silnika nie ucierpi na takiej zmianie.

Dwukadłubowe turbiny kondensacyjne typu: cylinder wysokoprężny — akcyjny, a cylinder niskoprężny — reakcyjny — buduje *Pierwsza Brneńska Fabryka i Tow. A. E. G.* w Berlinie.

Plan łopatkowy turbiny dwukadłubowej *Pierwszej Brneńskiej Fabryki* dla mocy 10000 kW przy  $n = 3000$  obr. min.,  $p_1 = 25$  atn,  $t_1 = 400^\circ$  C, ciśnienie pary pomiędzy cylindrami 1,6 atn, próżnia 96% widzimy na rys. 52. Cylinder wysokoprężny posiada koło Curtis'a o kształcie litery U i 17 stopni akcyjnych, pracują-

cych z małym stopniem reakcyjności. Z powodu wielkiej liczby stopni ciśnienia para pracuje z małą prędkością, co zapewnia dużą sprawność części wysokoprężnej oraz małe średnice wirników, korzystne ze względu na niezawodność ruchu silnika.

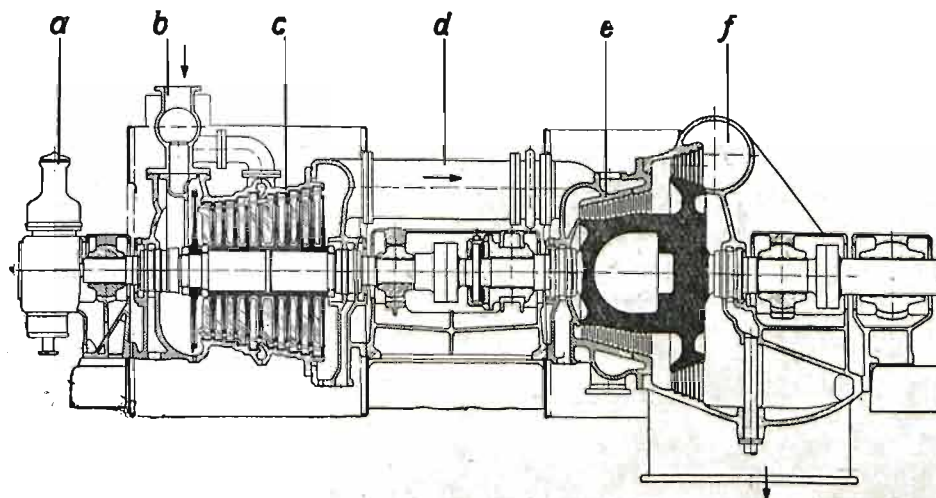
Wobec małych średnic wirników mogą być one wykonane z wałem z jednego kawałka, skutkiem czego nie trzeba obawiać się obłuzienia się wirników na wale lub nasadzenia ich ze zbyt dużym skurczem, powodującym czasem drgania w turbinie; — równocześnie łatwiej można wykonać sztywny wał turbiny pomimo wielkiej liczby stopni ciśnienia. Cylinder niskoprężny posiada 22 stopnie reakcyjne, ułożone na sztywnym bębnie, wykonane z wszelkimi ulepszeniami, podanymi szczegółowo na rys. 39; nacisk reakcyjny

podejmuje łożo stopowe, wspólne dla obydwóch cylindrów. Dzięki wielkiej  $\sum u^2$  typ ten powinien przy prawidłowym wykonaniu warsztatowym posiadać dużą sprawność, czyli odznaczać się małym zużyciem pary, a dzięki zastosowaniu akcji przy wysokich ciśnieniach i temperaturach, a reakcji przy niskich ciśnieniach — powinien być niezawodnym w ruchu; — oczywiście przy dużej objętości pary przepływającej cylinder niskoprężny otrzymuje dwukierunkowy przepływ pary.

zupełnie podobny typ dwukadłubowej turbiny kondensacyjnej buduje Tow. A. E. G. w Berlinie. Na rys. 53 widzimy turbinę kondensacyjną tej firmy dla mocy 32000 kW przy  $n = 1500$  obr/min, przy  $p_1 = 35$  atn i  $t_1 = 400^\circ$  C; — konstrukcja różni się od budowy Fabryki Brneńskiej głównie tem, że cylinder wysokoprężny posiada mniejszą liczbę stopni ciśnienia. Wirniki, posiadające większe średnice, są osobno nasadzone na wał turbiny. Cylinder niskoprężny, łożo stopowe, podejmujące zamiast tłoka odciażającego nacisk reakcyjny, oraz sprzęgło stałe pomiędzy wałami są podobnie wykonane jak na rys. 52.

Szczegółowy rysunek kadłuba wysokoprężnego turbiny, przedstawionej na rys. 53, widzimy na rys. 54, niskoprężnego na rys. 55. Dwudzielny kadłub wysokoprężny, wykonany ze staliwa, spoczywa na korpusach łożysk zapomocą klinów  $X$ , natomiast klin  $X_1$  ustala pionowe położenie kadłuba. Kadłub jest przytwierdzony do łożysk zapomocą kilku śrub. Dopływ pary do kadłuba odbywa się w czterech miejscach, a odpływ jej dwiema rurami. Kadłub niskoprężny, przedstawiony na rys. 55, a wykonany z żeliwa, jest po stronie dopływu pary tak samo zapomocą takich klinów ustalony względem korpusu łożyska jak kadłub wysokoprężny, a po stronie odpływu pary posiada łapy.

W budowie tego kadłuba zwraca szczególną uwagę odwodnienie, uwidocznione w przekroju



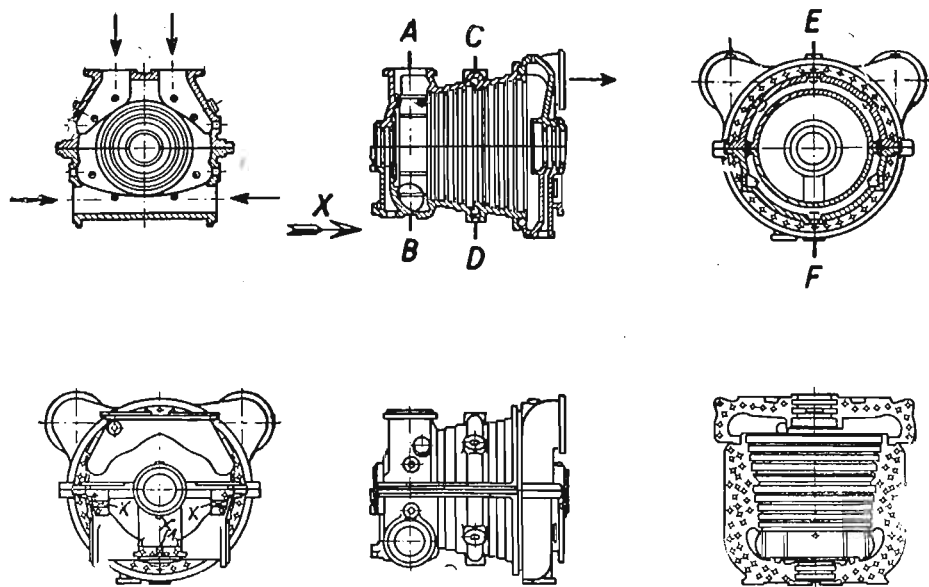
Rys. 53. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna T-wu AEG dla mocy 32000 kW, przy  $n = 1500$  obr/min.



A — B, oraz prowadzenie pary w króćcach wylotowych.

Przy wielkich objętościach pary wylotowej

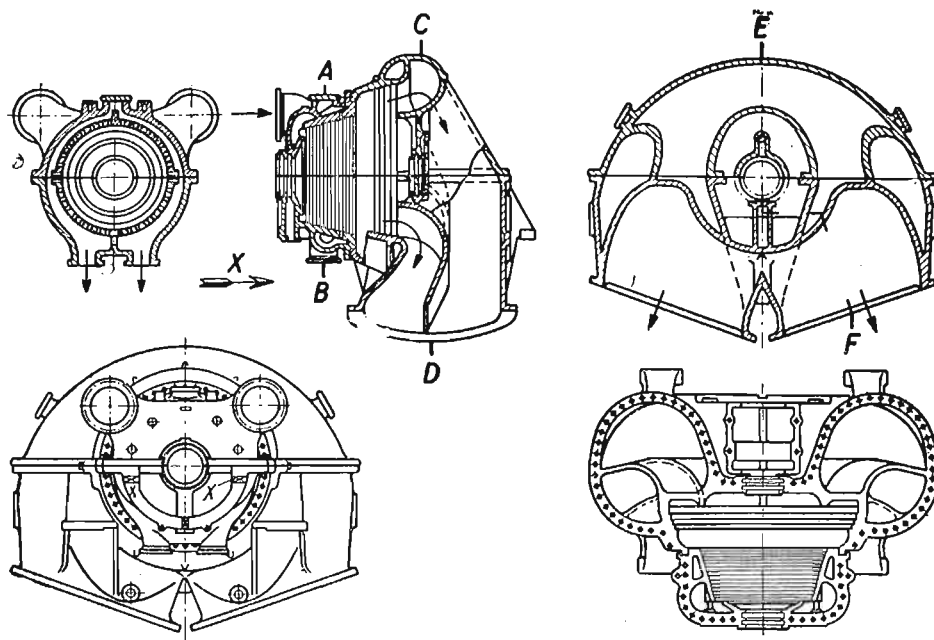
= 3000 obr/min. Wirniki wysokoprężne są wykonane z wałem z jednego kawała, a wały sztywne (pracujące z mniejszą liczbą obrotów



Rys. 54. Kadłub wysokoprężny turbiny 32000 kW.

oraz przy zbyt wielkich prędkościach obwodowych wirników stosuje Tow. A. E. G. w cylindrze nisko-

od krytycznej), połączone są sprzęgłem stałym. Turbina posiada tylko jedno łożo stopowe,



Rys. 55. Kadłub niskoprężny turbiny AEG o mocy 32000 kW.

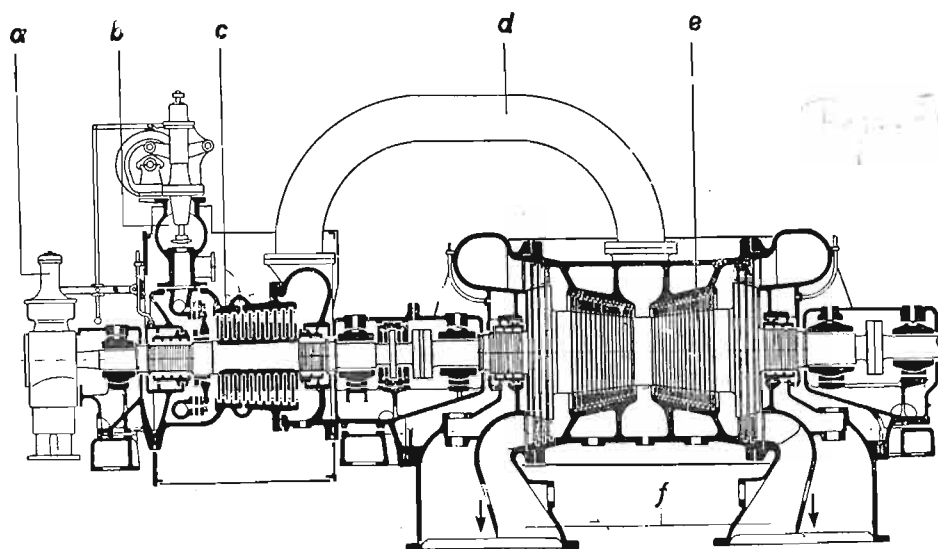
prężnym dwukierunkowy przepływ pary. Rys. 56 przedstawia taką dwukadłubową turbinę kondensacyjną o mocy 10000 do 20000 kW przy  $n =$

a układ cylindrów względem łożysk dokonany jest zapomocą trzech klinów i śrub.

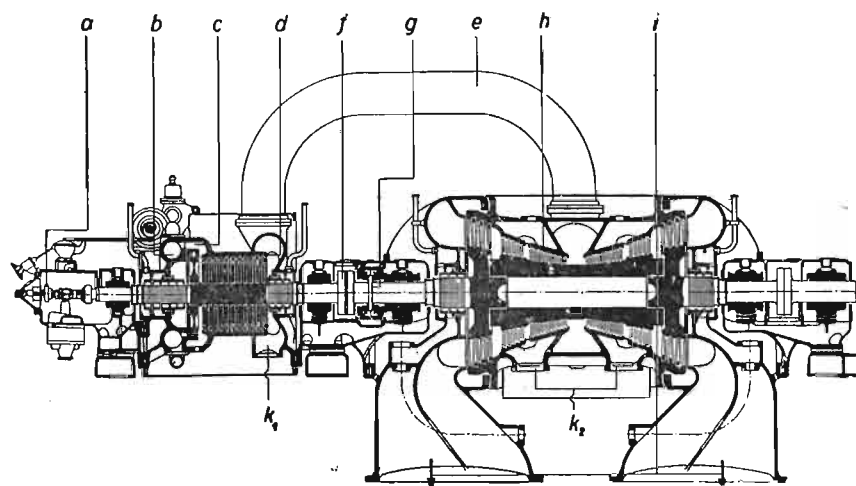
W ostatnim czasie Tow. A. E. G. w Berli-

nie dąży, jak to wynika z publikacji wydanej w połowie roku 1928 z okazji 25-lecia budowy turbin parowych przez tę firmę, do znacznego zmniejszenia kosztów budowy turbo-generatorów o wielkiej mocy. Cel ten chce wytwórnia osiągnąć w pewnych budowanych już typach podniesienie wytwarzanej przy 3000 obr/min mocy 20.000 kW do 30.000 kW, a przy zmianie części niskoprężnej do 40.000 kW. Typ dwukadłubowej turbiny kondensacyjnej, przedstawiony na rys. 56, Tow. A. E. G. stosuje po wprowadzeniu pewnych zmian także dla mocy 30.000 kW przy  $n = 3.000$  obr/min, jak to wynika z rys. 57. Wysokoprężny cylinder jest systemu akcyjnego, posiada koło Curtis'a oraz 11 stopni akcyjnych. Wirniki akcyjne wykonane są z jednej części z wałem, a jedynie koło Curtis'a, które może być częściowo zasilane, jest osobno nasadzone. Kadłub wysokoprężny *d* jest tylko dwudzielny (różni się w tym względzie od budowy rys. 56), a doprowadzanie do niego

kadłuba niskoprężnego *h*. W ostatnim para posiada dwukierunkowy przepływ, a łopalki, umieszczone w przeważnej części na bębnie, są systemu reakcyjnego. Przepływ pary w części niskoprężnej jest korzystny, nie uniknięto jed-



Rys. 56. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna T-wa AEG o mocy 10000 do 20000 kW. przy  $n = 3000$  obr/min.



Rys. 57. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna Tow. A. E. G. o mocy 30.000 kW przy  $n = 3.000$  obr/min.

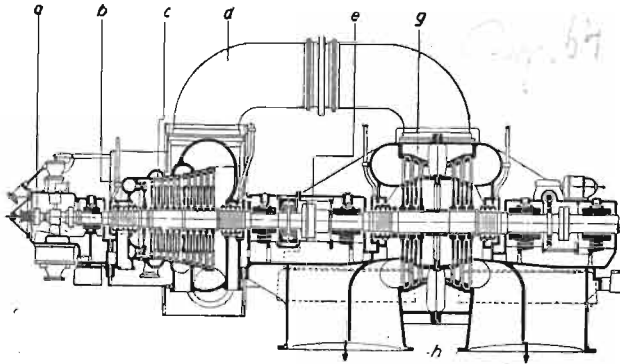
paru świeżej następuje w miejscu *b*; — w razie przeciążenia turbiny para świeża przepływa także kanałem *c* do części pomiędzy kołem Curtis'a i pierwszą kierownicą akcyjną. Z kadłuba wysokoprężnego para płynie dwiema rurami *e* do

nak straty wylotowej w miejscu *i* przez zastosowanie szerszej kierownicy (patrz rys. 39). Wały turbiny, połączone sprzęgłem stałym *f*, spoczywają w czterech łożach, do korpusów których przytwierdzone są w znany sposób kadłuby turbiny; — turbina posiada tylko jedno klockowe łożo stopowe *g* umieszczone w pobliżu sprzęgła *f*. W miejscach *k<sub>2</sub>* i *k<sub>1</sub>* pobiera się parę do podgrzewania wody zasilającej kotły.

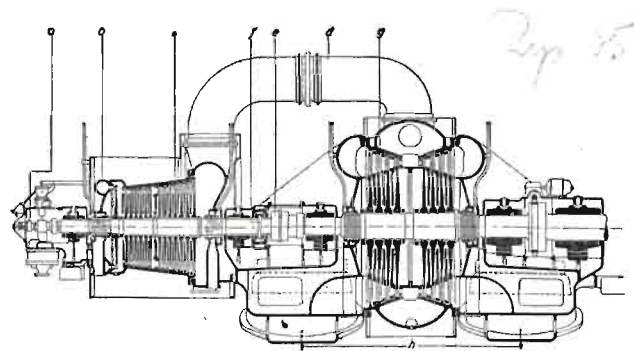
Dla mocy powyżej 30.000 kW aż do 40.000 kW przy  $n = 3000$  obr/min Tow. A. E. G. podaje w wyżej wspomnianej publikacji turbinę dwukadłubową przedstawioną na rys. 58. Cylinder wysokoprężny *c*, posiadający koło Curtis'a i około 10 stopni akcyjnych, których wirniki są ze względu na większą ich średnicę osobno nasadzone na wał, mało różni się od budowy uwidocznionej na rys. 57, natomiast konstrukcja cylindra niskoprężnego różni się zasadniczo, bo wielostopniowy bęben zastąpiono trzema reakcyjnymi stopniami ciśnienia, umieszczonymi na 6 tarczach wirnikowych o przeciwnym przepływie pary. Przez taką zmianę, oraz przez wykonanie korpusu łożysk z jednego kawałka z połową cylindra niskoprężnego osiągnięto

znaczące skrócenie turbiny, czyli znacznie mniejsze zużycie materiału, czyli poważne potanień turbiny. Zastąpienie bębna tarczami wirnikowymi jest przy powiększeniu ilości pary przepływającej nieuniknione, lecz można wyrazić uzasadnioną

leży, że rozprężanie pary w cylindrze wysokoprężnym turbiny rys. 58 odbywa się do znacznie niższego ciśnienia niż w cylindrze wysokoprężnym turbiny rys. 57; — przypuszczalnie za 5-tym stopniem akcyjnym rys. 58 panuje to samo ciś-



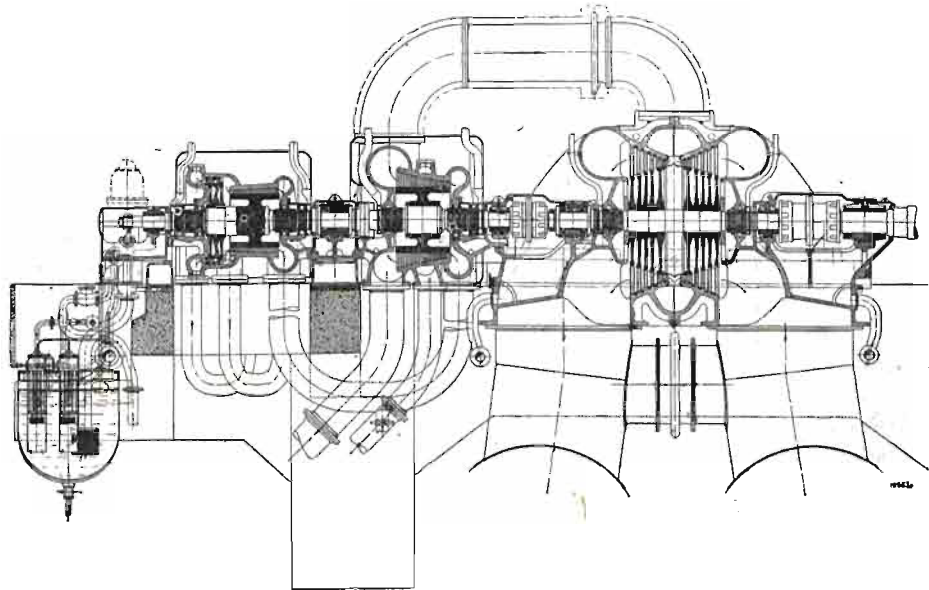
Rys. 58. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna Tow. A. E. G. o mocy od 30.000 kW do 40.000 kW przy  $n = 3.000$  obr/min.



Rys. 59. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna Tow. A. E. G. o mocy 80.000 kW przy  $n = 1.500$  obr/min.

obawę, czy sprawność trzystopniowej turbiny reakcyjnej nie będzie znacznie gorszą od sprawności turbiny wielostopniowej przedstawionej na rys. 57 i czy sprawność ta nie będzie stopniowo zmniejszała

nienie pary, z jakim para uchodzi z cylindra wysokoprężnego turbiny rys. 57. Stawiając sobie za cel znaczne zmniejszenie kosztów wytwórczych silnika, konstruktor musiał zmniejszyć licz-



Rys. 60. Turbina trójkadłubowa fabryki Brown-Boveri, o mocy od 20.000 kW do 30.000 kW przy  $n = 3.000$  obr/min

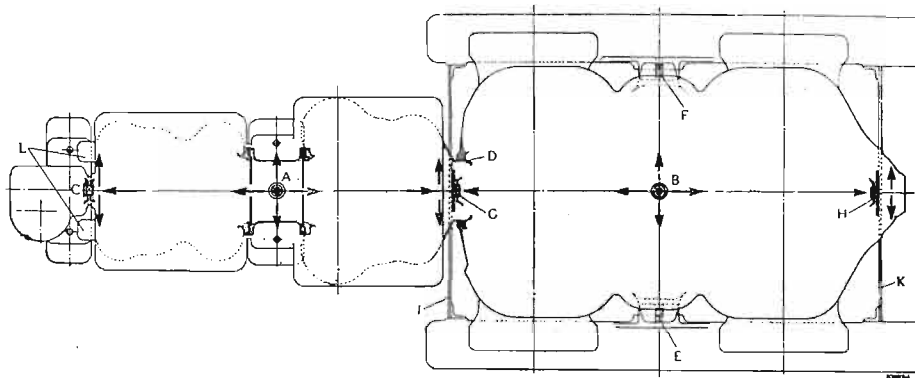
się z powodu nadmiernego zdzierania się łopatek niskoprężnych. Ponieważ dobra sprawność turbiny kondensacyjnej, jak poprzednio zaznaczono, zależy przede wszystkim od dobrej sprawności jej części niskoprężnej, przeto przypuszczać na-

bę stopni ciśnienia tak w części wysoko — jak i niskoprężnej, nie chcąc znacznie pogorszyć sprawności turbiny w stosunku do budowy rys. 57. Dążność do zmniejszenia kosztów wytwórczych silnika nawet kosztem jego sprawności jest



obecnie wobec stosunkowej taniości paliwa zupełnie usprawiedliwiona, o ile zmiany wprowadzone nie zmniejszą niezawodności ruchu silnika i nie będą powodem stopniowego pogarszania się sprawności silnika. Ponieważ turbogenerator ze stosunkowo małą liczbą stopni ciśnienia o mocy 40.000 kW przy  $n = 3.000 \text{ obr/min}$  oznacza

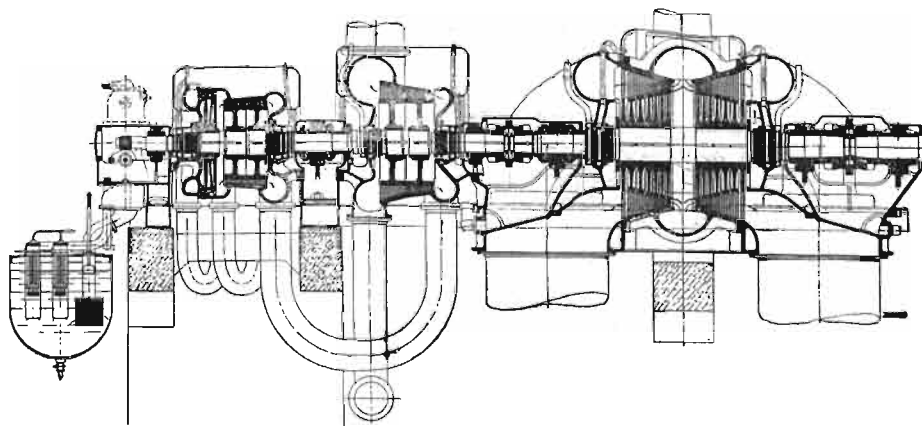
nych, cylinder niskoprężny 4 stopnie reakcyjne o przeciwnym przepływie pary. Zastosowanie pierwszego wirnika akcyjnego o większej średnicy zamiast koła Curtis'a ma tutaj na celu zwiększenie sprawności turbiny przy całkowitem obciążeniu turbiny. Ponieważ jednak koło Curtis'a jako stopień regulacyjny, daje bardzo



Rys. 61.

najnowszy wysiłek konstruktorski, przeto należy odczekać wyników praktyki, mianowicie *co do niezawodności generatora elektrycznego* o tak wielkiej mocy przy  $n = 3.000 \text{ obr/min}$ , *co do sprawności turbiny* i zachowania jednakowej sprawności, *co do niezawodności tarcz kierowniczych* w niskoprężnej części reakcyjnej, *co do*

korzystne wyniki, a w elektrowniach nawet największe agregaty silnikowe pracują często częściowo obciążone, przeto osobiście uważam użycie w danym wypadku koła Curtis'a za odpowiednie, zwłaszcza, że dzięki niemu można znacznie zmniejszyć ciśnienie pary, dopływającej do kadłuba turbiny; — jestto bardzo ważne przy



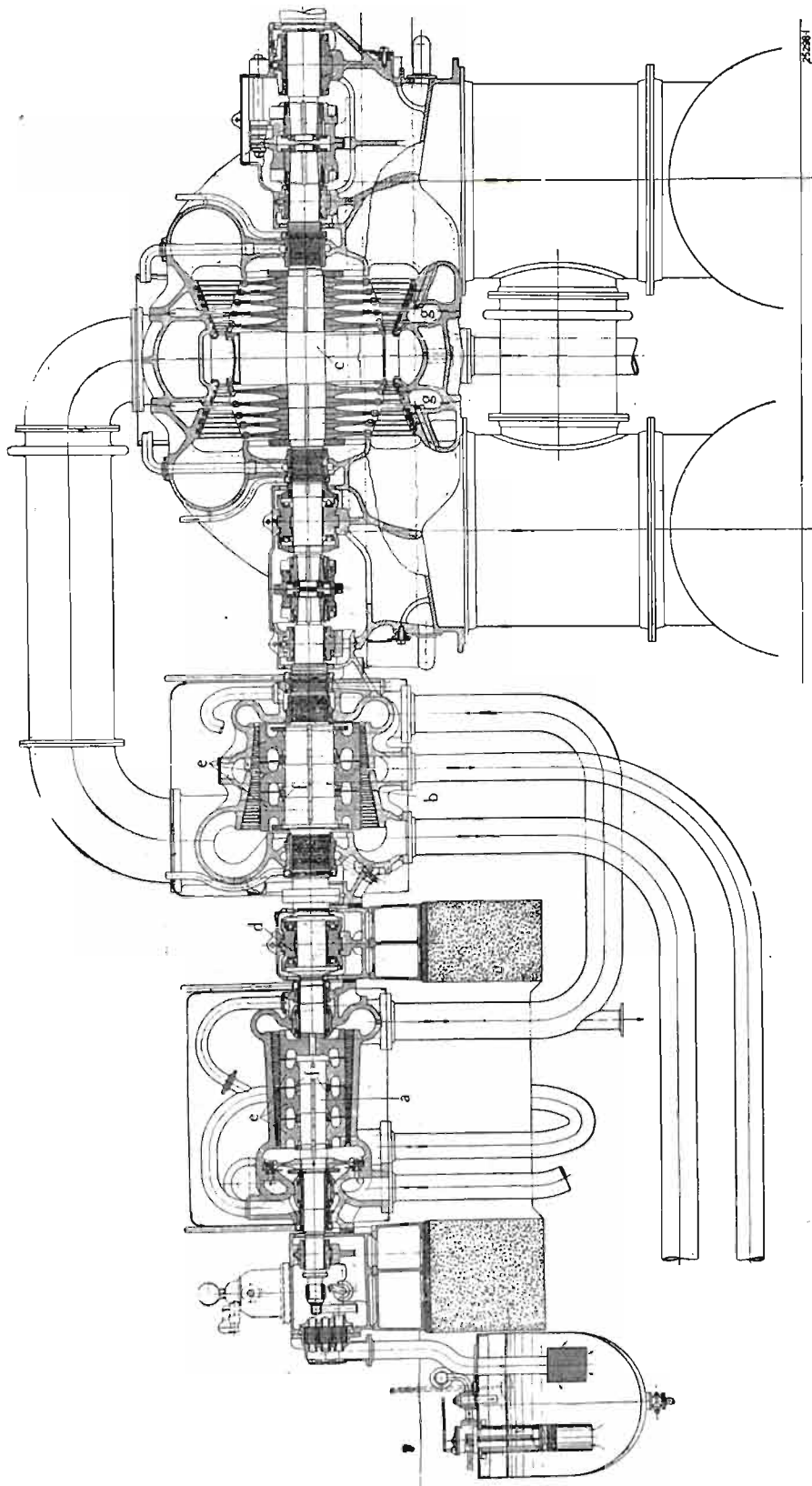
Rys. 62. Turbina trójkadłubowa fabryki Brown-Boveri o mocy od 20.000 kW do 50.000 kW przy  $n = 1.500 \text{ obr/min}$ .

trwałości łopatek wirnikowych przy obecnym stanie materiałów i t. d.

Bardzo podobna do konstrukcji rys. 58 jest budowa dwukadłubowego typu, przedstawionego na rys. 59, a stosowanego przez Tow. A. E. G. dla mocy 80.000 kW przy  $n = 1500 \text{ obr/min}$ . Cylinder wysokoprężny posiada 14 stopni akcyj-

pracy z parą o wysokim ciśnieniu, które stosuje się przy wielkiej mocy silnika. W budowie turbiny rys. 59 króćce, przez które odpływa para z cylindra wysokoprężnego, nie są tak daleko nasunięte na kadłub, jak na rys. 58; — zmiana ta, powodująca wprawdzie pewne wydłużenie turbiny, jest bezwzględnie korzystna dla sprawności

*Rys. 56.*



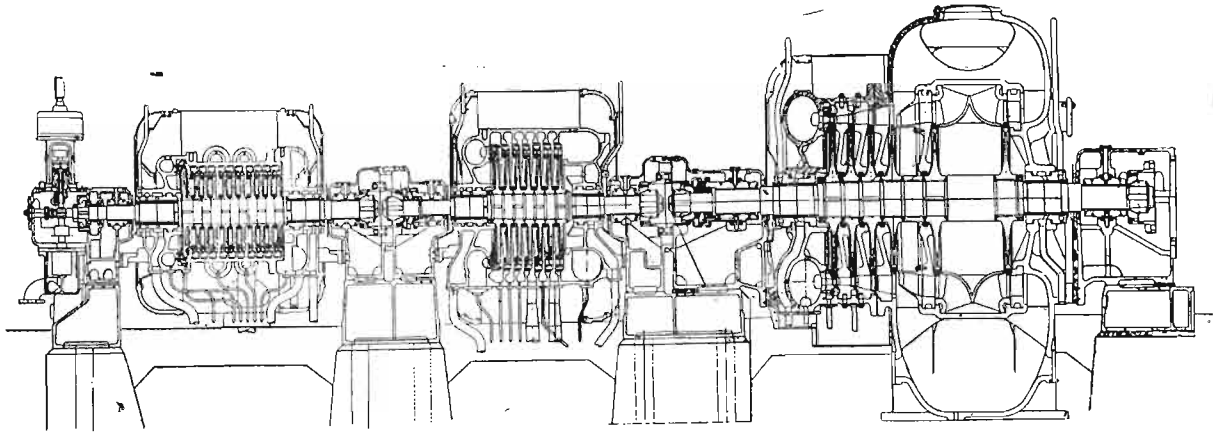
Rys. 62a.

turbiny. Ze względu na wielką ilość pary uchodzi ona z cylindra niskoprężnego do kondensatorów czterema rurami  $h$ .

### C. Turbiny trój — i czterokadłubowe.

Jak z poprzednich moich wywodów wynika, w szczególności także z uwag poczynionych

generatora, czyli liczba kadłubów zależy także od rodzaju turbiny. Z tej przyczyny należy uznać za słuszne, że fabryki, stosujące system reakcyjny w części wysokoprężnej, używają dla mocy powyżej 20000  $kW$  przy ciśnieniu pary dolotowej powyżej około 25  $atn$  turbinę trójkadłubową, bo otrzymuje się wtedy cylinder wysoko—średnioprężny o mniejszych wymiarach, co jest nader ważne w turbinach reakcyjnych ze względu na ma-

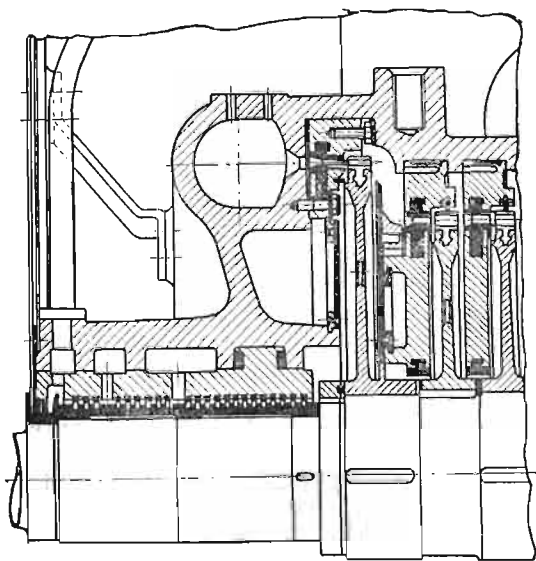


Rys. 63. Trójkadłubowa turbina kondensacyjna fabryki Skoda o mocy 10.000  $kW$  przy  $n = 3.000$  obr/min.

w ustępie „niezawodność biegu“, turbiny trój — i czterokadłubowe stosuje się obecnie naogół tylko w silnikach o bardzo wielkiej mocy, pracujących z bardzo wysokim ciśnieniem dolotowym. Wprawdzie można w nich osiągnąć lepszą spraw-

łe szczeliny pomiędzy częściami wirującymi i nieruchomymi, oraz można usunąć tłoki odciążające.

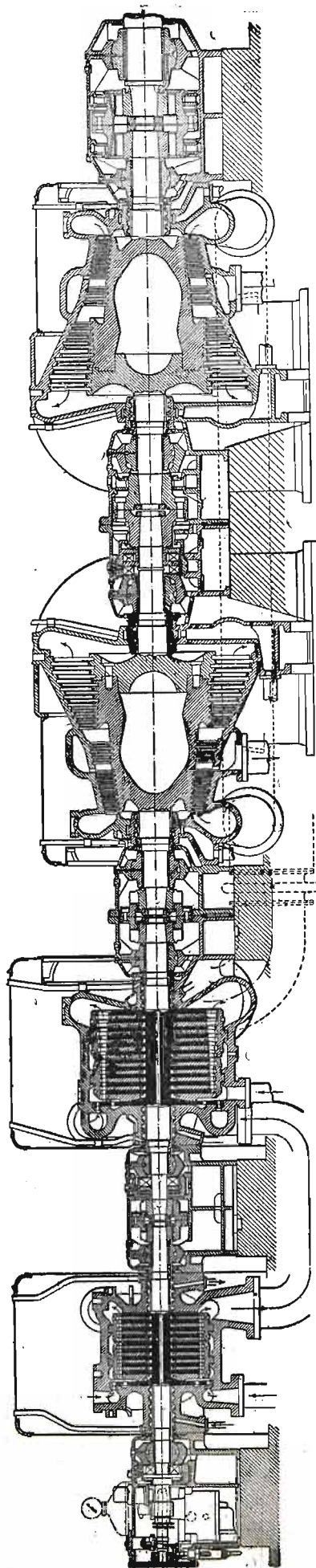
Turbinę trójkadłubową fabryki *Brown-Boveri* dla mocy 20.000 do 30.000  $kW$  i dla ciśnień aż do 35  $atn$  przy 3.000 obr/min uwidocznia rys. 60. Turbina ta posiada tę cechę charakterystyczną, że za dwoma pierwszymi kołami akcyjnymi w cylindrze wysokoprężnym rozpoczyna się wielostopniowa turbina reakcyjna. Ponieważ turbina posiada dużą moc, przeto otrzymuje się już pierwsze łopatki reakcyjne o dostatecznej długości, jeśli ciśnienie pary dolotowej nie jest zbyt wysokie. Przy pełnym obciążeniu turbiny para świeża zasila całkowicie pierwszy wirnik akcyjny, a w razie przeciążenia silnika regulacja samoczynna wpuszcza także parę świeżą, odpowiednio zdławioną za drugi wirnik akcyjny. Przepływ pary przez cylinder wysokoprężny posiada przeciwny kierunek do przepływu przez cylinder średnioprężny, a cylinder niskoprężny posiada dwukierunkowy przepływ pary, skutkiem czego naciski reakcyjne znoszą się tak dalece, że silnik nie potrzebuje posiadać wogóle tłoków odciążających. Niewyrównane naciski osiowe cylindra wysoko- i średnioprężnego, których wały połączone są ze sobą sprzęgłem stałym, podejmuje kulkowe łożo stopowe, służące zarazem za łożo nośne, umieszczone pomiędzy temi cylindrami. Cylinder niskoprężny zaopatrzone jest w osobne łożo nośno-stopowe, ponieważ wał jego łączy się z wałem średnioprężnym za pomocą elastycznego sprzęgła kłowego; — sprzęgło ostatniego rodzaju łączy wał turbiny z wałem generatora elektrycznego.



Rys. 64.

ność, lecz oszczędności na paliwie nie są przeważnie tak duże, aby mogły wyrównać znacznie większe koszty inwestycyjne. W obecnych warunkach decydującym czynnikiem dla określenia liczby kadłubów jest niezawodność biegu turbo-





Rys. 65. Czterokadłubowa turbina kondensacyjna o potrójnym rozprężeniu pary budowy Stork—Pierwsza Brneńska o mocy 16.000 kW,  $n = 3.000$  obr/min,  $p_1 = 32$  atn,  $400^\circ$  C.

W turbinach kilkokadłubowych trzeba szczególną uwagę zwrócić na umożliwienie swobodnego wydłużania się poszczególnych części silnika pod wpływem działania ciepła pary. Fabryka *Brown-Boveri* uzyskuje to w swej trójkadłubowej turbinie w sposób przedstawiony na rys. 61. Punktami stałymi silnika względem płyt fundamentowych jest punkt *A* przy łożu stopowym pomiędzy cylindrami wysoko- i średnioprężnym i punkt *B* pośrodku kadłuba niskoprężnego, którego położenie względem płyty fundamentowej jest ustalone zapomocą klinów *E* i *F*. Prawidłowe współosiowe wydłużanie się zapewnia dla cylindra wysokoprężnego klin *C*, umieszczony pomiędzy tymże kadłubem i korpusem łożyska, a dla cylindra niskoprężnego kliny *G* i *H* umieszczone pomiędzy tym kadłubem i sprężystymi połączeniami *I* i *K* płyt fundamentowych, natomiast cylinder średnioprężny spoczywa półcylindryczną powierzchnią *D* swobodnie w cylindrze niskoprężnym tak, że i jego osiowe wydłużanie się jest zapewnione. Wydłużanie się prostopadłe do osi silnika jest przez to zapewnione, że śruby potwierdzające łapy kadłubów do płyt fundamentowych nie mogą być silnie dociągnięte. W budowie trójkadłubowej turbiny *Brown-Boveri*'ego zwraca szczególną uwagę układ cylindra wysokoprężnego po stronie pary dolotowej na płycie fundamentowej zapomocą łap *L*, przylanych do dolnej części kadłuba w pobliżu jego osi geometrycznej. Rozwiązanie tego rodzaju jest bezwątpienia korzystniejsze od centrowania półcylindrycznymi powierzchniami cieplejszych kadłubów wysoko- i średnioprężnego w chłodniejszym korpusie łoża środkowego (patrz rys. 60 i 61 przy *A*). W celu uniknięcia odkształceń cylindrów trzeba oczywiście umieścić sprężyste części w przewodach pomiędzy skrzynkami zaworów regulacyjnych i cylindrem wysokoprężnym oraz w przewodach pomiędzy cylindrem wysoko- i średnioprężnym, jak i średnio- i niskoprężnym; z tej samej przyczyny ustawia się kondensator na sprężynach.

Zupełnie podobny typ trójkadłubowej turbiny kondensacyjnej stosuje *Brown-Boveri* dla mocy 20.000 do 50.000 kW, jednakże przy liczbie obrotów  $n = 1500$  obr/min (rys. 62), której używa ze względu na generator elektryczny. Z powodu zmniejszenia liczby obrotów wirniki otrzymują tutaj większą średnicę, a cylinder niskoprężny posiada większą liczbę wirników, w celu otrzymania korzystnej sprawności. Dla uzyskania bardzo wielkiej mocy przy wysokim ciśnieniu pary dolotowej *Brown-Boveri* stosuje układ compound, w którym cylinder wysoko- i średnioprężny napędzają jeden, a cylinder niskoprężny drugi generator elektryczny.

Obecnie buduje *Brown-Boveri* dla mocy 25.000 kW i ciśnienia pary dolotowej 50 atn,  $442^\circ$  C ( $n = 3.000$  obr/min) trójkadłubową turbinę kondensacyjną według rys. 62a. Różni się ona od poprzednio rozważanych turbin trójkadłubowych tejże fabryki tem, że cylinder wysokoprężny posiada koło Curtis'a i cztery wirniki reakcyjne *e*, a cylinder średnioprężny trzy wirniki reakcyjne *e*. Wały cylindra wysoko- i średnioprężne są sztywne i połączone ze sobą sprzęgłem stałym, tak, że wystarcza jedno łożo stopowo-nośne *d*. Pomiedzy wałem średnio- i niskoprężnym jest umieszczone sprzęgło elastyczne, a wał niskoprężnego cylindra *c* jest gibki, ze względu na uzyskanie równomierniejszego ogrzewania poszczególnych części i na zmniejszenie strat pary w dławnicach. Dla mocy aż do 20.000 kW para świeża dopływa do koła Curtis'a, a dla większej mocy natomiast bezpośrednio do części reakcyjnej. Ponieważ para nie jest podwójnie przegrzewana, przeto w części niskoprężnej zastosowano wydadne odwodnienie przy *g*. Z wszystkich cylindrów pobiera się parę do podgrzewania wody zasilającej kotły (patrz strzałki), która osiąga w ten sposób temperaturę  $175^\circ$  C, przez co ogólna sprawność siłowni znacznie wzrasta.

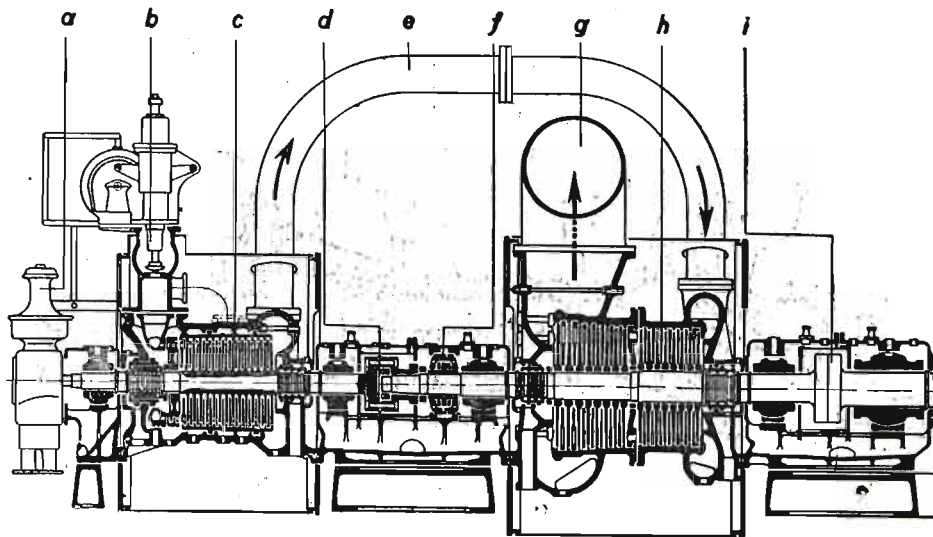
Rys. 59

Trójkadłubowa turbina kondensacyjna firmy *Brown-Boveri* o mocy 10.000 kW przy  $n = 3000$  obr/min, ustawiona w elektrowni miasta Bielefeld, była badana w lipcu r. 1926 przez prof. Jossego. Budowa tej turbiny kondensacyjnej dla ciśnienia dolotowego 11,5 atn, 300°C, przy  $n = 3000$  obr/min jest następująca: cylinder wysokoprężny — 1 koło akcyjne o średnicy 1000 m/m i 11 stopni reakcyjnych o średnicy 690 m/m, czyli  $\sum \mu^2 = 153.670$  m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>; — cylinder średnioprężny 12 stopni reakcyjnych o średnicy 820 m/m, czyli  $\sum \mu^2 = 198770$  m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>; — cylinder niskoprężny pięć. podzielonych stopni reakcyjnych (10 wirników) o średnicach 1005 do 1223 m/m, czyli  $\sum \mu^2 = 309.350$  m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>; — dla całej turbiny otrzymuje się  $\sum \mu^2 = 661.790$  m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>.

Wyniki pomiarów opublikowane w V. D. I. z dn. 26.III.27 zawiera poniżej podana tabela.

Z tabeli tej wynika, że sprawność tej trójkadłubowej turbiny jest bardzo wysoka; — w warunkach obecnych poprzednio scharakteryzowanych turbina trójkadłubowa dla tak niskiego ciśnienia pary dolotowej i dla tak niewielkiej mocy niema ze względu na wielkie jej koszty budowy racji bytu, a dziś dla opisanych warunków wybranoby z pewnością turbinę jednokadłubową.

Fabryka *Skody* w Pilźnie stosuje w swych trójkadłubowych turbinach kondensacyjnych wyłącznie system akcyjny, jak to wynika z rys. 63, przedstawiającego turbinę o mocy 10000 kW przy  $n = 3000$  obr/min dla ciśnienia dolotowego 32 atn, 375 °C. Budowa tej turbiny jest podobna do typu dwukadłubowego (patrz rysunek 47), więc wykonanie jest kosztowne, bo cylinder wysoko — i średnioprężny



Rys. 66. Cylinder wysoko i średnioprężny turbiny A. E. G. — Pierwsza Brneńska, o mocy 80.000 kW,  $n = 1.500$  obr/min,  $p_1$  32 atn, 400°C.

Obciążenie około moc na zaciskach generatora	1/4	3/4	1/2	1/4
kw	10866	7813	6498	2610
sprawność generatora	95,72	94,9	94,17	88,75
moc na sprzęgle	11352	8232	6900	2941
straty mechaniczne turbiny	158	158	158	158
zużycie pary odnośnie: do mocy na sprzęgle	5,02	5,115	5,08	5,76
do mocy na zaciskach	5,245	5,39	5,397	6,492
Przed zaworem głównym: ciśnienie pary	11,43	11,47	11,4	11,79
temperatura pary	323,5	327,7	332,3	335,6
próżnia w górnym króćcu wylotowym	0,0908	0,0788	0,0716	0,0516
Sprawność turbiny na sprzęgle;				
a) termodynamiczna efekt.	83,55	79,95	79,1	66,4
b) termiczna	23,2	22,7	22,8	20,05
Sprawność termodynamiczna wewnętrzna	84,7	81,45	81	70

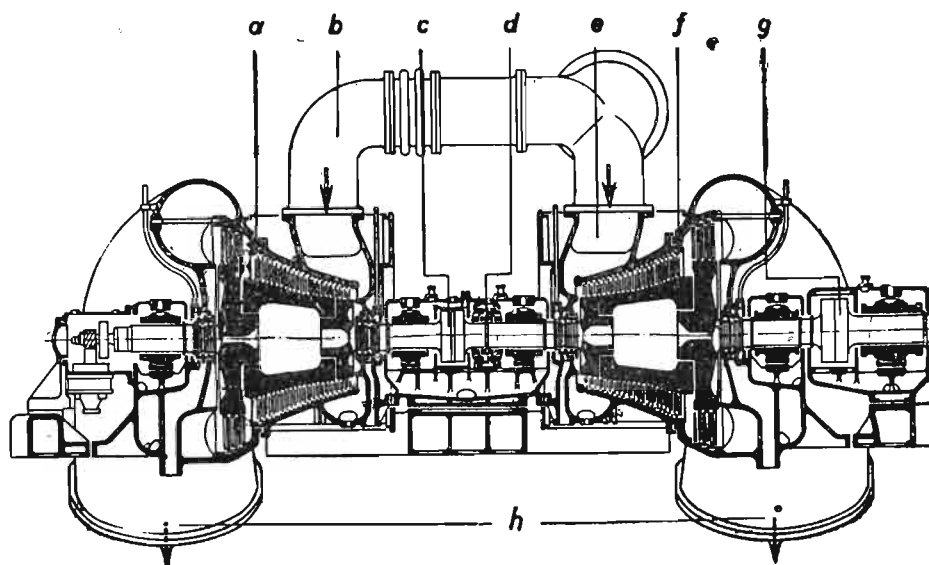
posiada obrobione łopatki kierownicze osobno wstawiane, co oczywiście przy zastosowaniu w tych częściach dość dużej  $\sum \mu^2$  wpływa dodatnio na sprawność turbiny. Natomiast część niskoprężna akcyjna posiada tylko 5 stopni ciśnienia (ostatni stopień podzielony na dwa wirniki), skutkiem czego sprawność jej najprawdopodobniej będzie niższa niż wielostopniowej reakcyjnej części niskoprężnej. W celu polepszenia sprawności silnika, para pracuje w nim z małym stopniem reakcyjności, skutkiem czego, jak to wynika z rys. 64, trzeba stosować przy wieńcach wirnikowych odpowiednie uszczelnienie. Również ze względu na uzyskanie lepszej sprawności, konstruktor ogranicza przesterzeń, w której wiruje pierwsze koło, celem zmniejszenia oporów pary niepracującej. Kosztowne jest też podcinanie na obwodzie pierścieni tarcz kierowniczych, stosowane w celu umożliwienia im swobodnego wydłużania się promieniowego; — uzyskana w ten sposób sprężystość tarcz wydaje mi się niepo-



trzebną, bo ten sam wynik można osiągnąć zapomocą tańszej budowy, na przykład podług rys. 12. Wały poszczególnych cylindrów połączone są ze sobą zapomocą sprzęgieł elastycznych, skutkiem czego wirnik każdego cylindra musi posiadać osobne łożo stopowe, wykonane jako nowoczesne łożo klockowe, co oczywiście również powiększa koszty budowy silnika.

Ponieważ turbiny kilkokadłubowe fabryki *Skoda* posiadają akcyjną część wysoko—i średnioprężną, przeto ograniczenie liczby kadłubów, a zatem zmniejszenie kosztów budowy silnika, jest tutaj *bez zmniejszania niezawodności jego biegu* w wielu wypadkach możliwe, w których

fabryki Stork w Hengelo. Powyższy silnik badał w czerwcu r. 1926 prof. Josse i ogłosił wyniki dokonywanych pomiarów w V. D. I. № 11 r. 1927. Wysokoprężny cylinder posiada jeden stopień ciśnienia o średnicy 700 *m/m* i 9 stopni o średnicy 600 *m/m*,  $\Sigma p^2 = 91880 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ; — średnioprężny cylinder — jeden stopień o średnicy 900 *m/m* i 11 stopni o średnicy 800 *m/m*,  $\Sigma p^2 = 193760 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ; — cylindry niskoprężne, do których doptywa para z cylindra średnioprężnego, pracują równolegle i posiadają po 23 stopnie reakcyjne o średnicach od 658 do 1200 *m/m*,  $\Sigma p^2 = 465000 \text{ m}^2/\text{s}^2$ ; — cała turbina posiada  $\Sigma p^2 = 750640 \text{ m}^2/\text{s}^2$ . Wyniki badań podaje poniżej umieszczona tabela.



Rys. 67. Cylindry niskoprężne turbiny A. E. G. — Pierwsza Brneńska, o mocy 80.000 kW,  $n = 1.500 \text{ obr/min}$ .

trzebaby uznać to za niedopuszczalne przy systemie przedstawionym na rys. 60 i 62. Nie ulega też wątpliwości, że fabryka *Skoda* będzie musiała ze względu na ostrą walkę konkurencyjną rozstrzygnąć w najbliższym czasie, powyżej jakiego ciśnienia i powyżej jakiej mocy będzie zalecała turbiny kondensacyjne o większej liczbie kadłubów niż dwa, czyli będzie musiała podnieść moc i ciśnienie dolotowe turbin dwukadłubowych.

Turbiny kondensacyjne o potrójnym rozprężaniu pary, trój i — czterokadłubowe, wykonywane przez *Pierwszą Brneńską Fabrykę* i wytwórnie posiadające jej licencje posiadają *wysoko — i średnioprężne cylindry systemu akcyjnego, a niskoprężne systemu reakcyjnego*. Rys. 65 przedstawia taką turbinę kondensacyjną o mocy 16000 *kW* przy  $n = 3000 \text{ obr/min}$  dla ciśnienia dolotowego 32 *atn*, 400° C w wykonaniu

Obciążenie około	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{2}{4}$
moc na zaciskach generatora <i>kW</i> ( $\cos \varphi = 1$ )	16650	12945	8462
Sprawność generatora przy $\cos \varphi = 1 \%$	95,65	95,27	93,96
Zużycie pary odnośnie do mocy:			
na zaciskach generatora <i>kg/kWh</i>	3,994	3,918	4,048
na sprzęgle turbiny z generatorem <i>kg/kWh</i>	3,82	3,733	3,8
Przed zaworem głównym turbiny:			
ciśnienie pary <i>ata</i>	32,8	32,8	32,7
temperatura „ <i>°C</i>	396	409	398
próżnia w górnej części króćca wylotowego <i>ata</i>	0,0445	0,036	0,0301
sprawność termodynamiczna efekt. odnośnie do mocy na sprzęgle $\eta_e$	82,9	81,75	80,15

Osiągnięta wysoka sprawność turbiny, pomimo większych strat w jej części wysokoprężnej z powodu wysokiego ciśnienia pary dolotowej, została tutaj uzyskana w wysokiej mierze



przez zastosowanie bardzo dużej sumy  $\sum \mu^2$ , która jednak spowodowała kosztowną budowę czterokadłubowej turbiny, jeśli ze względu na większą niezawodność biegu niskoprężne łopatki reakcyjne umieszcza się na bębnach, wymagających dwóch cylindrów niskoprężnych. Chociaż ostatecznie pozostawimy, to można przy zastosowaniu w cylindrze wysokoprężnym koła Curtis'a i wielostopniowej turbiny akcyjnej silnik kondensacyjny o mocy 16000 kW przy 32 atn i 400°C zbudować w 3 cylindrach o podwójnym rozprężeniu pary z niegorszymi wynikami od podanych, — w każdym razie z niegorszymi wynikami pod względem niezawodności biegu turbiny, a koszty budowy zmniejszyłyby się znacznie.

Koszty te można jeszcze więcej zmniejszyć, stosując jeden cylinder niskoprężny (por. rys. 57), zaopatrzony w bęben o dwukierunkowym przepływie pary.

Bardzo podobne do ustroju uwidocznionego na rys. 65 są czterokadłubowe turbiny kondensacyjne o potrójnym rozprężaniu pary, zbudowane przez Tow. A. E. G. w Berlinie dla największej mocy poszczególnego agregatu 80 000 kW przy  $n = 1500 \text{ obr/min}$ ,  $p_1 = 32 \text{ atn}$ , 400°C i próżni 96%, a ustawione w centrali Klingenberg w Rummelsburgu pod Berlinem. Cylinder wysokoprężny *c* (rys. 66), wyposażony w koło Curtis'a i czternaście stopni akcyjnych o średnicy 1000 mm, napędza łącznie z szesnastostopniowym akcyjnym cylindrem średnioprężnym *h* jeden generator elektryczny o mocy 40 000 kW przy  $n = 1500 \text{ obr/min}$ ; — wirniki obydwóch cylindrów, pracują z małym stopniem reakcyjności (5% do 15%) i posiadają tylko jedno klockowe łożo stopowe. Cylinder wysokoprężny posiada obecnie już nieużywaną budowę z osobno wstawianymi tulejami. Para przepływa z cylindra wysoko—do średnioprężnego dwiema rurami *e*, a z ostatniego rurą *g* do dwóch równolegle pracujących cylindrów niskoprężnych (rys. 67) posiadających po 24 stopnie reakcyjne umieszczone na bębnach i końcowych tarczach o średnicach od 1360 do 2900 mm, a napędzających drugi generator elektryczny o mocy 40 000 kW przy  $n = 1500 \text{ obr/min}$ . Z powodu dwukierunkowego przepływu pary tłoki odciążające są zbyteczne, a niewyważone naciski tłokowe podejmuje jedno łożo stopowe, umieszczone pomiędzy kadłubami. Odpływ pary do dwóch kondensatorów następuje czterema rurami *h*.

W celu osiągnięcia wyższej sprawności łopatek zastosowano w turbinie tej łopatki zwinęte (zmienne na długości łopatki kąty wlotowe i wylotowe) nawet już w łopatkach średniej długości, powyżej około 120 mm, — najdłuższe łopatki posiadają 610 mm. Natomiast nie jest mi znane, w jaki sposób wytwórca silnika dążył do zmniejszenia strat, powstających przez pracę wirników niskoprężnych w wilgotnej parze.

Turbina posiada regulację kombinowaną za pomocą trzech zaworów regulacyjnych, umieszczonych na cylindrze wysokoprężnym, mianowicie

dla obciążenia  $\frac{1}{4}$  mocy otwarte są trzy zawory, dla  $\frac{3}{4}$  mocy — dwa, a dla  $\frac{1}{2}$  i poniżej 1 zawór. W razie przeciążenia turbiny działają samoczynnie dwa dalsze zawory, z których jeden wpuszcza parę świeżą odpowiednio zdławioną do 8-mego stopnia ciśnienia, a drugi do przewodu znajdującego się pomiędzy cylindrem wysoko- i średnioprężnym.

Jeden z powyżej opisanych turbozespołów był badany dn. 13 i 14 grudnia 1927, przez prof. Josse'go a wyniki pomiarów ogłoszone w Z.V.D.I. № 31 r. 1928, podaje poniżej umieszczona tabela.

obciążenie około (cieplik całk. podany według Mollier'a r. 1927)	przeciążenie	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{2}{4}$	$\frac{1}{4}$
<i>Przed zaworem głównym:</i>					
ciśnienie pary ata	33,6	33,6	34,1	34,1	34,1
temperatura „ °C	407,3	407	408,8	407,6	410,7
cieplik całk. „ ciepł.	774,8	774,7	775,4	774,9	776,4
<i>Przed średnioprężnym cylindrem:</i>					
ciśnienie pary ata	15,25	13,13	9,67	6,57	3,67
temperatura „ °C	311,2	299,9	280,1	260,9	256,1
cieplik całk. „ ciepł.	732,5	728	720	712,5	712,5
<i>Przed niskoprężnymi cylindrami:</i>					
ciśnienie pary ata	2,764	2,39	1,761	1,205	0,666
temperatura „ °C	138,8	130,4	116,1	wilgotn. 0,2%	98,2
przeogrzanie „ °C	8,7	5	0,5		10,1
cieplik całk. „ ciepł.	655,1	651,5	645,6	640	639,5
Ciśnienie pary przy kołnierzu króćca wylotowego ata	0,027	0,0231	0,0184	0,01414	0,0136
cieplik całk. pary wylotowej ciepł.	539,8	537,8	536,6	535,1	544,1
wilgotność pary wylotowej %	11,2	11,2	11,1	11	9,5
Moc na zaciskach generatora kW	79011	68871	51559	35104	17505
Moc turbiny na sprzęgle generatora kW	82217	71922	54206	37354	19469
<i>Zużycie pary na 1 kW-godz;</i>					
odnośnie do mocy na zaciskach kg	3,869	3,852	3,88	3,947	4,357
odnośnie do mocy na sprzęgle kg	3,718	3,688	3,691	3,704	3,917
Sprawność termiczna odnośnie do mocy na sprzęgle %	30,34	30,49	30,37	30,14	28,45
<i>Efekt. sprawność termodynamiczna:</i>					
odnośnie do mocy na sprzęgle %	80	79,4	77,7	75,8	
przeliczenie przez A.E.G. na 96% próżni %	84	83,6	81,5	79,1	

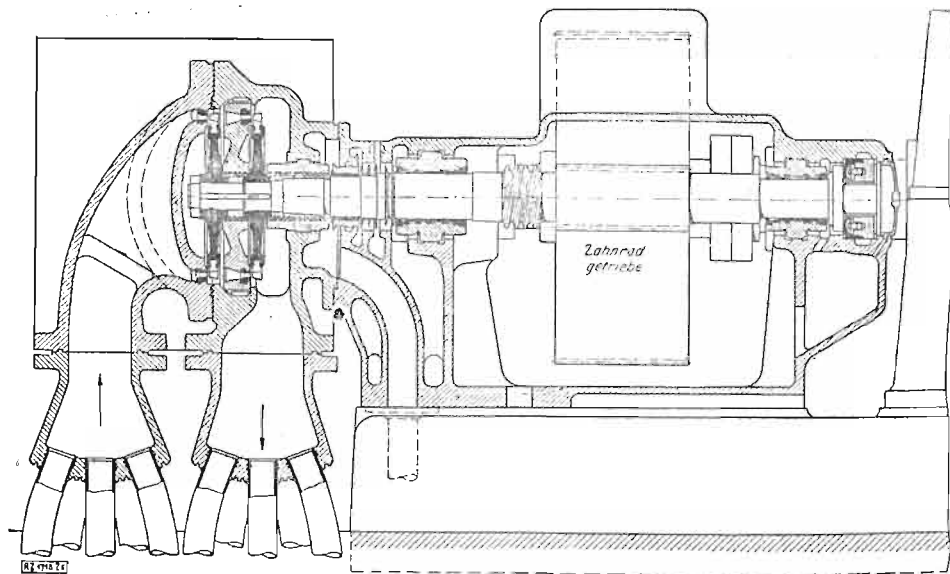
Korzystne wyniki pomiarów, otrzymane dość kosztowną budową silnika, zapewniającą wprowadzić trwałe zachowanie sprawności turbiny, są przede wszystkim z tej przyczyny ciekawe, że wzrost zużycia jednostkowego pary czyli zmniejszenie się sprawności silnika, jest bardzo małe przy zmniejszającym się obciążeniu, co w elektrowniach w wielu wypadkach jest nader

cenne. Dodatni ten wynik przypisać należy w wielkiej mierze użyciu koła Curtis'a jako stopnia regulacyjnego. Ponieważ turbina była zbudowana dla próżni 96%, a w czasie pomiarów próżnia wynosiła z powodu znacznie niższej temperatury wody chłodzącej 98%, przeto dokonane przez A. E. G. przeliczenie znajduje usprawiedliwienie, zwłaszcza jeśli porówna się osiągnięte efektywne sprawności termodynamiczne części wysoko- i niskoprężnej, odnośnie do mocy na sprzęgle i stanu pary w skrzynkach dolotowych, mianowicie:

obciążenie około:	przeciążenie	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{2}{4}$
część wysoko- i średnioprężna $\eta_e =$	85,6%	84,3%	80,3%	75,6%
część niskoprężna $\eta_e =$	73,1%	72,7%	71,8%	71,2%

nadmierne zdzieranie się łopatek przy pracy z bardzo dużą prędkością pary. Oczywiście dążyć musiny do potania budowy turbogeneratorów parowych (zwłaszcza jest to ważne w krajach o wysokich kosztach robocizny), lecz nie powinno odbywać się to kosztem zmniejszenia niezawodności pracy silnika.

Okres budowy turbin parowych o trzech i czterech kadłubach dla ciśnień aż do około 35 *atn* i 400°, zdaje się minąć, bo zagadnienie to można opanować równie dobrze dla mocy aż do około 25000 *kW* przy  $n = 3000$  *obr/min*, dla większych mocy przy mniejszej liczbie obrotów z zupełną pewnością pod względem niezawodności ruchu zapomocą dwukadłubowej turbiny, której moc stopniowo zwiększać się będzie. Jedynie dla wyższych ciśnień budować się będzie



Rys. 68. Turbina Brown-Boveri'ego o mocy 1800 *kW*;  $p_1 = 50$  *atn*,  $t_1 = 440^\circ$  C;  $p_2 = 20$  *atn*.

Niską sprawność części niskoprężnej przypisać należy przede wszystkim wilgotności pary, może niedostatecznemu odwodnieniu cylindrów niskoprężnych, a oprócz tego powiększeniu straty wylotowej z powodu pracy w czasie pomiarów z większą próżnią od 96%.

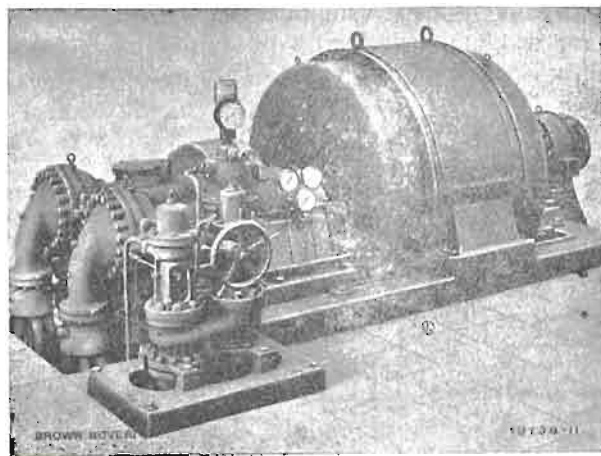
Jak poprzednio zaznaczyłem, Tow. A. E. G. zamierza moc 80000 *kW* osiągnąć obecnie przy  $n = 1500$  *obr/min* w dwukadłubowej turbinie (patrz rys. 59), możliwie krótko budowanej, podając otwarcie, że sprawność silnika będzie mniejsza, lecz przy obecnych cenach paliwa usprawiedliwiają to znacznie niższe koszty budowy. Przy obecnym stanie materiałów jest jednak wskazana duża ostrożność przy znacznym powiększaniu mocy jednego generatora przy pewnej liczbie obrotów, jak i zbytne skracanie turbin nie jest polecenia godne ze względu na

jeszcze trzy, a może nawet czterokadłubowe turbiny, lecz obecnie wyższe ciśnienie kotła od 36 *atn* są dla turbin kondensacyjnych rzadko używane, ponieważ zyski w samym silniku są niewielkie, a koszty instalacji znacznie większe. Turbozespół czterokadłubowy o mocy 18.000 *kW* przy  $n = 3000$  *obr/min* zbudowany przez Pierwszą Brneńską Fabrykę, a uwidoczniiony na rys. 4, pracuje z ciśnieniem dolotowym 100 do 120 *atn* i z temperaturą 450° do 500° C. Trzy pierwsze cylindry są systemu akcyjnego, a tylko czwarty systemu reakcyjnego. Para rozpręża się w pierwszym cylindrze do 55 *atn*, w drugim do 15 *atn*, w trzecim do 0,5 *atn*, a w czwartym do 0,07 *atn*. Nie ulega wątpliwości, że w chwili obecnej większość konstruktorów starałaby się rozwiązać zagadnienie zapomocą trójkadłubowej turbiny ze względu na zmniejszenie kosztów budowy.



## II. Turbiny czołowe.

Nazwa turbin czołowych uarta się dla tych turbin przeciwnieprężnych, których para wylotowa służy do zasilania innych agregatów turbin. Z powyższego wynika, że turbina czołowa powinna być zasilana parą o bardzo wysokim ciśnieniu dołotowym. Ponieważ jednak przy budowie nowej instalacji silnikowej o bardzo wysokim ciśnieniu kotłowym buduje się turbinę z generatorem elektrycznym jako całość jednolitą (patrz rys. 4), przeto turbiny czołowe są używane z powodzeniem w tych wypadkach, w których istniejąca siłownia, posiadająca w dobrym stanie



Rys. 69.

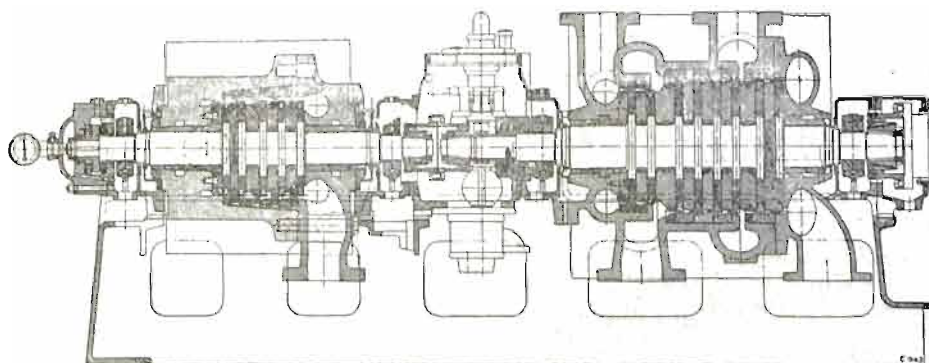
Najekonomiczniejszą pracę turbiny czołowej otrzymałoby się, gdyby jej para wylotowa mogła stale zasilać średnioprężną turbinę kondensacyjną odpowiedniej wielkości, co wymagałoby wyłączenia



Rys. 71.

turbiny na średnie ciśnienie pary dołotowej, wymaga pewnego powiększenia mocy. Instalacja tego rodzaju kalkuluje się zwłaszcza wtedy korzystnie, jeśli część kotłów średnioprężnych w da-

czeniu regulacji ostatniej, bo turbina czołowa i kondensacyjna tworzyłyby wtedy jedną całość. Ponieważ jednak w elektrowniach obciążenia podlegają bardzo dużym wahaniom, przeto wysoko-



Rys. 70. Turbina Escher Wyss'a o mocy 1000 kW;  $p_1 = 100 \text{ atn}$ ,  $t = 400^\circ \text{ C}$ ,  $p_2 = 14 \text{ atn}$ ;  $n = 10000/3000$ .

nej siłowni jest w złym stanie, a skutkiem instalacji czołowej nie potrzebuje być zastąpiona nowymi;— w niektórych wypadkach brak miejsca może być także przyczyną budowy instalacji czołowej.

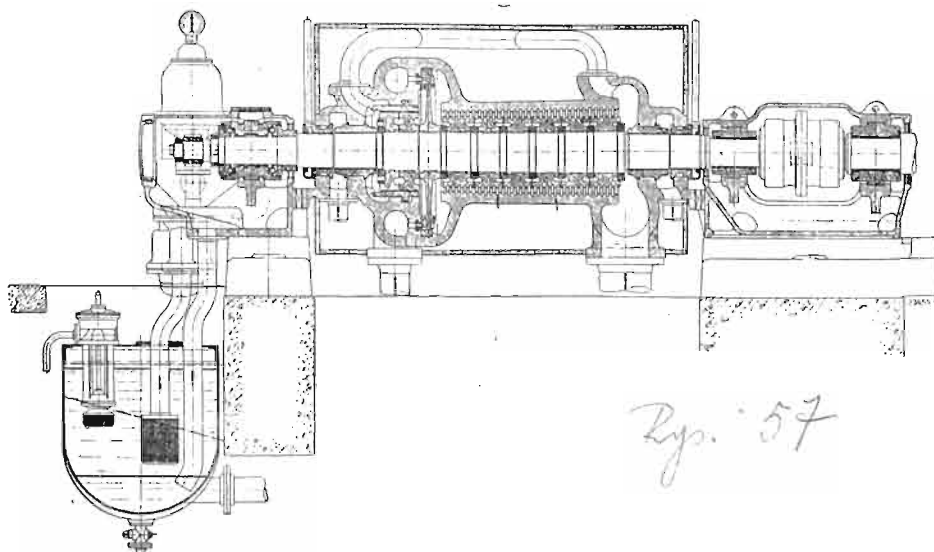
prężna instalacja jako część ekonomiczniej pracująca przejmuje zwykle obciążenie podstawowe, a średnioprężne turbiny kondensacyjne opanowują wahania obciążenia, wobec czego mechanizm



ich regulacyjny powinien być stale czynny. Przy pracy tego rodzaju najczęściej stosowanej para wylotowa z turbiny czołowej płynie do rurociągu, do którego dopływa para z kotłów średnioprężnych, a z którego są zasilane średnioprężne turbiny kondensacyjne; — w tym wypadku para wylotowa z turbiny czołowej posiada stałe ciśnienie, a przegrzewa się powtórnie w wyżej wspomnianej rurze.

Na kontynencie europejskim pierwszą instalację czołową ustawiła firma *Brown-Boveri* w Langerbrugge (patrz *Technika Ciepła* r. 1927, str. 31 do 35). Ciśnienie kotłowe wynosi 56 *atn*, natomiast ciśnienie pary dolotowej przy turbinie czołowej 50 *atn*, a temperatura 440° C. Turbina czołowa o mocy 1800 *kW* (rys. 68 i 69) składa się z czterech wirników akcyjnych, umieszczonych po dwa w dwóch kadłubach, a osadzonych na końcach wałów, dzięki czemu unika się dławnicy

Typ tego rodzaju zbudowała w r. 1925 fabryka *Escher-Wyss* dla ciśnienia dolotowego 100 *atn* i 400° C i dla przeciwności 14 *atn* (rys. 70). Jestto turbina akcyjna o 9 stopniach ciśnienia, której wał, wykonany z jednego kadłuba z wirnikami, biegnie z liczbą obrotów 10000 na minutę i napędza zapomocą przekładni zębatej generator elektryczny o mocy 1000 *kW* przy  $n = 3000 \text{ obr/min}$ . Wysokoprężna część kadłuba turbiny wykonana jest jako niedzielony cylinder ze stali zlewnej, w który wsuwa się wirnik z nałożonymi kierownicami dwudzielnymi (rys. 71). Ostatnie posiadają, ze względu na promieniowe wydłużanie się ich, podcięcia sprężynujące na obwodzie, lecz uwzględnienie nierównego osiowego wydłużania się kierownic i cylindra nie jest na rysunku widoczne. Prowadzenie pary w kanałkach kierowniczych odpowiada hyperboloidowi obrotowemu. Turbina powyższa za-



Rys. 57

Rys. 72. Turbina Brown-Boveri,ego o mocy 7000 *kW*;  $n = 3000 \text{ obr/min}$ ,  $p_1 = 100 \text{ ata}$ ,  $p_2 = 19,5 \text{ ata}$ .

wysokoprężnej. Para, doprowadzana i odprowadzana szeregiem sprężystych rurek, odplywa z pierwszego kadłuba z ciśnieniem 35 *atn*, a z drugiego z ciśnieniem około 20 *atn*. Zawory regulacyjne są ustawione obok turbiny, a całkowicie zasilane wirniki posiadają średnią średnicę 372 *mm*. Liczba obrotów wałów wirnikowych ze względu na stosunek  $u : c_1$  wynosi 8000 *obr/min*, a przekładnia zębata zmniejsza ją do liczby obrotów generatora elektrycznego, wynoszącej 1500 *obr/min*. Turbogenerator ten, zbudowany w r. 1925, pracuje w praktyce ku zupełnemu zadowoleniu, lecz nie znalazł rozpowszechnienia, ponieważ nie gorsze wyniki pod względem niezawodności ruchu, a lepsze pod względem kosztów budowy i zużycia pary można obecnie już uzyskać w typach zbliżonych konstrukcyjnie do normalnych turbin osiowych, których wał spoczywa w dwóch łożach, a których budowa jest prostsza.

dowolnita podobno w zupełności pod względem niezawodności ruchu, lecz osiągnięte wyniki sprawności tego silnika nie zostały dotychczas opublikowane.

Cechą charakterystyczną obecnie budowanych turbin czołowych fabryki *Brown-Boveri* jest używanie tej samej liczby obrotów, mianowicie 3000 na minutę, tak dla turbiny jak i dla generatora. Na rys. 72 widzimy turbinę czołową o mocy 7000 *kW* przy  $n = 3000 \text{ obr/min}$  dla  $p_1 = 100 \text{ ata}$ ,  $t_1 = 430^\circ \text{ C}$ ,  $p_2 = 19,5 \text{ ata}$ , budowaną dla centrali w Mannheim. Silnik ten składa się z koła Curtis'a i z wielostopniowej turbiny reakcyjnej, której łopatki umieszczone są na wirnikach z rozszerzonymi wieńcami. Kadłub stalowy jest dwudzielny, a z powodu zastosowania tłoka odciążającego działa na dławnice para o ciśnieniu wylotowym. Ponieważ w danym wypadku długość łopatek reakcyjnych jest nie-

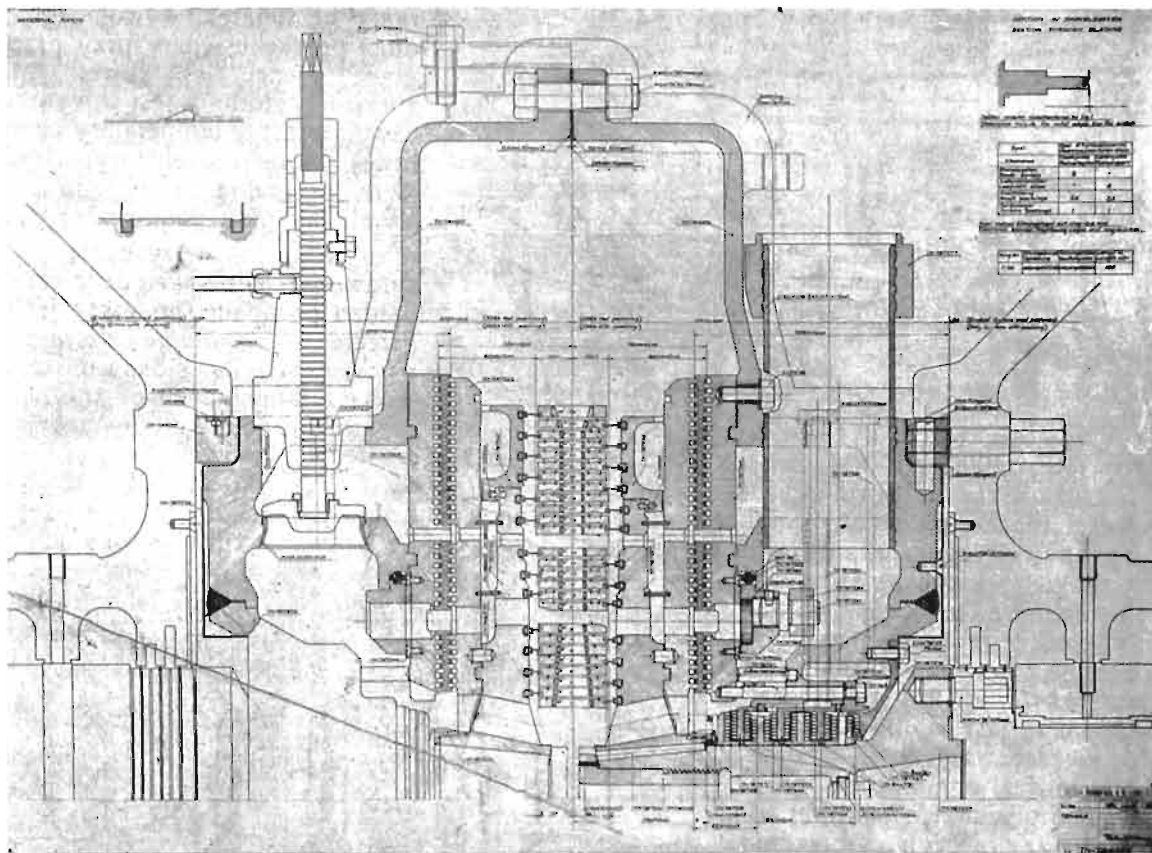
duża, przeto bardzo interesujące będą wyniki osiągnięte z temi turbinami czołowymi tak pod względem niezawodności ruchu jak i sprawności.

Inne wytwórnie, n. p. A. E. G., Pierwsza Brneńska Fabryka i Skoda budują turbiny czołowe składające się z koła Curtis'a i wielostopniowej turbiny akcyjnej, który to system nie potrzebuje rozwiązywać zagadnienia strat z powodu małych szczelin międzystopniowych.

### III. Turbiny przeciwprężne.

Turbiny przeciwprężne stosowane są w tych wypadkach, w których zapotrzebowanie pary do

Ostatnia uwaga dotyczy w szczególności także *turbiny przeciwprężnej Ljungstroem'a* (rys. 73). W porównaniu z turbiną kondensacyjną przedstawioną na rysunku 18 uproszczenie polega na tem, że rury doprowadzające parę świeżą i zawór przeciążający nie przechodzą przez przestrzeń napełnioną parą wylotową; — zmiana ta jest możliwa z powodu mniejszej objętości pary wylotowej. Również korzystne jest tutaj, że tarcze uszczelniające, wirująca i nieruchoma, potrzebują opanować tylko mniejszy spadek ciśnienia. Natomiast przeciwprężna turbina Ljungstroem'a posiada tę słabą stronę, że jako reakcyjna musi być wyposażona w regulację jakościową, która



Rys. 73. Turbina przeciwprężna Ljungstroema.

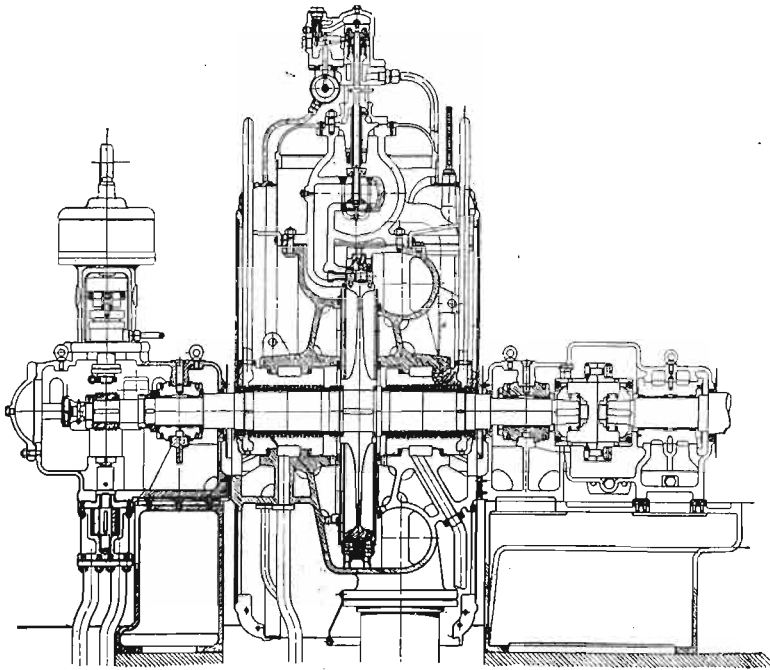
celów fabrykacyjnych względnie grzejnych jest większe niż do celów wytwarzania mocy. Jeśli zapotrzebowanie pary do dwóch wyżej wymienionych celów nie nakrywa się w czasie, to trzeba parę wylotową z turbiny gromadzić w okresach małego zapotrzebowania pary fabrykacyjnej w t. zw. cieplarni, aby mógł z niej czerpać w okresach małego obciążenia turbiny. Jako turbiny przeciwprężne można wykonać wszystkie rodzaje turbin kondensacyjnych; — ponieważ jednak turbiny przeciwprężne opanowują przeważnie znacznie mniejszy spadek ciepłota niż kondensacyjne, przeto budowa ich jest przeważnie prostsza.

powoduje większe przegrzanie pary wylotowej przy zmniejszeniu obciążenia turbiny z powodu dławienia pary dolotowej; — w wielu wypadkach nie można bowiem używać pary przegrzanej do celów fabrykacyjnych. Z tej przyczyny w turbinach przeciwprężnych używa się przeważnie regulacji możliwie zbliżonej do ilościowej, co z łatwością uskutecznić można w turbinach osiowych, posiadających jako pierwszy stopień ciśnienia koło Curtis'a.

Dla mniejszych mocy buduje się przeważnie turbiny przeciwprężne jako turbiny Curtis'a o jednym lub dwóch stopniach ciśnienia. Główną zaletą tych silników, nie odznaczających się



wprawdzie wysoką sprawnością, są małe ich koszty zakładowe i duża niezawodność biegu. Turbinę Curtis'a o jednym stopniu ciśnienia z dwoma stopniami prędkości w wykonaniu fabryki



Rys. 74. Turbina Curtis'a fabryki Skody o mocy 1000 kW.

Skody dla mocy 1000 kW widzimy na rys. 74. W celu osiągnięcia możliwie wysokiej sprawności silnika, łopatki pierwszego wieńca wirnikowego, wykonywującego znacznie większą część pracy od drugiego wieńca, a zwłaszcza łopatki kierownicze posiadają bardzo dużą szerokość. Z tej samej przyczyny turbina pracuje z pewnym nieznacznym stopniem reakcyjności, którego uszczelnienie dokonane jest na obwodzie wirnika. Również ze względu na podniesienie sprawności ograniczono bocznymi blachami przestrzeń, w której wiruje wirnik. Z przyczyn poprzednio podanych turbina posiada regulację ilościowo-jakościową (patrz rys. 49 i 50) zapomocą kilku zaworów regulacyjnych, z których jeden widoczny jest na rys. 74.

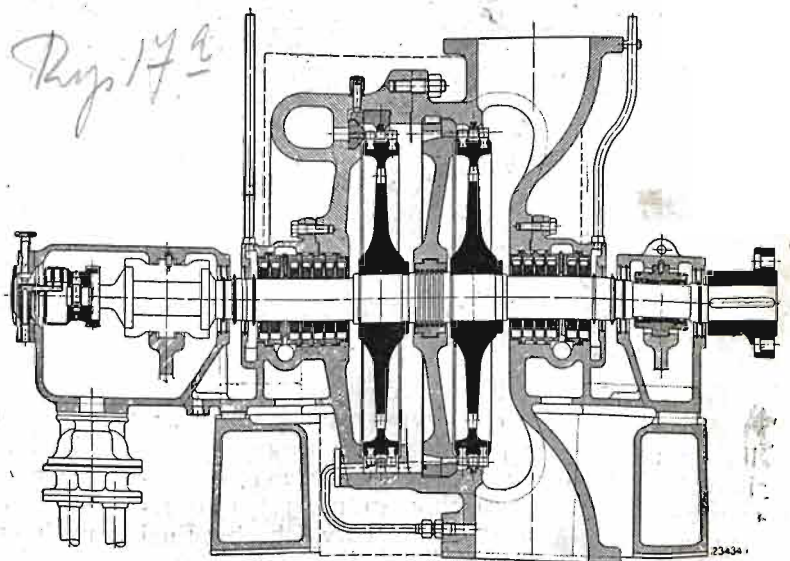
Przeciwną turbinę Curtis'a o jednym stopniu ciśnienia używa się tylko przy mniejszych spadkach ciepłota, natomiast przy większych spadkach ciepłota, które otrzymuje się przeważnie przy wysokim ciśnieniu pary dolotowej, stosuje się dla mniejszej mocy turbinę Curtis'a o dwóch stopniach ciśnienia, z których każdy posiada po dwa stopnie prędkości. Jako przykład tego rodzaju silnika może posłużyć turbina *Brown-Boveri*'ego przedstawiona na rys. 75. Z otworów umieszczonych w wirnikach można

wnioskować, że turbina ta pracuje jako czysto akcyjna; — pierwszy wirnik zasilany jest częściowo, a drugi na całym obwodzie. Międzystopniowe uszczelnienie jest rodzaju grzebiennego, a dławnice posiadają wyłącznie pierścienie węglowe, których nie jest zwolnieniem przy wysokich temperaturach pary.

Turbiny Curtis'a o jednym lub dwóch stopniach ciśnienia są w wielu wypadkach z powodu zalet poprzednio przedstawionych silnikami bardzo odpowiednimi, lecz trzeba liczyć się z tem, że niewielka ich sprawność, wynosząca  $\eta_e = 60$  do  $65\%$ , z biegiem czasu będzie się dość szybko zmniejszała z powodu nadmiernego zdzierania się łopatek, wywołanego bardzo dużą prędkością pary przy przepływie przez wieńce łopatkowe. Mniejsza sprawność turbiny jest w wyniku przyczyną wyższej temperatury pary wylotowej, która w wielu wypadkach jest niedopuszczalna ze względu na towar wyrabiany przy pomocy tej pary.

W celu uzyskania większej sprawności silnika, co dość często jest bardzo pożądane (np. także jeśli silnik przeciwny oddaje zbyt dużą moc na sieć), trzeba stosować wielostopniowe turbiny przeciwny, budowane przeważnie jako turbiny akcyjno-reakcyjne lub czysto akcyjne.

Fabryka *Brown-Boveri* buduje turbiny przeciwny o dużej sprawności jako system, składający się z jednego wirnika akcyjnego, który

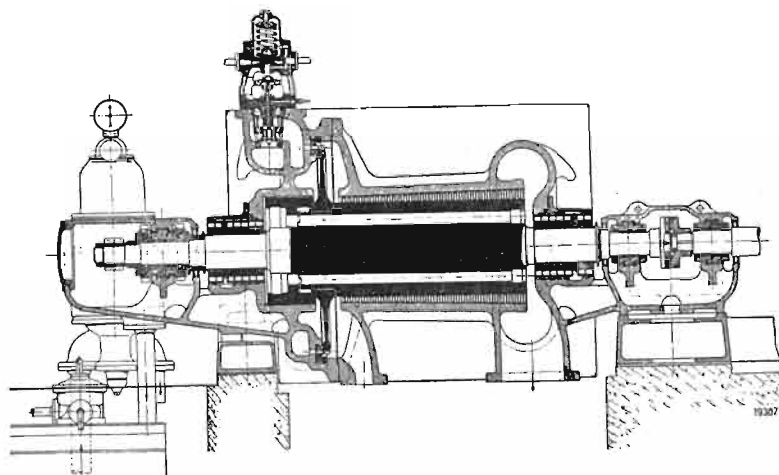


Rys. 75. Dwustopniowa turbina Curtis'a fabryki Brown-Boveri.

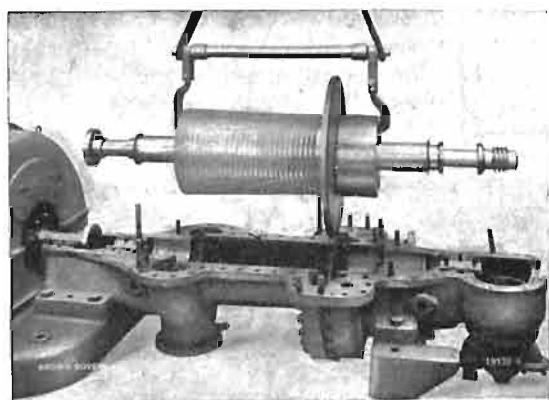
przy dużym spadku ciepłota zastępuje jednym kołem Curtis'a o dwóch stopniach prędkości, oraz z wielostopniowej reakcyjnej części. Jako przykład takiego silnika może posłużyć turbina



przeciwprężna o mocy 380 kW, przedstawiona na rys. 76 (patrz B. B. C. Mitteilungen № XII, 1927). Turbina ta, zbudowana dla ciśnienia dołotowego 32 atn, 375°C i dla przeciwprężności 8 atn, ma przy obciążeniu 380 kW zużywać 8000 kg pary, czyli zużycie pary na 1 kWh ma wynosić 21,05 kg, a sprawność efektywna turbiny łącznie z przekładnią zębatą, (liczba obrotów turbiny 5000 na minutę, a generatora elektrycznego 1500), czyli sprawność odnośnie do mocy na sprzęgle generatora, posiadającego sprawność 88%, wynosiłaby około  $\eta_e \approx 61\%$ . Turbina powyższa posiada regulację jakościowo-ilościową zapomocą trzech samoczynnych zaworów regulacyjnych i może pracować równolegle na sieć elektryczną; — wymaganą przeciwprężność nastawia się ręcznie zapomocą zaworu. Bęben tworzy jedną całość z wałem, natomiast wirnik akcyjny i tłok odciążający są nasadzone na bęben; — przez stosowne otwory w bębnie doprowadza się parę przeciwprężną na drugą stronę tłoka odciążającego. Kadłub turbiny, wykonany



Rys. 76. Turbina przeciwprężna fabryki Brown-Boveri o mocy 380 kW.



Rys. 77. Turbina przeciwprężna fabryki Brown-Boveri o mocy 380 kW.

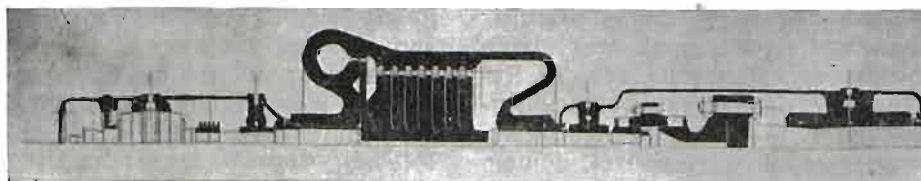
ze staliwa, jest dzielony w osi poziomej, jak to wynika z rys. 77; — podstawy łożysk tworzą jedną całość z kadłubem. W turbinach przeciwpręż-

strukcji rys. 32 i 33. O typie powyżej opisanym można to samo powiedzieć, co zaznaczono o budowie podług rys. 32 i 33, t. j. że przy dosta-

tecznie długich łopatkach reakcyjnych może dać dobre wyniki pod względem niezawodności ruchu i sprawności, natomiast że przy zbyt małej długości łopatek może budzić poważne wątpliwości z powodu zbyt małych szczelin pomiędzy częściami wirującymi i nieruchomymi.

Z powyższej przyczyny większość fabryk, stosuje w turbinach przeciwprężnych system akcyjny, zwłaszcza przy wysokich ciśnieniach pary dołotowej, z którymi zwykle połączone są wysokie temperatury pary. Nie ulega wątpliwości, że przy niewielkiej przeciwprężności i większej mocy silnika zastosowanie systemu półreakcyjnego w ostatnich stopniach ciśnienia przynosi poważne korzyści, rozważone przy turbinach kondensacyjnych.

Fabryka *Escher-Wyss* buduje turbiny przeciwprężne o małej liczbie stopni ciśnienia przy stosowaniu dość dużej średnicy wirników, czyli pracuje z dużą prędkością pary, wobec czego można mieć pewne wątpliwości co do nadmiernego zdzierania się łopatek. Natomiast inne fabryki, n. p. *A. E. G.* w Berlinie, *Pierwsza Brneńska Fabryka i Tow. Akc. Skoda* stosują w turbinach przeciwprężnych jeden wirnik akcyjny o większej średnicy ze względów regulacyjnych, który zastępuje kołem *U* przy większych spadkach ciep-



Rys. 78. Turbina przeciwprężna o mocy 1400 kW. Pierwszej Brneńskiej Fabryki.

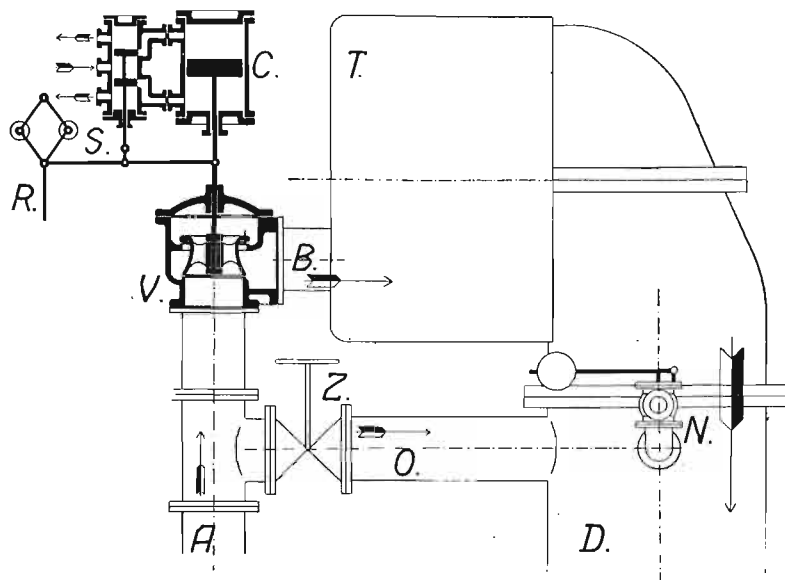
nych o większej mocy, posiadających sprawność efektywną powyżej 70%. *Brown-Boveri* buduje poszczególne części w sposób podobny do kon-

lika, oraz kilka lub kilkanaście kół akcyjnych, zależnie od wielkości spadku adyabatycznego i mocy turbiny.

Na rys. 77 widzimy turbinę przeciwpięrzną Pierwszej Brneńskiej Fabryki o mocy 1400 kW przy  $n = 3000$  obr/min; —  $p_1 = 14,5$  atn,  $350^\circ C$ ,  $p_2 = 3$  atn. (Wyniki osiągnięte z tą turbiną patrz, *Technika Ciepła* Nr. 6, r. 1928). Dla większego spadku ciepłika ta sama fabryka stosuje większą liczbę stopni ciśnienia, n. p. dla  $p_1 = 32$  atn,  $400^\circ C$  i  $p_2 = 8$  atn — koło  $U$  i 16 stopni akcyjnych przy mocy 2000 kW i  $n = 3000$  obr/min, a dla  $p_1 = 23$  atn,  $350^\circ C$  i  $p_2 = 2,5$  atn — koło  $U$  i 17 stopni akcyjnych przy mocy 1200 kW i  $n = 3000$  obr/min. Ta duża liczba stopni ciśnienia jest przy małej mocy silnika konieczna, aby otrzymać dostatecznie długie łopatki przy całkowitem zasilaniu wirników, a zatem dobrą sprawność turbiny; — przy dużej mocy można naogół zmniejszyć trochę liczbę stopni ciśnienia.

z powodu małego obciążenia turbiny poniżej wymaganego do celów fabrykacyjnych, to trzeba zapomocą zaworu  $Z$ , umieszczonego pomiędzy rurą dolotową  $A$  i rurą wylotową  $D$ , dopuszczać także odpowiednio zdławioną parę świeżą bezpośrednio do rury  $D$ . Gdyby natomiast ilość pary wylotowej z turbiny była większa od chwilowego jej zapotrzebowania do celów fabrykacyjnych, co może zachodzić przy dużym obciążeniu turbiny, to wówczas nadmiar pary uchodzi przez zawór bezpieczeństwa  $N$  nazewnątrz lub też można zaprojektować odpowiedni odpływ do cieplarki. W powyżej opisanym wypadku ilość pary wylotowej zależy wyłącznie od obciążenia silnika, a niedogodną stroną tej regulacji jest konieczność ręcznego dławienia zapomocą zaworu  $Z$  do dawanej pary świeżej.

Chcąc tę słabą stronę usunąć, można ręczne



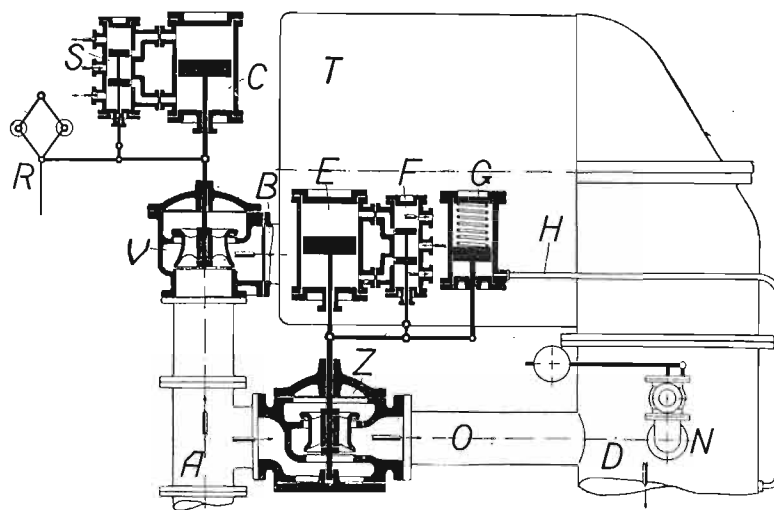
Rys. 79.

W przeciwstawieniu do turbin kondensacyjnych, które posiadają regulację liczby obrotów działającą w zależności od obciążenia silnika, turbiny przeciwpięrzną muszą być wyposażone w regulację odpowiadającą warunkom pracy silnika, do których regulacja powinna być dostosowana. Najprostszą regulacją turbiny przeciwpięrzną, nie skuteczną jednak wszystkich czynności samoczynnie, widzimy na rys. 79. Regulator odśrodkowy  $R$  działa przy pomocy serwowatora olejowego  $C$ , — wyposażonego w suwak  $S$ , do którego skrzynki olej pod ciśnieniem dopływa i odpływa jak wskazują strzałki, — na zawór  $V$ , regulujący ilość pary świeżej, dopływającej rurą  $B$  do turbiny  $T$ . Wysokość przeciwpięrznosci ustawia się ręcznie zapomocą zaworu umieszczonego w rurze wylotowej  $D$ . W razie gdyby ciśnienie w rurze wylotowej  $D$  spadło

otwieranie zaworu  $Z$  zastąpić odpowiednim serwowatorem olejowym. Tego rodzaju urządzenie przedstawia rys. 80, na którym turbina  $T$  posiada taką samą regulację zapomocą serwowatora  $C$  jak na rys. 79. Natomiast redukcję pary świeżej na wymaganą przeciwpięrznosc uskutecznia w budowie według rys. 80, zawór  $Z$  pod wpływem serwowatora olejowego, składającego się z cylindra wraz z tłokiem  $E$ , z suwaka regulacyjnego  $F$  i z cylindra parowego  $G$ . W ostatnim na jedną stronę tłoka działa ciśnienie pary wylotowej, doprowadzanej rurką  $H$ , a na drugą sprężyna. Każdej zmianie położenia tłoka w cylindrze parowym  $G$  odpowiada zmiana położenia tłoka w cylindrze olejowym  $E$ , a zatem i zmiana położenia zaworu redukcyjnego  $Z$ . Jeśli ciśnienie w rurze wylotowej spadnie poniżej ciśnienia, określonego siłą sprężyny umieszczonej w cy-

lindrze *G*, to tłok parowy postępuje w dół, skutkiem czego olej dopływa na dolną, a odpływa z górnej części tłoka *E*, przez co otwiera się zawór *Z*. Wielkość otwarcia ostatniego ustala się pod wpływem każdorazowego położenia tłoka *G*

tromotorkiem, musiałyby dostarczać olej do skrzynki *F*. W powyższy sposób można osiągnąć stałe ciśnienie pary potrzebnej do celów fabrykacyjnych w sposób samoczynny pomimo zmiennego obciążenia turbiny przeciwprężnej, która

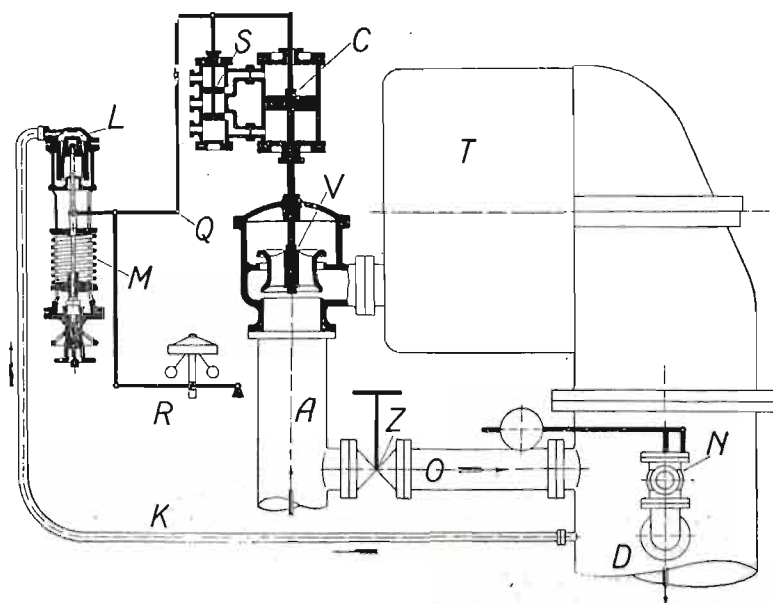


Rys. 80.

w połączeniu z t. zw. odwodzeniem, czyli doprowadzaniem suwaka *F* do środkowego położenia, które uzyskuje się przez połączenie części *E*, *F* i *G* jedną dźwignią. Do skrzynki su-

oczywiście powinna zawsze mniej dostarczać pary niż wynosi zapotrzebowanie jej do fabrykacji.

W przykładach, przedstawionych na rys. 79 i 80, a w praktyce najczęściej zachodzących, ilość



Rys. 81.

waka *F* dostarcza olej pod ciśnieniem ta sama, turbiną napędzana pompka, która dopompowuje olej do serwowatora *C*; — jedynie, gdyby serwowator *E* miał działać także przy postoju turbiny, to osobna pompka wirowa, napędzana elek-

pary wylotowej z turbiny zależy od jej obciążenia. Czasem zachodzą jednak wypadki, że obciążenie turbiny, pracującej na sieć elektryczną, ma być uzależnione od ilości pary wylotowej o pewnym ciśnieniu, którego zapotrzebowanie jest

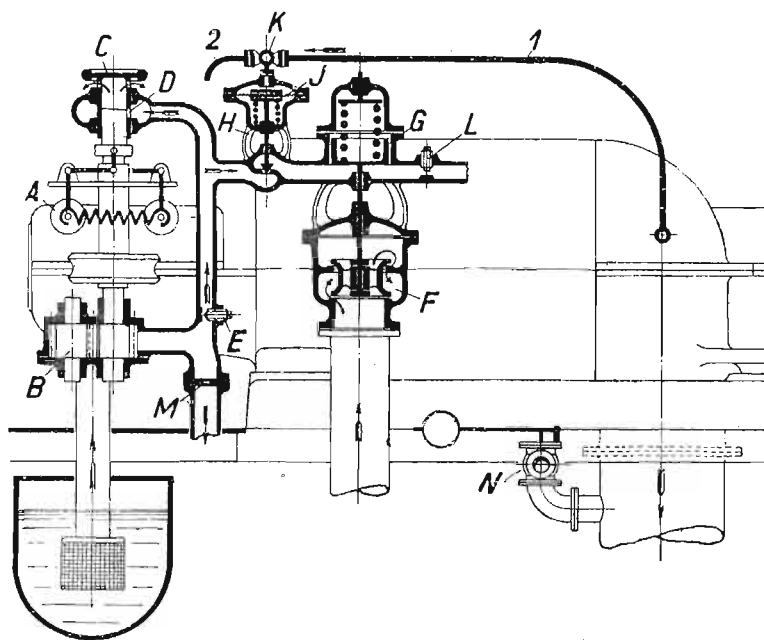


zmiennie. Turbina otrzymuje wtedy regulację przedstawioną na rys. 81. Tłok serwowatoru olejowego *C* połączony jest trzonem z zaworem względnym *V*, a zatem zmiana ilości pary świeżej doprowadzanej do turbiny *T* jest uskuteczniata normalnie przez tłok *L*, na którego jedną stronę działa ciśnienie pary wylotowej, doprowadzanej rurką *K*, a na drugą sprężyna, której siła ustalona jest w zależności od wymaganej przeciwpężności. W razie n. p. zmniejszenia się odbioru pary wylotowej wzrasta przeciwpężność, skutkiem czego tłok *L* postępuje w dół, a czop *Q* w górę, zmniejszając przy pomocy serwowatoru *C* dopływ pary świeżej do turbiny, przyczem regulator *R* nie zmienia swego położenia. W celu umożliwienia dokładnego na-

według rys. 79 lub też zapomocą serwowatoru według rys. 80.

Samoczynna regulacja turbiny przeciwpężnej przy pomocy cylindra parowego, na którego tłok działa każdorazowe ciśnienie pary wylotowej, jak i samoczynna redukcja pary świeżej do ciśnienia pary przeciwpężnej uzyskana przy pomocy takiego cylindra parowego, były w praktyce dość często stosowane. Jako słabą stronę tych urządzeń trzeba uznać niedostateczną ich czułość, spowodowaną tarcem tłoka w cylindrze parowym. Z tej przyczyny obecnie zastępuje się zwykle w tych urządzeniach cylinder parowy membraną, której słabą stroną jest mały skok przedmiotu przez nią uruchamianego.

Regulację turbiny przeciwpężnej w zależności od wysokości przeciwpężności, więc ana-



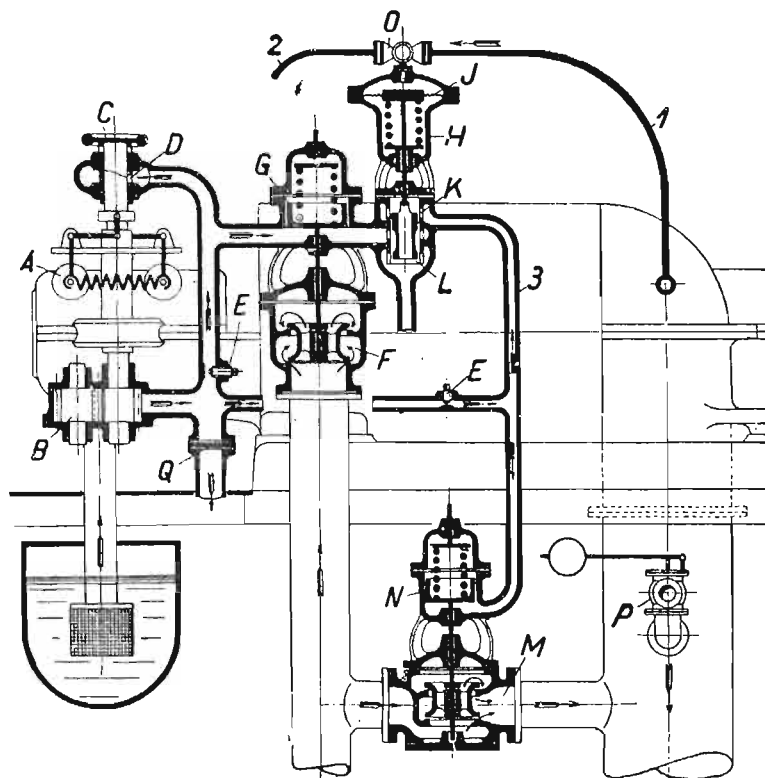
Rys. 82. Regulacja turbiny przeciwpężnej fabryki Brown-Boveri.

stawienia wymaganej przeciwpężności, względnie w celu nieznacznej jej zmiany znajduje się w urządzeniu tem sprężyna *M*, której napięcie nastawia się ręcznie. Niezależnie od tłoka parowego *L* może także regulator odśrodkowy *R* oddziaływać na zawór regulacyjny *V*, a działanie jego rozpoczyna jej z chwilą, gdy liczba obrotów turbiny wzrośnie ponad normalną z powodu za małego obciążenia jej (t. j. jeśli całkowite obciążenie sieci jest mniejsze od wytwarzanej przez turbinę mocy); wówczas tłok *L* nie zmienia swego położenia, a czop *Q* idzie w górę pod wpływem regulatora *R*. Mechanizm odwodzący pomiędzy częściami *C*, *S* i *L* względnie *R* jest widoczny na rysunku. Chcąc w przypadku działania regulatora *R* zachować wymagane ciśnienie w rurze odlotowej, trzeba do niej doprowadzać zredukowaną zaworem *Z* parę świeżą; — zawór ten może być obsługiwany ręcznie

logiczną do przedstawionej na rys. 81, wykonywa fabryka *Brown-Boveri* według rys. 82. Olej, pompowany pompką *B*, napędzaną przez turbinę, płynie częściowo otworem *M* do smarowania łożysk, a częściowo przez zawór regulacyjny *E* do regulacji turbiny. Organem regulującym dopływ pary do turbiny jest zawór *F*, połączony trzonem z tłokiem *G* serwowatoru olejowego; — ponieważ tłok obciążony jest z jednej strony sprężyną, przeto można go z łatwością zastąpić kilkoma tłokami połączonymi z zaworami, a obciążonymi sprężynami o różnej sile, dzięki czemu otrzymuje się regulację ilościowo-jakościową. Wysokość wymaganej przeciwpężności oddziałuje na regulację turbiny przy pomocy membrany *J*, umieszczonej w regulatorze ciśnienia *H*; — parę wylotową doprowadza się bowiem rurką *I* przez kurek *K* (rurka *2* służy do odpowietrzenia) na jedną stronę

membrany *J*, obciążonej z drugiej strony sprężyną i połączonej trzonem z zaworkiem, regulującym ilość dopływającego pod tłok *G* oleju;—zawór *L* reguluje odpływającą ilość oleju. Niezależnie od membrany *J* działa regulator obrotów *A*, mianowicie przy zwiększeniu liczby obrotów turbiny pochwa regulatora postępuje w dół, wypuszczając szczeliną *D*, znajdującą się w tulei regulacyjnej *C*, większą ilość oleju, skutkiem czego tłok *G* opada, powodując zmniejszenie ilości pary dopływającej do turbiny. Kurek *K* służy do wyłączenia regulacji ciśnienia. W celu połączenia regulacji turbiny przeciwprężnej, uzależnionej od wysokości przeciwprężności, z samoczynną redukcją pary dolotowej do

stępuje w dół, zwiększając odpływ oleju z pod tłoka *G*, skutkiem czego zawór regulacyjny *F* opada; — natomiast przy zmniejszeniu się przeciwprężności poniżej wymaganej wysokości suwak *L* postępuje w górę, zmniejszając nie tylko ilość odpływającego z pod *G* oleju, lecz także ilość oleju odpływającego szczelinami *K*, skutkiem czego ciśnienie oleju pod tłokiem *N* wzrasta, przez co samoczynnie otwiera się zawór redukcyjny *M*. Niezależnie od powyższej regulacji w zależności od przeciwcisnienia regulator *A* może działać na zawór regulacyjny *F* w podobny sposób jak na rys. 82 (regulacja analogiczna do przedstawionej na rys. 81).



Rys. 83. Regulacja turbiny przeciwprężnej w połączeniu z samoczynnym zaworem redukcyjnym fabryki Brown-Boveri.

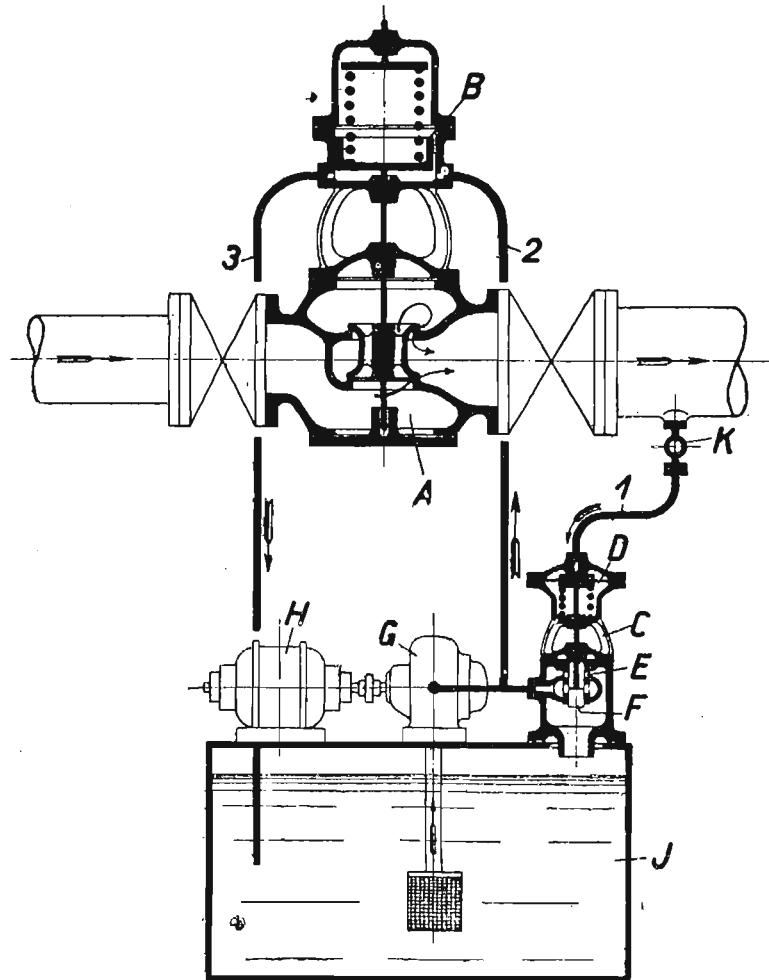
ciśnienia pary wylotowej, *Brown-Boveri* stosuje urządzenie, przedstawione na rys. 83. Regulację turbiny uskutecznia tutaj zawór *F*, połączony z tłokiem serwowatora olejowego *G*, w zależności od położenia membrany *J* lub w zależności od położenia regulatora *A*, natomiast redukcję pary świeżej do ciśnienia wylotowego uskutecznia zawór *M* połączony z tłokiem *N* serwowatora olejowego. Różnica względem budowy przedstawionej na rys. 82 polega w tym, że suwak regulacyjny *L* połączony z membraną *J*, na której jedną stronę działa ciśnienie pary wylotowej, znajduje się po stronie odpływu oleju z pod tłoka *G*. Przy zwiększeniu się przeciwprężności suwak *L* po-

Jeśli redukcja pary świeżej ma odbywać się w czasie postoju turbiny, to *Brown-Boveri* stosuje urządzenie, pokazane na rys. 84. Składa się ono z zaworu *A*, tłoka serwowatora *B*, regulatora ciśnienia *C*, wyposażonego w membranę *D*, połączoną z suwakiem *F*. Olej pompuje pompka wirowa *G*, napędzana elektromotorem *H*. Ciśnienie oleju pod tłokiem serwowatora *B* zależy od odpływającej szczelinami *E* ilości, którą reguluje suwak *F* w zależności od ciśnienia pary, działającej na membranę *D*.

*Tow. A. E. G.*, w Berlinie zastępuje również tłok *G* w cylindrze parowym rys. 80, względnie tłok *L* w cylindrze parowym rys. 81 membraną,

posiadającą kilka stopni. Ostatnia przestawia przy pomocy przekładni, zwiększającej skok membrany, suwak regulacyjny serwomotoru olejowego. Samoczynnie działający zawór redukcyjny, pracujący z odwodzeniem (odpowiadający serwomotorowi *E, F* i *G* rys. 80), według wykonania *Tow. A. E. G.*, widzimy na rys. 85. Para przeciwpężna dopływa do wewnątrz membrany wielostopniowej *a* rurką *g*; — skok membrany zostaje zwiększony przez mechanizm *b*, który jest połączony z suwakiem regulacyjnym *f*

plywa z pod tłoka *e* przez górne szczeliny tulei suwakowej do otworu *d*. Kółko ręczne *h* służy do nastawiania sprężyny, przeciwdziałającej membranie, a wskazówka *i* wskazuje wysokość przeciwpężności w zależności od napięcia sprężyny. Litery *k* i *l* oznaczają położenia dźwigni wyłączającej. Zapomocą urządzenia membranowego, przedstawionego na rys. 85 dla samoczynnie regulującego zaworu redukcyjnego, można także przeprowadzić regulację turbiny przeciwpężnej w zależności od przeciwpężności, zastępując tłok *L*



Rys. 84. Regulacja samoczynnego zaworu dla dodatkowej pary świeżej fabryki Brown-Broveri.

i z tłokiem serwomotoru *e*, dzięki czemu zapewnione jest odwodzenie mechanizmu, a zatem i samoczynne ustawienie zaworu redukcyjnego w zależności od wysokości przeciwpężności. Przy zmniejszeniu się ciśnienia w rurce *g* suwak *f* postępuje w górę i wpuszcza olej pod ciśnieniem, dopływający otworem *c*, na dolną część tłoka *e*, otwierając przez to zawór parowy; — skutkiem przesunięcia się tłoka *e* w górę zostaje suwak *f* doprowadzony do swego środkowego położenia. Przy zwiększeniu się przeciwpężności działanie serwomotoru jest odwrotne, a olej od-

rys. 81 membraną i wprowadzając pewną przekładnię w mechanizm pomiędzy membraną i suwakiem.

Również w samoczynnie regulujących zaworach redukcyjnych (t. zw. regulatorach ciśnienia) systemu *Arca* i *Ava* używa się membran, na które działa para przeciwpężna, a i te urządzenia mogą być zastosowane do regulacji turbin przeciwpężnych według rys. 81. Natomiast pewną odmianę tworzy t. zw. regulator ciśnienia *Tow. Askania* w Berlinie (rys. 86), które używa do regulacji t. zw. rurki strumieniowej *H*. Ciś-



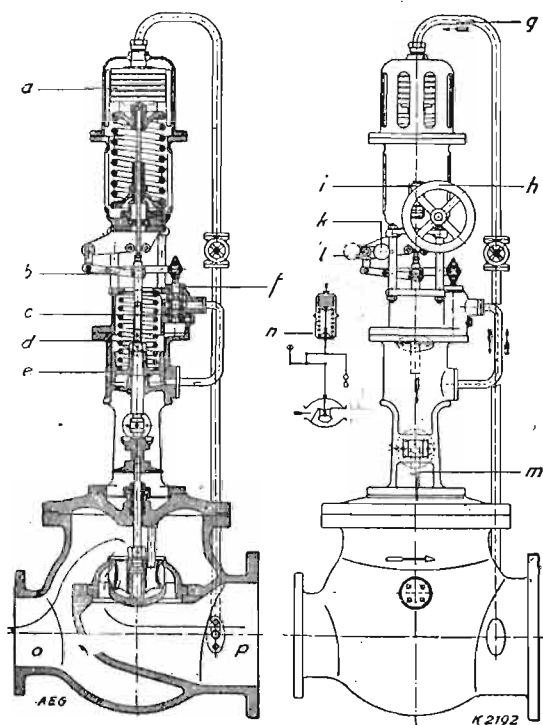
nienie pary, którego wysokość ma być zachowana, działa na rurkę sprężynującą  $F$  i przenosi się zapomocą trzpienia  $G$  na rurkę strumieniową  $H$ . Ze strony przeciwnej działa na ostatnią sprężyną  $J$ , której napięcie nastawia się zapomocą kółka  $K$ . Rurka strumieniowa, wyważona przeciwwagą  $C$ , może wykonywać wahania wokoło czopa, do którego dopływa olej pod ciśnieniem kilku atmosfer.

Naprzeciwko rurki strumieniowej, której koniec tworzy dyszę, znajdują się dwa otworki o wewnętrznej średnicy rurki strumieniowej, które są połączone z dwiema stronami cylindra  $M$ ; — w ostatnim znajduje się tłok, uruchamiający zawór parowy  $B$ . Przy środkowym położeniu

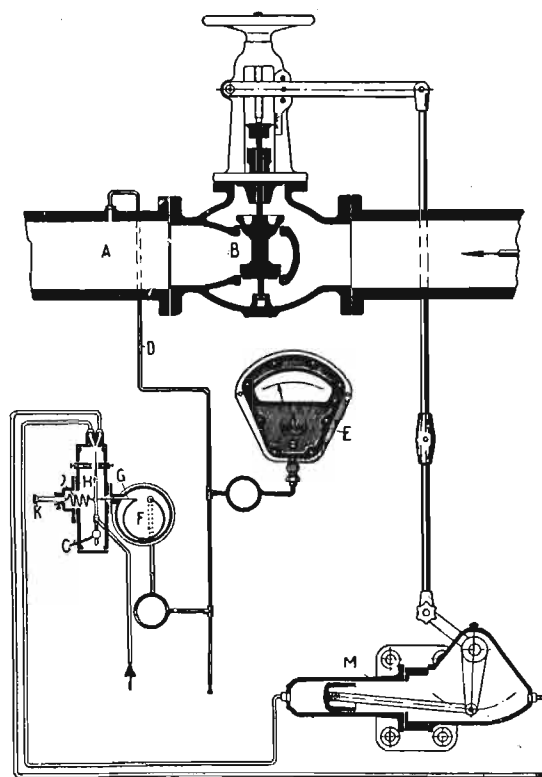
czalnego, to wówczas rurka strumieniowa wychyla się w prawo, tłok  $M$  przesuwa się w lewo i otwiera więcej zawór  $B$ .

Pierwsza Brneńska Fabryka stosuje rurkę strumieniową syst. Askania do regulacji przeciwprężnych turbin parowych. Regulację tego rodzaju, odpowiadającą warunkom przedstawionym na rys. 81, uwidocznia rys. 87. Para świeża dopływa rurą  $M$  do głównego zaworu regulacyjnego  $V$ , uruchamiającego dodatkowe zawory  $W$ . Ze skrzynek zaworów regulacyjnych para płynie rurami  $O$  i  $Q$  do turbiny  $T$ .

Zawór  $V$  jest połączony trzonem z tłokiem cylindra serwowoteru olejowego  $C$ , do którego olej pod ciśnieniem dopływa rurkami  $G$  i  $H$



Rys. 85. Regulator ciśnienia Tow. A. E. G.



Rys. 86. Regulator ciśnienia Tow. Askania.

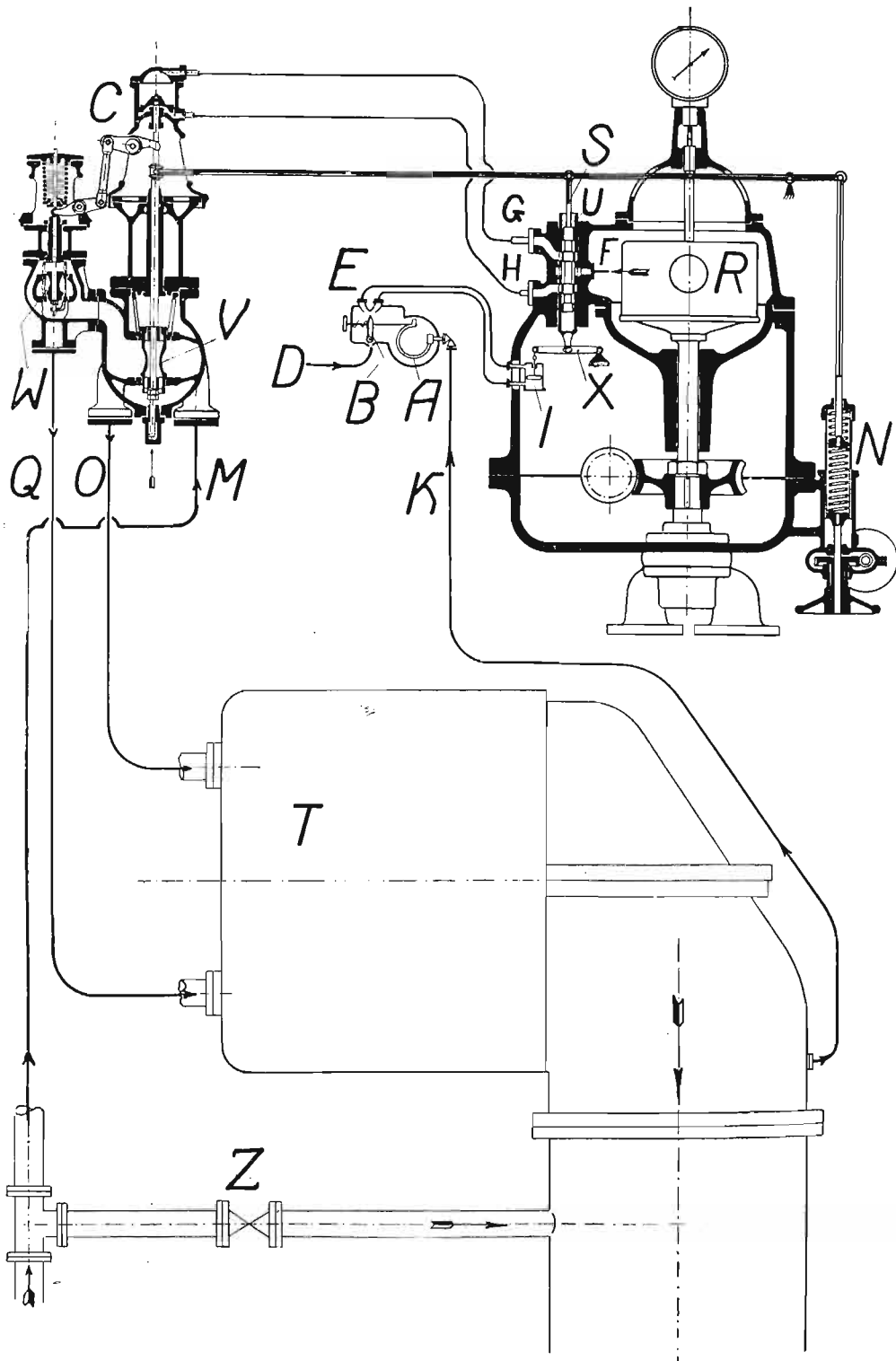
rurki strumieniowej  $H$ , które uzyskuje się przy równowadze siły sprężyny  $J$  i ciśnienia rurki sprężynującej  $F$ , ciśnienie oleju przepływającego przez dyszę zamienia się na szybkość, skutkiem czego panuje po obydwóch stronach tłoka  $M$  jednakowe ciśnienie. Jeśli natomiast rurka  $H$  wychyli się w jedną lub w drugą stronę, przyczem olej trafia w jeden ze wspomnianych otworków, to szybkość jego uzyskana w dyszy zamienia się znów na ciśnienie, czyli po jednej stronie tłoka wzrasta ciśnienie oleju, powodując przesunięcie tłoka  $M$  w jednym kierunku, a olej z drugiej strony tłoka odpływa drugim otworkiem naprzeciwko rurki  $H$ . N. p. gdyby ciśnienie pary w rurce  $A$  zmniejszyło się poniżej dopusz-

ze skrzynki suwaka  $S$ ; — dopływ oleju do skrzynki znajduje się przy  $F$ . Trzon tłoka  $C$ , suwaka  $S$  i regulatora odśrodkowego  $R$  połączone są jedną dźwignią, dzięki czemu zapewnione jest w znany sposób t. zw. odwodzenie; — dodatkowa sprężyna  $N$  służy do podregulowywania liczby obrotów w sposób ręczny lub elektryczny. Powyżej opisane urządzenie regulacyjne utrzymuje stałą liczbę obrotów turbogeneratora niezależnie od jego obciążenia.

W danym wypadku turbogenerator ma jednak normalnie taką moc wytwarzać, jaką zdolna jest wytworzyć ilość zapotrzebowanej do celów fabrykacyjnych pary przeciwprężnej. W tym celu ciśnienie pary wylotowej z turbiny doprowadza-

my rurką *K* do rurki sprężynującej *A*, natomiast olej pod ciśnieniem dopływa rurką *D* do rurki

lub drugą stronę tłoka *J*. Ostatni połączony jest z dźwignią *X*, do której przytwierdzona jest ru-



Rys. 87. Regulacja turbiny przeciwnieprężnej Pierwszej Brneńskiej Fabryki.

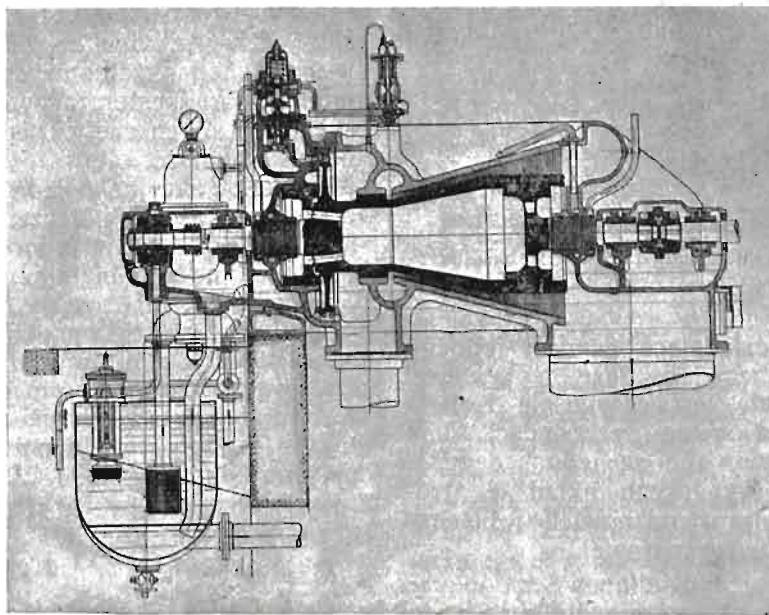
strumieniowej *B* syst. *Askania*. Naprzeciwko ostatniej znajdują się znane z rys. 86 dwa otwor-ki *E*, przez które olej może dopływać na jedną

choma tuleja suwakowa *U*. Jeśli ciśnienie pary w rurce *K* wzrośnie, to olej wypływający z rurki strumieniowej *B* powoduje wzrost ciśnienia po

górną stronę tłoka *J*, a z dolnej jego strony olej odpływa. Skutkiem tego tłok *J* postępuje w dół, powodując taki sam ruch ruchomej tulei *U*;—w wyniku tego przesunięcia olej dopływający do skrzynki suwakowej przy *F* dostaje się na górną stronę tłoka *C*, a z dolnej jego strony olej odpływa, przez co powstaje zmniejszenie dopływającej do turbiny ilości pary. Przy zmniejszeniu się ciśnienia pary w rurce *K* regulacja działa w odwrotnym kierunku.

Z powyższego opisu wynika, że działanie regulacji w zależności od przeciwprężności jest zupełnie niezależne od działania regulacji obrotów. Zawór ręczny *Z* może być zastąpiony regulatorem ciśnienia według rys. 86.

pracuje z kondensacją, — turbinę przeciwprężną i kondensacyjną, — a jeśli pracuje z przeciwprężnością, to zastępuje dwa turbogeneratory przeciwprężne o ciśnieniu wylotowym różnej wysokości. Turbiny pracujące z pobieraniem pary o wyższym ciśnieniu powinny być zasilane parą dolotową o znacznie wyższym ciśnieniu niż turbiny kondensacyjne, aby otrzymać najkorzystniejsze wyniki rentowności siłowni. Nie posiadają one jednak tak wysokiej sprawności jak turbiny kondensacyjne dla jednakowych warunków pracy, ponieważ część wysokoprężna musi być zbudowana dla przepływu największej ilości pobieranej pary i wytworzenia normalnej mocy silnika, a część niskoprężna — dla wytworzenia



Rys. 88. Turbina kondensacyjna z pobieraniem pary fabryki Brown-Boveri.

#### IV. Turbiny pracujące z pobieraniem pary.

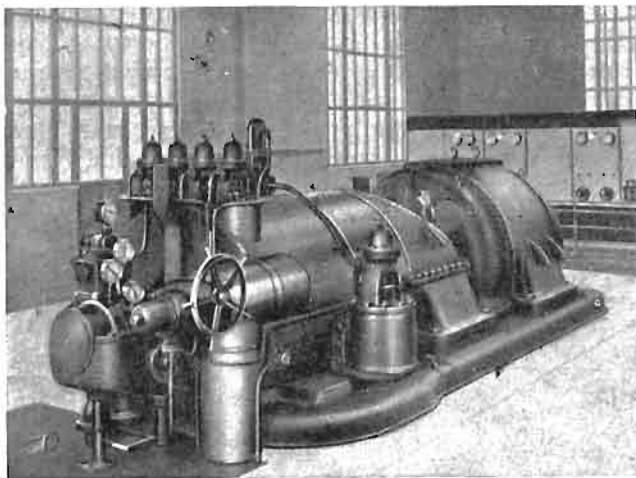
Turbiny powyższego rodzaju stosuje się w tych wypadkach, w których para wylotowa nie może być całkowicie wyzyskana do celów fabrykacyjnych, lub też w których zapotrzebowana ilość pary wylotowej jest zmienna i nie pokrywa się w czasie z obciążeniem silnika; — miejsce pobierania pary z turbiny zależy od wysokości ciśnienia pary dolotowej i pary pobieranej. Turbiny z pobieraniem pary pracują przeważnie z kondensacją, choć w niektórych wypadkach także z przeciwprężnością, jeśli do celów fabrykacyjnych potrzebna jest para o dwóch różnych ciśnieniach, a para wytwarzająca moc może być całkowicie zużyta do fabrykacji.

*Turbiny z pobieraniem pary stosuje się ze względu na zmniejszenie kosztów inwestycyjnych;* — każdy turbogenerator tego rodzaju zastępuje bowiem dwa agregaty, mianowicie jeśli

normalnej mocy silnika przy najmniejszej ilości pobieranej pary; oprócz tego zachodzą straty w organach regulacyjnych części niskoprężnej. Im mniejsze są różnice ilości pobieranej pary, tem wyższa może być sprawność turbiny. Z tej przyczyny zamawiający turbinę pracującą z pobieraniem pary powinien starannie zbadać przewidywane warunki pracy, a nie stawiać lekko-myślnie warunku, że pobieranie pary wynosi *o* do *x kg/h*. O ile możności należy pobieranie *o kg* wykluczyć, aby umożliwić konstruktorowi budowę turbiny o wyższej sprawności i aby zmniejszyć koszty budowy i napędu urządzenia kondensacyjnego. Naogół turbina zbudowana dla pobierania pary zużywa, pracując wyłącznie na kondensację, około 5% do 8% więcej pary od normalnej turbiny kondensacyjnej. Budowa turbin pracujących z pobieraniem pary jest bardzo różnorodna. Są one wykonywane wyłącznie jako turbiny osiowe, jedno — i kilkokadłubowe, bo



turbin promieniowych Ljungstroema nie można do tego celu odpowiednio zmienić. Chcąc przy pobieraniu pary zastosować *system Ljungstroema*, trzeba ustawić dwa agregaty, jeden przeciwpięny (por. rys. 73), zaopatrzony w regulację według zasad rys. 81, a drugi kondensacyjny (rys. 21).



Rys. 89. Turbina z pobieraniem pary fabryki Brown-Boveri.

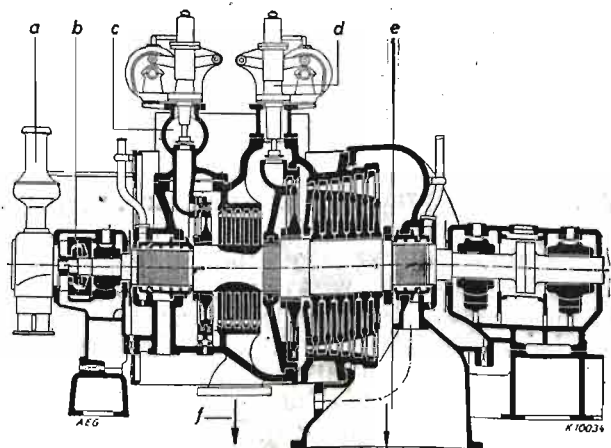
Wykonanie takie, posiadające zamiast jednego generatora elektrycznego o dużej sprawności cztery generatory małe, jest oczywiście o około 35% kosztowniejsze, a pewne oszczędności, które uzyskuje się na paliwie, nie są jednak decydujące. W niektórych wypadkach układ tego rodzaju może być wskazany, mianowicie jeśli chodzi o zapewnienie mocy zapasowej.

Osiowe turbiny jednokadłubowe z pobieraniem pary buduje się przeważnie dla ciśnień do 22 atn, 375° C i średnich mocy, natomiast dla wyższych ciśnień i temperatur oraz większych mocy buduje się dwukadłubowe turbiny; — silniki trójkadłubowe są bardzo rzadko wykonywane (tylko przy bardzo wysokim ciśnieniu pary dolotowej), ponieważ turbiny z pobieraniem pary naogół nie znajdują zastosowania jako silniki o wielkiej mocy.

Najprostsza turbina z pobieraniem pary składa się z dwóch wirników Curtis'a; — pobieranie pary odbywa się za pierwszym kołem. Silnik taki nie posiada wysokiej sprawności, — zużycie pary jest duże, również duże jest zdzieranie się łopatek, lecz małe są koszty jego budowy. Chcąc osiągnąć wyższą sprawność, trzeba budować turbiny wielostopniowe. Wytwórnia *Brown-Boveri* buduje jednokadłubowe turbiny kondensacyjne z pobieraniem pary według rys. 88. Pobieranie pary odbywa się za kołem Curtis'a, a niskoprężna część kondensacyjna jest wielostopniową reakcyjną. Ze względu na niską sprawność koła Curtis'a powyższy ustrój jest odpowiedni tylko dla ciśnienia dolotowego poniżej 20 atn i dość wysokiego ciśnienia pobieranej

pary, zwłaszcza że część niskoprężna jest kosztowna, a zatem rentuje się tylko wówczas, gdy duży procent pary w niej pracuje. Część wysokoprężna jest wyposażona w regulację ilościowo-jakościową za pomocą czterech zaworów regulacyjnych, jak to także widoczne z rys. 89, natomiast część niskoprężna posiada regulację jakościową przez dławienie pary w zależności od regulatora ciśnienia, ustawionego na kadłubie turbiny w środku jego długości. Jeden lub przeważnie dwa zawory regulacyjne części niskoprężnej są ustawione obok kadłuba turbiny, której sprawność przy zmiennym obciążeniu i zmiennej ilości pobieranej pary mogłaby być powiększona przez dodanie na początku części niskoprężnej jednego koła akcyjnego, umożliwiającego zastosowanie regulacji ilościowo-jakościowej.

Wytwórnie *Tow. A. E. G., Pierwsza Brneńska Fabryka, Skoda, Escher - Wyss* stosują w swych jednokadłubowych turbinach z pobieraniem pary system akcyjny, jedynie w wypadkach, w których część niskoprężna ma posiadać dużą sprawność, pierwsze dwie fabryki budują ją jako koło akcyjne o jednym lub dwóch stopniach prędkości w połączeniu z reakcyjną częścią. Rys. 90 przedstawia jednokadłubową kondensacyjną turbinę z pobieraniem pary *Tow. A. E. G.* Na rysunku tym oznacza *c* regulację ilościowo-jakościową części wysokoprężnej w zależności od regulatora obrotów *a, d* oznacza regulację ilościowo-jakościową części niskoprężnej w zależności od regulatora ciśnienia i regulatora obrotów, — *f* — odpływ pary pobieranej, — *e* — odpływ pary do kondensatora, — *b* — klockowe łożo sto-

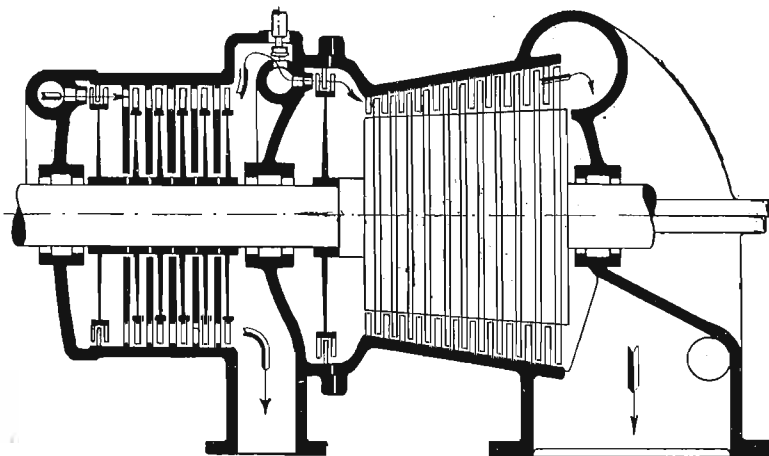


Rys. 90. Turbina kondensacyjna z pobieraniem pary A.E.G.

powe. Część wysokoprężna turbiny tworzy jedno koło Curtis'a i kilka całkowicie zasilanych kół akcyjnych, część niskoprężną natomiast jedno częściowo zasilane koło akcyjne i kilka całkowicie zasilanych kół akcyjnych. Turbina powyższego rodzaju odznacza się nawet przy ciśnieniu dolotowym około 22 atn i 375° C dużą niez-

wodnością biegu i posiada dość wysoką sprawność części wysokoprężnej, a sprawność części niskoprężnej może być powiększona przez zastąpienie wirników akcyjnych systemem reakcyjnym (rys. 91). Ostatnia zmiana jest wtedy pożądana, gdy praca części niskoprężnej ma być przeważnie większą od pracy części wysokoprężnej, którą

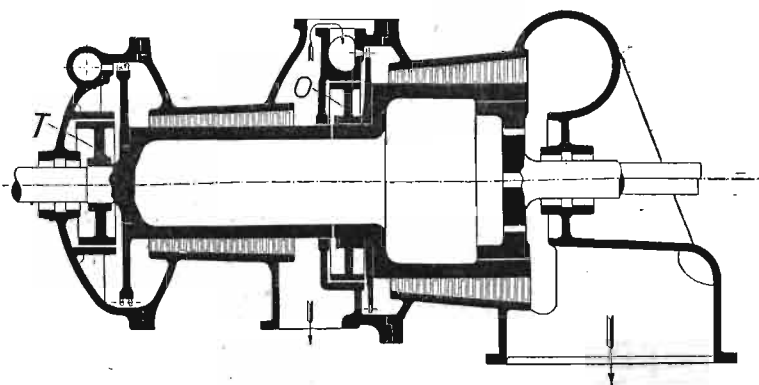
nawet dla mniejszych mocy około 2000 kW turbin dwukadłubowych. Poszczególne wytwórnie wykonywują przeważnie typy podobne do budowanych przez nie turbin kondensacyjnych, względnie przeciwprężnych, starając się umieszczać pobieranie pary pomiędzy kadłubem wysoko—i niskoprężnym.



Rys. 91.

wykonywa się czasem słusznie o kształcie stożkowym. Natomiast pewne zastrzeżenia można wyrazić w stosunku do budowy turbiny według rys. 92, mianowicie w stosunku do zbyt krótkich łopatek reakcyjnych części wysokoprężnej, jeśli moc turbiny nie jest duża. Część wysokoprężna składa się tutaj bowiem z koła Curtis'a i z wielo-

Normalna dwukadłubowa turbina kondensacyjna z pobieraniem pary fabryki *Brown-Boveri* jest budowana według rys. 51-go z tą różnicą, że tak wirnik wysoko—jak i niskoprężny otrzymują ze względu na duże wahania ciśnień w silniku po jednym tłoku odciążającym, co wpływa oczywiście ujemnie na sprawność turbiny. Pobieranie



Rys. 92.

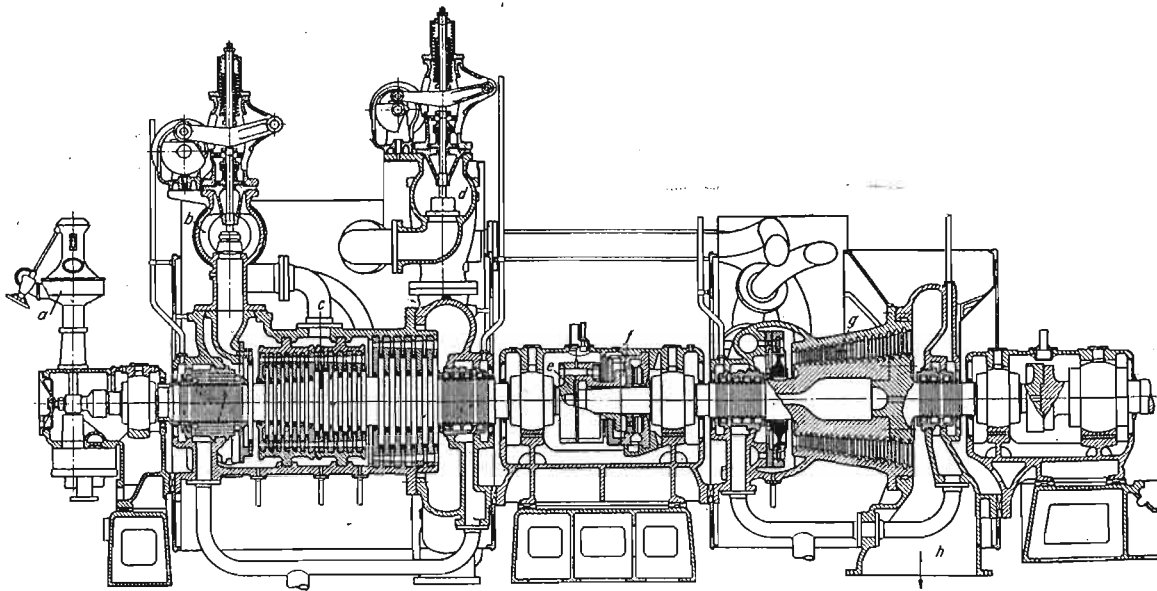
stopniowej turbiny reakcyjnej, a część niskoprężna z jednego koła akcyjnego i z wielostopniowej turbiny reakcyjnej. Ujemnie na sprawność tego systemu wpływają straty spowodowane tłokami odciążającymi *T* i *O*.

Ze względu na stosowanie w turbinach pracujących z pobieraniem pary wyższych ciśnień i temperatur pary dołotowej, używa się w nich

pary odbywa się pomiędzy cylindrem wysoko—i niskoprężnym. Ponieważ jednak w turbinach z pobieraniem pary przepływa przez część wysokoprężną większa ilość pary, niż w kondensacyjnych, przeto otrzymuje się w nich przeważnie już przy mocy mniejszej powyżej około 4000 kW, taką długość łopatek, która pozwala na zastosowanie dostatecznie dużej szczeliny pomię-

dzy częściami wirującymi i nieruchomymi. Dwukadłubowe turbiny kondensacyjne z pobieraniem pary za cylindrem wysokoprężnym buduje fabryka Skody jako czysto akcyjne według

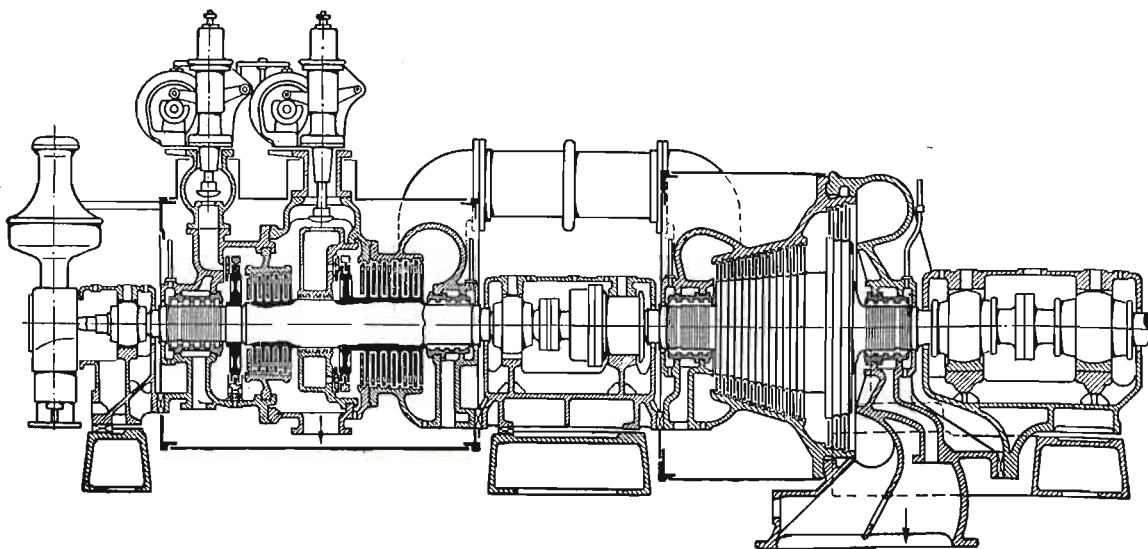
rys. 93 widzimy taką turbinę o mocy 10000 kW przy  $n = 3000 \text{ obr/min}$  dla ciśnienia dołotowego 32,5 atn i  $400^\circ \text{ C}$ , dla ciśnienia pobieranej pary za cylindrem wysokoprężnym 4 ata



Rys. 93. Dwukadłubowa turbina z pobieraniem pary A.E.G. (10000 kW).

rys. 47-go, natomiast Pierwsza Brneńska Fabryka wyposaża cylinder wysokoprężny w koło U i w kilkanaście stopni akcyjnych, czasem o średnicach stożkowo wzrastających, a cylin-

i dla przeciwności za cylindrem niskoprężnym 0,45 ata; para wylotowa zostaje bowiem w ilości aż do 65000 kg/h zużyta do podgrzewania wody zasilającej kotły. Część wysokoprężna c jest tutaj



Rys. 94. Dwukadłubowa turbina z pobieraniem pary A.E.G. (10000 kW).

der niskoprężny w koło U i kilkanaście stopni reakcyjnych (patrz rys. 52). Bardzo podobną do ostatniego rodzaju jest budowa turbiny z pobieraniem pary w wykonaniu Tow. A. E. G. Na

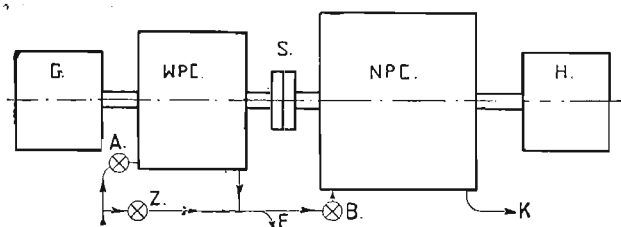
akcyjną, a część niskoprężna g składa się z koła Curtis'a i z wielostopniowej turbiny reakcyjnej;— b oznacza regulację cylindra wysokoprężnego, natomiast d—niskoprężnego. Silnik posiada tylko



jedno klockowe łożo stopowe  $f$  i stałe sprzęgło  $e$ , a napęd generatora elektrycznego znajduje się po stronie niskoprężnej.

Przy pobieraniu pary o wyższym ciśnieniu *Tow. A. E. G.* zmienia trochę powyższą budowę. Jak to wynika z rys. 94, przedstawiającego turbinę o mocy 10000 kW przy  $n = 3000$  obr/min. Ciśnienie pary dołotowej wynosi tutaj 25 atn, 375° C, pary pobieranej w ilości do 20 t/h—10 atn, a silnik pracuje z kondensacją. Pobieranie pary odbywa się mniej więcej w środku długości zajmowanej przez wirniki wysokoprężne wyłącznie akcyjne z pierwszymi stopniami regulacyjnymi Curtis'a; —kadłub niskoprężny posiada łopatki reakcyjne, umieszczone na bębnie.

Każda z ostatnio rozważanych turbin napędzała tylko jedną prądnicę. W niektórych wypadkach jest jednakże wskazane wykonać dwukadłubową turbinę z pobieraniem pary z dwoma generatorami elektrycznymi i z taką regulacją, aby turbogenerator wysokoprężny i niskoprężny mogły oddzielnie pracować. Wprawdzie instalacja tego rodzaju jest trochę kosztow-



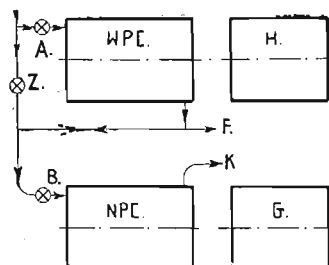
Rys. 95.

niejsza, lecz zaoszczędza się wydatków na silniki zapasowe, jeśli część mocy zapasowej można uzyskać z istniejących silników.

Zagadnienie to można rozwiązać zapomocą układu tandem (rys. 95) lub układu compound (rys. 96). Wykonanie pierwszego rodzaju jest tańsze, posiada korzystniejszy przepływ pary z cylindra wysoko- do niskoprężnego, lecz drugostronnie wymaga przy pracy jednego silnika rozłączenia sprzęgła  $S$  i nie zawsze jest wskazane ze względów na budynek. W obydwóch rysunkach zastosowano następujące oznaczenia: *W. P. C.* — wysokoprężny cylinder, *N. P. C.* — niskoprężny cylinder, *G* i *H* — generatory elektryczne, *A* i *B* — regulacje, które powinny być uzależnione nie tylko od oddzielnych regulatorów obrotów, lecz także od ciśnienia pobieranej przy  $F$  pary, —  $Z$  — samoczynny zawór redukcyjny, t. zw. regulator ciśnienia, —  $K$  — odpływ pary do kondensatora.

Powyżej zaznaczone względy były też przyczyną zastosowania układu compound turbogeneratora w siłowni Fabryki Celulozy we Włocławku Sp. Akc. R. Saenger (rys. 97). Silnik pracuje z ciśnieniem dołotowym 32 atn i 400° C; za cylindrem wysokoprężnym *W. P. C.*, który napędza prądnicę *G*, pobiera się parę w ilości do 12 t/h

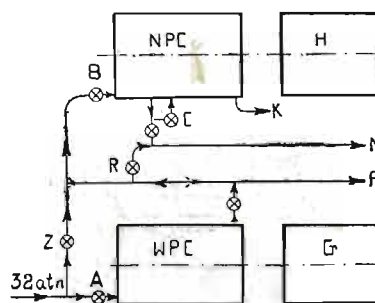
o ciśnieniu około 7 atn, która przy  $F$  płynie do werników. Z cylindra niskoprężnego, który napędza drugą prądnicę *H*, pobiera się przy  $C$  parę w ilości do 12,5 t/h o ciśnieniu około 3,5 atn, która przy  $M$  płynie do ogrzewania maszyn papierniczych. Reszta pary odpływa przy  $K$  do



Rys. 96.

kondensatora, który może skroplić do 7 t/h pary. W razie gdyby silniki dostarczały za mało pary do celów fabrykacyjnych, to samoczynny regulator ciśnienia  $Z$  redukuje ciśnienie pary z 32 atn do 7 atn, a samoczynny regulator ciśnienia  $R$  ciśnienie pary z 7 atn do 3,5 atn,

$A$  oznacza regulację cylindra wysokoprężnego o czterech zaworach,  $B$  — cylindra niskoprężnego również o czterech zaworach, a  $C$  — regulację pobierania pary o ciśnieniu 3,5 atn. Moc obydwóch turbogeneratorów ma wynosić 3000 kW przy  $n = 3000$  obr/min, moc oddzielnie pracującego turbogeneratora wysokoprężnego — 2200 kW, a moc oddzielnie pracującego turbogeneratora niskoprężnego 1000 kW. W razie unieruchomienia turbogeneratora wysokoprężnego, turbogenerator niskoprężny łącznie z istniejącym



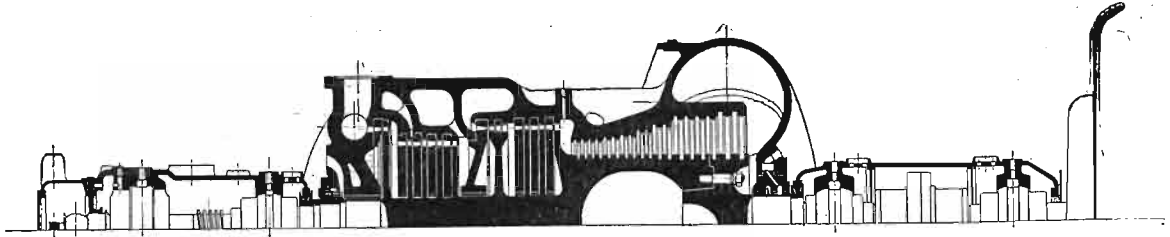
Rys. 97.

starym silnikiem może uruchamiać fabrykę przy czym oczywiście działa regulator  $Z$ . Kadłub wysokoprężny jest wyposażony w koło Curtis'a i 17 kół akcyjnych, a budowę kadłuba niskoprężnego przedstawia rys. 98, mianowicie mamy tutaj aż do ciśnienia 3,5 atn pięć kół akcyjnych, a następnie koło Curtis'a, trzy koła akcyjne

i wielostopniową część reakcyjną. Powyższą instalację wykonała *Pierwsza Brneńska Fabryka*.

Regulacja turbin pracujących z pobieraniem pary jest różnorodna, a zależy od tego, czy pobiera się parę w jednym lub dwóch miejscach i czy silnik pracuje z kondensacją lub z przeciwnością. Firma *Brown-Boveri*, która w re-

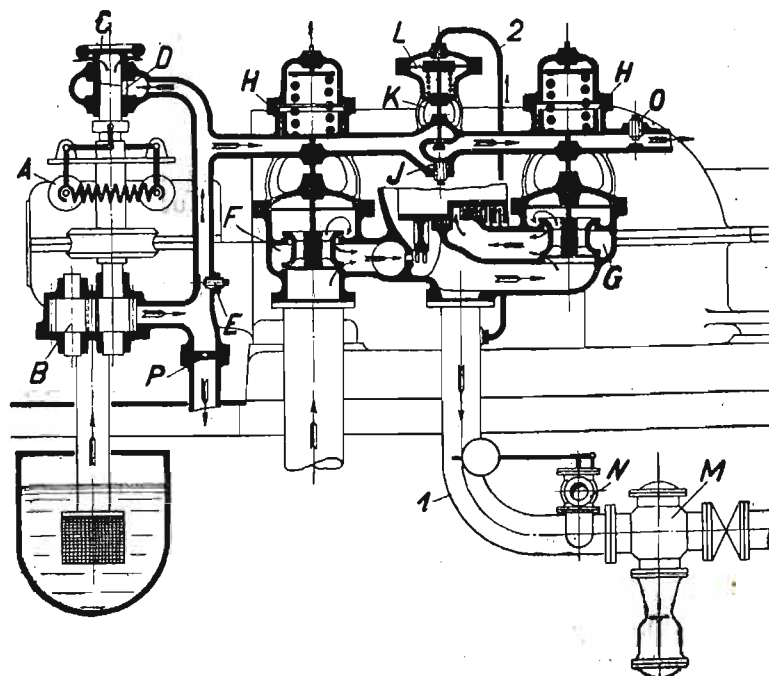
brana *L*, otwiera się więcej, skutkiem czego zawory regulacyjne *G* wpuszczają większą ilość pary do części niskoprężnej, a zawory regulacyjne *F* wpuszczają mniejszą ilość pary do części wysokoprężnej;—przy zmniejszeniu się ciśnienia pary pobieranej w rurze 1, regulacja działa odwrotnie. Natomiast przy zwiększeniu się obciąże-



Rys. 98. Niskoprężny cylinder turbiny z pobieraniem pary Pierwszej Brneńskiej Fabryki.

gulacjach turbin zajmuje przodujące stanowisko, stosuje w turbinach kondensacyjnych regulację pobierania pary, której zasady podaje rys. 99. *B* oznacza tutaj pompkę olejową, *P* — odpływ oleju do smarowania łożysk, *D*—szczelinę sterowaną regulatorem obrotów *A*, *H* i *F*—regulację

nia turbiny pochwa regulatora obrotów *A* postępuje w górę, skutkiem czego zmniejsza się ilość dopływającego szczeliną *D* oleju, a zwiększa się ilość dopływającej przez wysokoprężne zawory *F* pary, co w następstwie powoduje chwilowy zwrot ciśnienia w rurze 1, który wyregulowuje się



Rys. 99. Regulacja turbiny z pobieraniem pary budowy Brown-Boveri.

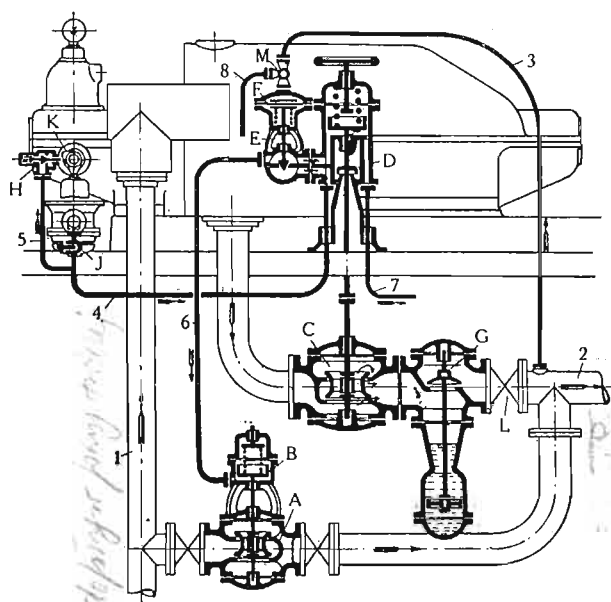
pary świeżej, *H* i *G*—regulację pary pobieranej, *L* — membranę, na której jedną stronę działa ciśnienie pary pobieranej, doprowadzanej rurką 2; *M*—jest zaworem zwrotnym, a zawór *J* służy do wyłączania regulacji pobierania pary.

Przy zwiększaniu się ciśnienia pary pobieranej w rurze 1, zaworek, na który działa mem-

w sposób poprzednio podany. Chcąc zapewnić sobie nawet przy małym obciążeniu silnika dostateczną ilość pary pobieranej, trzeba umieścić pomiędzy rurą dla pary świeżej i dla pary pobieranej samoczynnie działający regulator ciśnienia według rys. 84.

Przy małych ilościach pary pobieranej *Brown-Boveri* unika strat przy przepływie przez nisko-

prężne zawory regulacyjne stosując budowę według rys. 100. Turbina posiada taką samą regulację obrotów jak każda inna turbina kondensacyjna, a parę fabrykacyjną pobiera się z kadłuba w miejscu, w którym ciśnienie jej przy około 50% obciążenia jest wyższe od ciśnienia pary fabrykacyjnej. Olej pod ciśnieniem dopływa do regulatora ciśnienia *E* rurką *4*, a odpływa rurką *7*, natomiast rurką *6* płynie do serwowomotoru *B*. Przy wyższym ciśnieniu pary pobieranej z turbiny, zawór *C*, regulowany serwowmotorem *D* w zależności od membrany *F*, dławi parę na ciśnienie, jakie ma panować w rurze *2*, natomiast przy niższym ciśnieniu pary pobieranej z turbiny, które otrzymuje się przy małym obciążeniu silnika, zawór *A*, regulowany serwowmotorem *B* w zależności od membrany *F*, wpuszcza do rury *2* odpowiednio zdławioną parę świeżą.

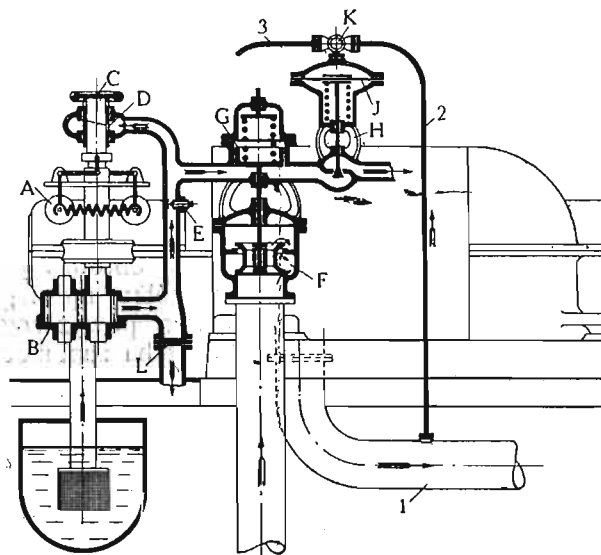


Rys. 100. Regulacja fabryki Brown-Boveri przy małej ilości pary pobieranej.

W ostatnim wypadku zawór *C* jest całkowicie otwarty, a zawór zwrotny *G* zamknięty. Gdyby ostatni zawiódł, to turbogenerator nie rozbiega się, gdyż regulator bezpieczeństwa *K*, zamyka nie tylko zawory regulacyjne dla pary świeżej, lecz równocześnie otwiera zawór *H*, przez który odpływa olej służący do regulacji, skutkiem czego sprężyna w serwowmotorze *D* zamyka zawór *C*.

Jeśli wytwarzana przez turbinę moc ma być uzależniona od ilości pobieranej pary, to *Brown-Boveri* stosuje regulację według rys. 101. Regulator ciśnienia *H* utrzymuje tutaj stałe ciśnienie pary pobieranej rurą *1* przez zmianę ilości pary świeżej, dopływającej do turbiny przez zawory regulacyjne. Ilość pary przepływającej przez część niskopięrzną turbiny pozostaje bez zmiany, natomiast ilość pary przepływająca przez część wyso-

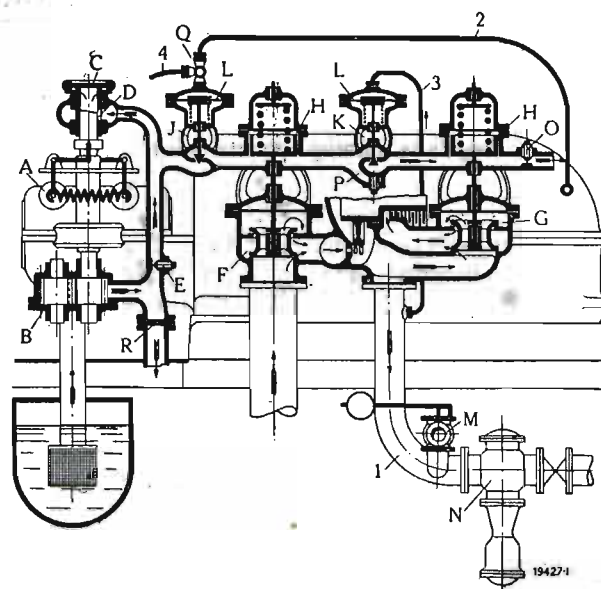
kopięrzną zależy od ilości pary pobieranej. Ponieważ turbogenerator tego rodzaju wytwarza moc zmienną, przeto może on tylko pracować na sieć elektryczną, w której wahania wyrównują inne



Rys. 101. Regulacja pobierania pary przez zmianę mocy fabryki Brown-Boveri.

silniki, a zastosowanie tej regulacji nie jest zbyt szerokie.

Regulacja *Brown-Boveri*'ego dla przeciwnopięrnych turbin pracujących z pobieraniem pary

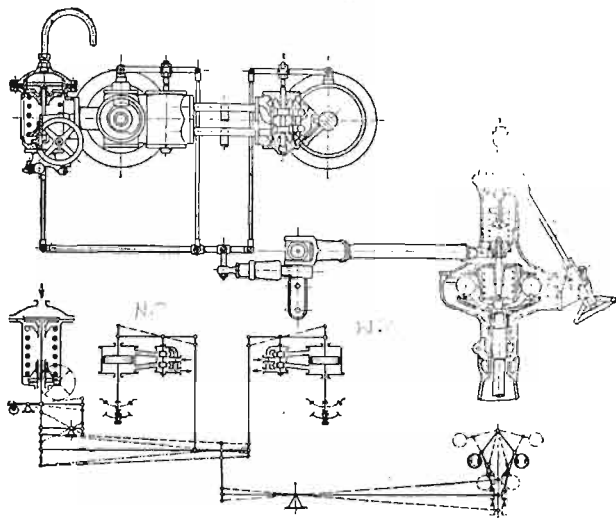


Rys. 102. Regulacja turbiny przeciwnopięrnej z pobieraniem pary fabryki Brown-Boveri.

(rys. 102) zbudowana jest na tych samych zasadach, co regulacja tychże silników kondensacyjnych (patrz rys. 99). Regulacja pobierania pary odbywa się według rys. 102 również przy po-



mocy regulatora ciśnienia  $K$ , oddziaływującego na regulacyjne zawory niskoprężne  $G$  i wysokoprężne  $F$ . Natomiast przeciwnieście pary wylotowej doprowadza się rurką 2 na jedną stronę membrany  $L$ , która działa na regulator ciśnienia  $J$  w ten sposób, że przy wzroście przeciwnieście dopuszcza on mniejszą ilość oleju pod tłoki serwomotorów  $H$ , wywołując przez to przemykanie się zaworów  $F$  i  $G$ ,—przy zmniejszeniu się przeciwnieście działanie regulacji jest odwrotne. Regulacja stałej przeciwnieście w zależności od ilości odbieranej pary wylotowej działa w okresie, w którym turbogenerator pracuje na sieć elektryczną, której wahania obciążenia wyrównują inne silniki; — regulator obrotów jest wówczas wyłączony zapomocą kółka ręcznego  $C$ . Jeśli natomiast turbogenerator powyższego rodzaju pracuje oddzielnie, to trzeba zapomocą



Rys. 103. Regulacja turbiny z pobieraniem pary A. E. G.

kurka  $Q$  wyłączyć regulację ciśnienia, a wówczas regulator obrotów  $A$  działa po włączeniu go w taki sam sposób, jak w każdej turbinie kondensacyjnej pracującej z pobieraniem pary (rys. 99).

Cechą charakterystyczną wszystkich regulacji turbin firmy *Brown-Boveri* (rys. 82, 83, 99, 100, 101 i 102), jest to, że nie posiadają one żadnego mechanizmu do odwodzenia, które uzyskuje się przez to, że każdemu położeniu suwaka, regulującego dopływ względnie odpływ oleju pod ciśnieniem, odpowiada w stanie ustalenia inne położenie tłoka serwomotoru. Dzięki temu uzyskuje się nadzwyczajną prostotę urządzenia regulacyjnego, nawet przy użyciu kilku parowych zaworów regulacyjnych, bo nad poszczególnymi tłokami serwomotorów umieszcza się sprężyny o różnej sile, które ustalają chwilę otwarcia względnie zamknięcia każdego zaworu. Ponieważ zamykanie zaworu skutecznia sprężyna, przeto nasuwa się tutaj jednak wątpliwość, czy sprężyna zdoła to skutecznia, jeśli

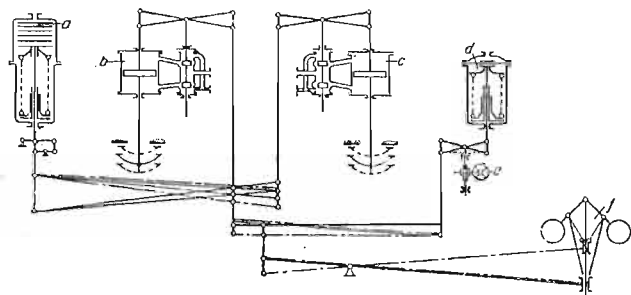
otwarty został zawór, który zardzewiał z powodu nieczynności, n. p. jeśli silnik z regulacją ilościowo-jakościową przez dłuższy okres czasu był mało obciążony, a następnie tak obciążony, że następny zawór regulacyjny musi działać. Regulację *Brown-Boveri*'ego można jednak wykonać także z zamykaniem zaworów olejem pod ciśnieniem, jak wynika z rys. 42. Olej pod ciśnieniem płynie tutaj rurkami 6 pod tłoki, sprężyną obciążony tłoczek, który steruje dopływ oleju pod ciśnieniem, doprowadzonego rurkami 7, na jedną lub drugą stronę tłoka serwomotoru połączonego z zaworem;—sprężyny znajdujące się nad tłokami serwomotorów dla zaworów  $M$  i  $L$  ustalają jedynie kolejność otwierania i zamykania się zaworów. Nie ulega wątpliwości, że powyższe urządzenie, wprawdzie kosztowniejsze od normalnego, zwiększa niezawodność działania regulacji firmy *Brown-Boveri*.

*Tow. A. E. G.* stosuje w kondensacyjnych turbinach z pobieraniem pary, regulację z obrotowymi tłokami serwomotorów według rys. 103, na którym schemat działania regulacji podano dla tłoków posuwistych. Przy odciążeniu turbiny, a niezmiennem ciśnieniu pary pobieranej, pochwa regulatora obrotów idzie w górę, powodując ruch suwaków regulacyjnych w dół, skutkiem czego zawory parowe, wysoko — i niskoprężne, zmniejszają dopływ pary do turbiny. Natomiast przy stałym obciążeniu silnika, a zmniejszeniu się ciśnienia pobieranej pary, mechanizm uruchamiany membraną (na rysunku po lewej stronie) postępuje z powodu przekładni w dół, powodując ruch tego samego kierunku suwaka serwomotoru dla pary niskoprężnej (na rysunku po lewej stronie) i ruch w górę suwaka serwomotoru dla pary wysokoprężnej (na rysunku po prawej stronie); — skutkiem tego parowe zawory niskoprężne zostają więcej domknięte, a wysokoprężne więcej otwarte, przez co osiąga się zwiększenie ciśnienia pary pobieranej. Przy zwiększeniu obciążenia silnika względnie ciśnienia pary pobieranej, regulacja działa odwrotnie, jak powyżej opisano.

W zupełnie podobny sposób działa regulacja *Tow. A. E. G.*, stosowana dla przeciwnieśnych turbin pracujących z pobieraniem pary (rys. 104). Na rysunku tym znajdują się następujące oznaczenia:  $a$  — regulator ciśnienia wraz z przekładnią,  $b$  — regulacja pobierania pary (niskoprężna),  $c$  — regulacja wysokoprężna,  $d$  — regulator przeciwnieśności,  $e$  — wyłącznik regulacji przeciwnieśności,  $f$  — regulator obrotów. Jak ze schematu regulacji wynika, przy zmianach obciążenia silnika regulator obrotów działa na obydwie serwomotory  $b$  i  $c$ ; — również przy zmianach przeciwnieśności regulator ciśnienia  $d$  działa na obydwie serwomotory. Natomiast przy zmianie ciśnienia pobieranej pary, regulator ciśnienia  $a$  działa tylko na regulację wysokoprężną  $c$ , więc odmiennie jak na rys. 103.

*Pierwsza Brneńska Fabryka* stosuje obecnie w turbinach, pracujących z pobieraniem pary

regulację z *regulatorem strumieniowym Askanji*, którego działanie omówiono na podstawie rys. 86.

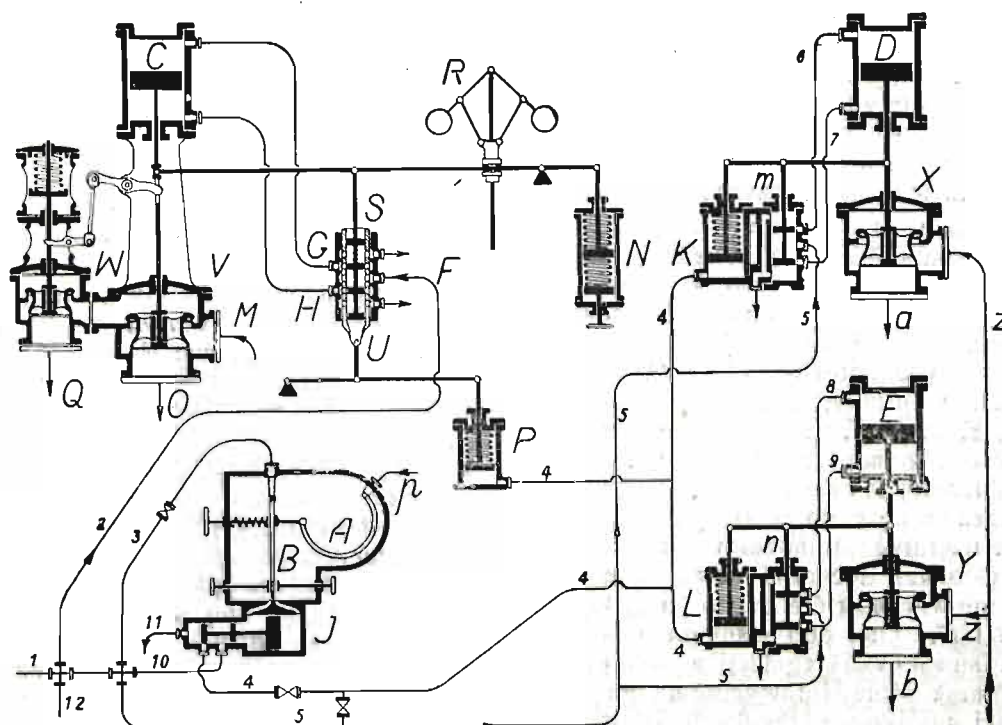


Rys. 104. Regulacja turbiny przeciwprężnej z pobieraniem pary fabryki A. E. G.

Wykonanie regulacji tego rodzaju dla turbin kondensacyjnych uwidoczni rys. 105, w którym zastosowano dla głównych części następujące oznaczenia: *C* i *S* — tłok i suwak serwo-motoru dla części wysokoprężnej, *V* i *W* — pa-

ływem pary z części wysokoprężnej przy *Z*, a odpływem jej do części niskoprężnej turbiny przy *a* i *b*; — *P* — regulator ciśnienia dla części wysokoprężnej, *K* i *L* — regulatory ciśnienia dla części niskoprężnej turbiny. Oczywiście można zastosować większą liczbą zaworów regulacyjnych, bo tłoki regulatorów ciśnienia obciążone są sprężynami o różnej sile, tak że parowe zawory regulacyjne działają kolejno. Ciśnienie pary pobieranej *p* działa na sprężynującą rurkę *A*, która ustala położenie rurki strumieniowej *B*. Regulacja działa za pomocą oleju pod ciśnieniem, który dopompowuje pompka, napędzana turbiną parową, rurką *1*, lub też przed uruchomieniem silnika pompka pomocnicza rurką *12*. Olej płynie rurką *2* do skrzynki suwakowej regulacji wysokoprężnej, rurką *5* do skrzynki suwakowych regulacji niskoprężnej, rurką *3* do rurki strumieniowej *B*, a rurką *10* do skrzynki suwakowej suwaka, którego położenie ustala tłok *J* w zależności od działania rurki strumieniowej *B*.

Działanie regulacji jest następujące. Jeśli turbina zostaje więcej obciążona, to regulator obrotów *R* opada, skutkiem czego suwak *S* wpuszcza olej rurką *H* na dolną stronę tłoka *C*, a wy-



Rys. 105. Regulacja pobierania pary w turbinie kondensacyjnej w wykonaniu Pierwszej Brneńskiej Fabryki.

rowe zawory regulacyjne części wysokoprężnej wraz z dopływem pary świeżej przy *M* i odpływami jej do turbiny przy *O* i *Q*; — *R* — regulator obrotów, *D* i *E* — tłoki, a *m* i *n* — suwaki serwo-motorów dla części niskoprężnej, *X* i *Y* — parowe zawory regulacyjne wraz z do-

puszcza go z górnej strony; — z tego powodu tłok *C* postępuje w górę, zwiększając dopływ pary do części wysokoprężnej turbiny. Ostatni przyczynia się narazie do wzrostu ciśnienia *p* w miejscu pobierania pary, skutkiem czego rurka strumieniowa *B* wychyla się w lewo, wywołując



przez to ruch w prawo tłoka  $J$  wraz z połączonym z nim suwakiem. W wyniku ostatniego przesunięcia olej pod ciśnieniem odpływa z pod tłoczków  $K$ ,  $L$  i  $P$  rurką  $4$  do rurki  $II$ , odprowadzającej olej. Z powodu obniżenia się ciśnienia oleju pod tłoczkami  $K$  i  $L$  zwiększają parowe zawory regulacyjne  $X$  względnie  $Y$  dopływ pary do części niskoprężnej turbiny, a obniżenie ciśnienia oleju pod tłoczkiem  $P$  powoduje przesunięcie ruchomej tulei suwakowej  $U$  w dół, skutkiem czego zawory wysokoprężne zmniejszają dopływ pary do turbiny. Po szeregu wahań ustala się stan równowagi w regulacji.

Przy zmniejszeniu się ciśnienia  $p$  pary pobieranej rurka strumieniowa  $B$  wychyla się w prawo, wywołując ruch w lewo tłoka  $J$ . Skutkiem tego dopływający rurką  $10$  olej pod ciśnieniem płynie przez skrzynkę suwakową do rurki  $4$  i wywołuje zwiększenie się ciśnienia pod tłoczkami  $K$ ,  $L$  i  $P$ . Z tej przyczyny parowe zawory regulacyjne  $X$  względnie  $Y$  zmniejszają ilość dopływu pary do części niskoprężnej turbiny, a tłoczek  $P$  przesuwają w górę ruchomą tuleję  $U$ , przez co zawory  $V$  względnie  $W$  zwiększają dopływ pary świeżej do turbiny. Sprężyna  $N$  służy do podregulowywania liczby obrotów turbogenera-tora.

Z powyższego opisu wynika, że regulacja ciśnienia działa tutaj nie tylko na parowe zawory regulacyjne niskoprężne, lecz także i wysokoprężne, które są nie tylko otwierane, lecz i zamykane olejem pod ciśnieniem, skutkiem czego nie tak łatwo może nastąpić ich zahaczenie się, jak przy zamykaniu ich siłą sprężyny.

W turbinach przeciwprężnych, pracujących z pobieraniem pary, *Pierwsza Brneńska Fabryka* stosuje regulację według rys. 106, która jest analogiczną do opisanej dla turbin kondensacyjnych z pobieraniem pary. W rys. 106  $W. P. C.$  oznacza cylinder wysokoprężny,  $N. P. C.$  — cylinder nisko-prężny turbiny; — litery  $C$ ,  $S$ ,  $V$ ,  $W$ ,  $M$ ,  $O$ ,  $Q$ ,  $R$ ,  $E$ ,  $m$ ,  $X$ ,  $Y$ ,  $U$ ,  $Z$ ,  $a$ ,  $b$  i  $N$  oznaczają te same części regulacji, co w rys. 105. Ciśnienie pary pobieranej za cylindrem wysokoprężnym dochodzi przez rurkę  $L$  do rurki sprężynującej  $f$ , która działa na rurkę strumieniową  $h$ , a ciśnienie pary wylotowej dochodzi przez rurkę  $K$  do rurki strumieniowej  $A$ , która działa na rurki strumieniowe  $B$  i  $D$ . Olej pod ciśnieniem dopływa do skrzynki suwakowej regulacji wysokoprężnej przy  $F$ , do rurek strumieniowych rurkami  $1$  i  $2$ , a do skrzynki suwakowej regulacji niskoprężnej przy  $6$ .

Regulacja przedstawiona na rys. 106 posiada następujące cechy charakterystyczne:

1) regulator obrotów  $R$  działa za pomocą suwaka  $S$  tak samo na regulację wysokoprężnej części turbiny jak w regulacji przedstawionej na rys. 105.

2) przy zmianie ciśnienia pary pobieranej przy  $Z$  działa tylko regulacja dla części wysokoprężnej turbiny, bo n. p. zmniejszenie się tegoż

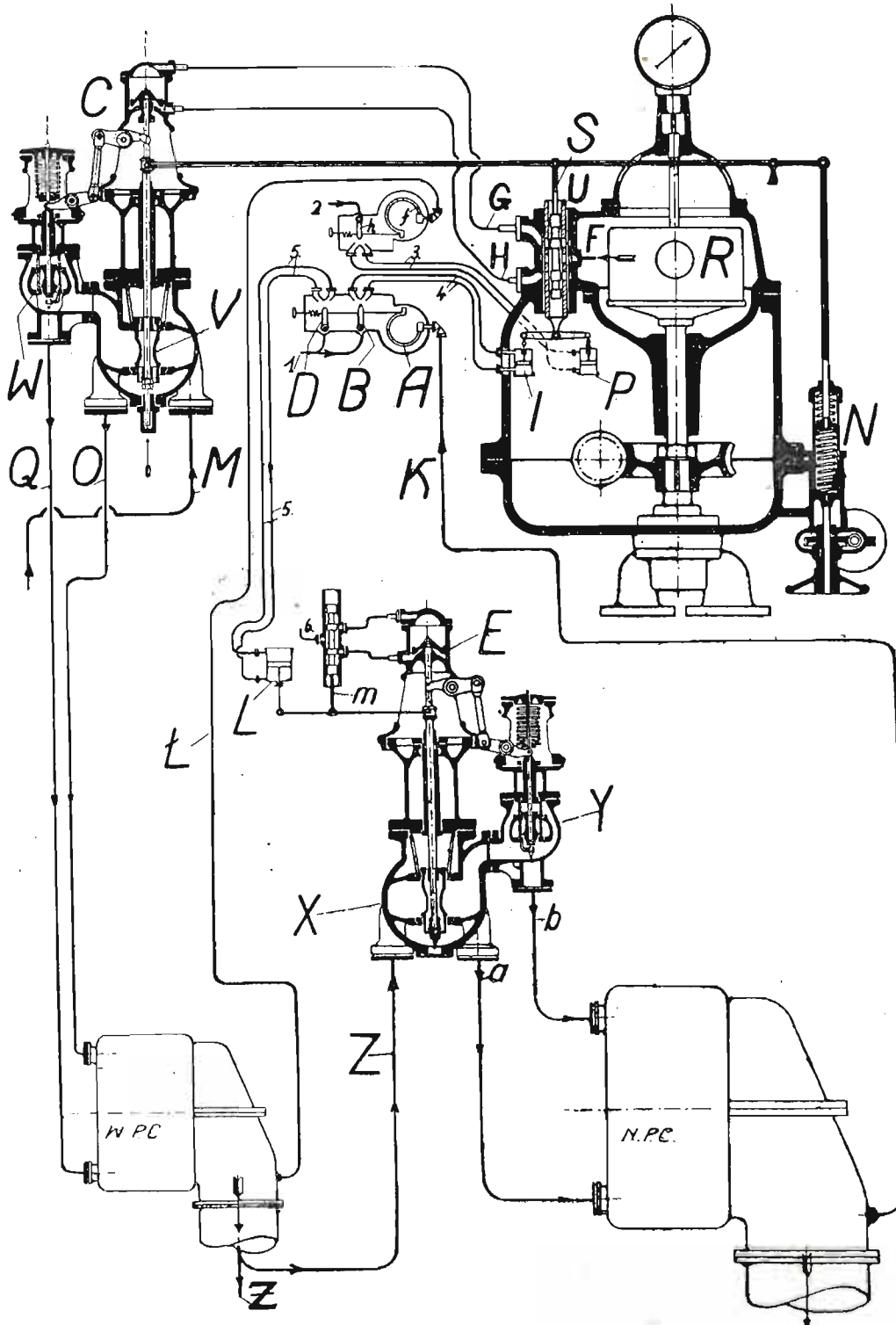
ciśnienia powoduje wychylenie rurki strumieniowej  $h$  w prawo, skutkiem czego olej pod ciśnieniem dopływa rurką  $3$  na dolną część tłoczka  $P$ , a odpływa z górnej jego części przesuwając go i rurkową tuleję suwakową  $U$  w górę. W wyniku tego olej pod ciśnieniem, dopływający przy  $F$ , płynie rurką  $H$  na dolną część tłoka serwowatoru  $C$ , a odpływa rurką  $G$  z górnej jego części, skutkiem czego zawory  $V$  względnie  $W$  zwiększają ilość dopływu pary świeżej do turbiny. Jeśli ostatni nie wywoła zwiększenia się przeciwprężności pary wylotowej, to regulacja uzależniona od tejże nie działa, a w razie przeciwnym działa, jak w następnym ustępie opisano.

3) przy zwiększeniu się przeciwprężności pary wylotowej rurki strumieniowej  $B$  i  $D$  wychylają się w lewo. Skutkiem tego olej płynie rurką  $4$  na górną część tłoczka  $I$ , a odpływa z dolnej jego części, wywołując ruch w dół tegoż tłoczka i ruchomej tulei  $U$ , przez co zmniejsza się dopływ pary świeżej do turbiny przez zawory  $V$  i  $W$ ; jednocześnie olej płynie rurką  $5$  na dolną stronę tłoczka  $L$ , a odpływa z górnej jego części, skutkiem czego suwak  $m$  postępuje w górę, wpuszczając olej dopływający przez  $6$  na górną stronę tłoka serwowatoru  $E$ , a wypuszczając olej z dolnej jego części, w wyniku czego zawory  $X$  i  $Y$  zmniejszają również dopływ pary z cylindra wysokoprężnego do niskoprężnego. Przy zmniejszeniu się przeciwprężności regulacja działa odwrotnie.

4) przy równoczesnej zmianie ciśnienia pary pobieranej i przeciwprężności działają wszystkie trzy tłoczki  $I$ ,  $P$  i  $L$ .

Po szczegółowym omówieniu regulacji przedstawionych na rys. 105 i 106 z łatwością będzie zrozumiałe działanie regulacji dla turbin kondensacyjnych pracujących z podwójnym pobieraniem pary w projekcie *Tow. Askantia* (rys. 107). Tutaj mamy następujące oznaczenia:  $W. P. C.$  — cylinder wysokoprężny,  $S. P. C.$  — cylinder średnioprężny,  $N. P. C.$  — cylinder niskoprężny,  $F$ ,  $G$  i  $H$  względnie  $C$ ,  $D$  i  $E$  — tłoki, względnie suwaki serwowatorów wraz z parowymi zaworami regulującymi dla powyższych części turbiny,  $T$  — ruchoma tuleja suwakowa,  $K$  — kondensator. Regulator obrotów  $R$  działa tylko na regulację wysokoprężnej części. Natomiast przy zmianie ciśnienia pary pobieranej za cylindrem wysokoprężnym olej wypływający z rurki strumieniowej  $L$  oddziałuje przy pomocy tłoczka  $I$  wraz z suwakiem (rys. 105) przez zmianę położenia tłoczków  $2$  i  $3$  na zawory regulacyjne  $A$  i  $B$ , a przy zmianie ciśnienia pary pobieranej za cylindrem średnioprężnym olej wypływający z rurki strumieniowej  $M$  oddziałuje przy pomocy tłoczka  $I$  wraz z suwakiem (rys. 105) przez zmianę położenia tłoczków  $1$  i  $4$  na zawory regulacyjne  $A$  i  $C$ . Dzięki takiemu podwójnemu oddziaływaniu na regulację części wysokoprężnej można uzyskać bardzo wielką dokładność regulacji turbiny, co oczywiście wpływa na coraz większe rozpowszechnianie się regulacji za pomocą rurek strumieniowych *Tow. Askantia*.



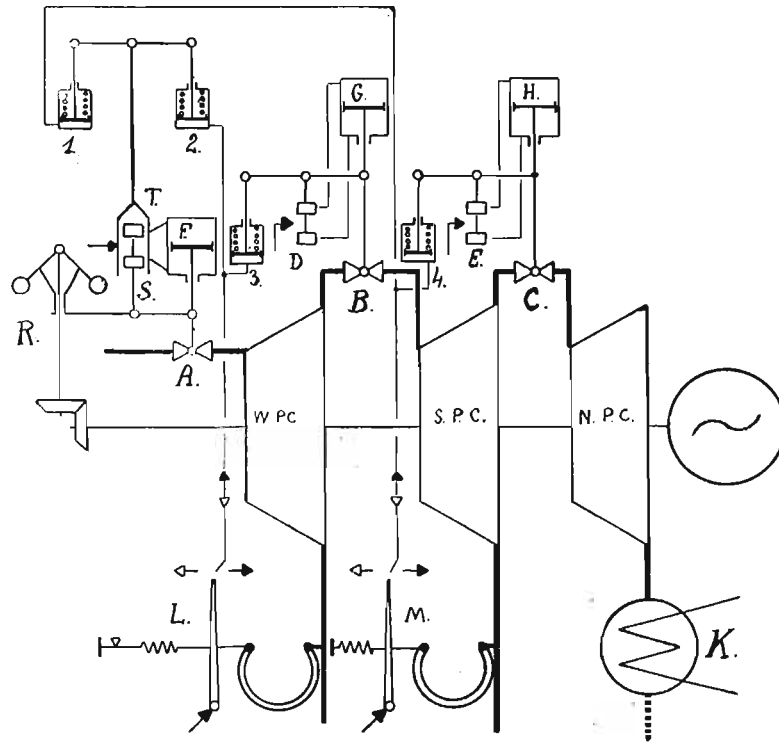


Rys. 106. Regulacja turbiny przeciwpięrnej z pobieraniem pary Pierwszej Brneńskiej Fabryki.

W ostatnim czasie uwydatniają się coraz dobitniej dążenia do zwiększenia czułości regulacji turbogeneratorów przez usunięcie mechanicznych regulatorów obrotów, które zaczynają dopiero działać przy zmianie liczby obrotów silnika. Po-

uwzględniony przy tego rodzaju regulacji, która narazie nie została jeszcze urzeczywistniona, może z powodu jej znacznie wyższych kosztów od normalnego regulatora obrotów.

Z powyższego przedstawienia nowoczesnych



Rys. 107. Regulacja Tow. Askania dla turbin kondensacyjnych z podwójnym pobieraniem pary.

nieważ ostatnia zostaje spowodowana przede wszystkim przez zmianę obciążenia silnika, przeto projektuje się wykonać bezpośrednie oddziaływanie przyrządów, oznaczających obciążenie silnika, na serwomotory regulacyjne; — oczywiście wpływ zmiany stanów pary musiały być też

turbin wynika, że w ostatnim czteroleciu poczyniono bardzo duże postępy w ich budowie, tak pod względem zwiększenia mocy poszczególnego silnika, jak i pod względem ulepszenia regulacji, w szczególności turbin przeciwpływających i pracujących z pobieraniem pary.