

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie.
Oficjalny Organ Polskiego Komitetu Normalizacyjnego dla Spraw Kotłowych.

Redaktor: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

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

GODZINY BIUROWE: Redakcji—piątki, od 18 do 20, Administracji—codziennie, od 10 do 15.

TREŚĆ: Prof. Dr. Inż. W. Chrzanowski. Nowoczesne turbiny parowe. — T. Malkiewicz, inż. Przykład wpływu inkluzyj niemetalicznych na przełom blachy kotłowej. — K. Radzwicki, inż. Gospodarka ciepła w hutnictwie żelaza. — O. Ogurek, inż. Kondensacja powierzchniowa. — KRONIKA TECHNICZNA. Powłoka ochronna dla obmurza. — Dr. G. Kimpflin. Międzynarodowy kongres torfowy. — Powszechna wystawa w Poznaniu 1929.
SOMMAIRE: W. Chrzanowski, prof. dr., ing. Les turbines à vapeur d'aujourd'hui. — T. Malkiewicz, ing. Un exemple des effets des inclusions nonmétalliques sur les tôles des chaudières. — K. Radzwicki, ing. L'aménagement thermique des usines métallurgiques. — O. Ogurek, ing. La condensation à surface. — CHRONIQUE: L'enveloppe de protection pour les murs de la boîte à feu. — Dr. G. Kimpflin. Le congrès international de la tourbe. — L'exposition générale polonaise à Poznań 1929.

Prof. Dr. inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI.

NOWOCZESNE TURBINY PAROWE.

(por. *Technika Ciepła*, 1928, str. 210)

III. Turbiny przeciwpężne.

Turbiny przeciwpężne stosowane są w tych wypadkach, w których zapotrzebowanie pary do 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 móc z niej czerpać w okresach małego obciążenia turbiny. Jako turbiny przeciwpężne można wykonać wszystkie rodzaje turbin kondensacyjnych;—ponieważ jednak turbiny przeciwpężne opanowują przeważnie znacznie mniejszy spadek ciepła niż kondensacyjne, przeto budowa ich jest przeważnie prostsza.

Ostatnia uwaga dotyczy w szczególności także *turbiny przeciwpężnej 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 przeciwpężna turbina Ljungstroem'a posiada tę słabą stronę, że jako reakcyjna musi być wyposażona w regulację jakościową, która

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 przeciwpężnych używa się przeważnie regulacji możliwie zbliżonej do ilościowej, co z łatwością uskutecznić można w turbinach osiowych, posiadających jako pierwszy stopień ciśnienia kołc Curtis'a.

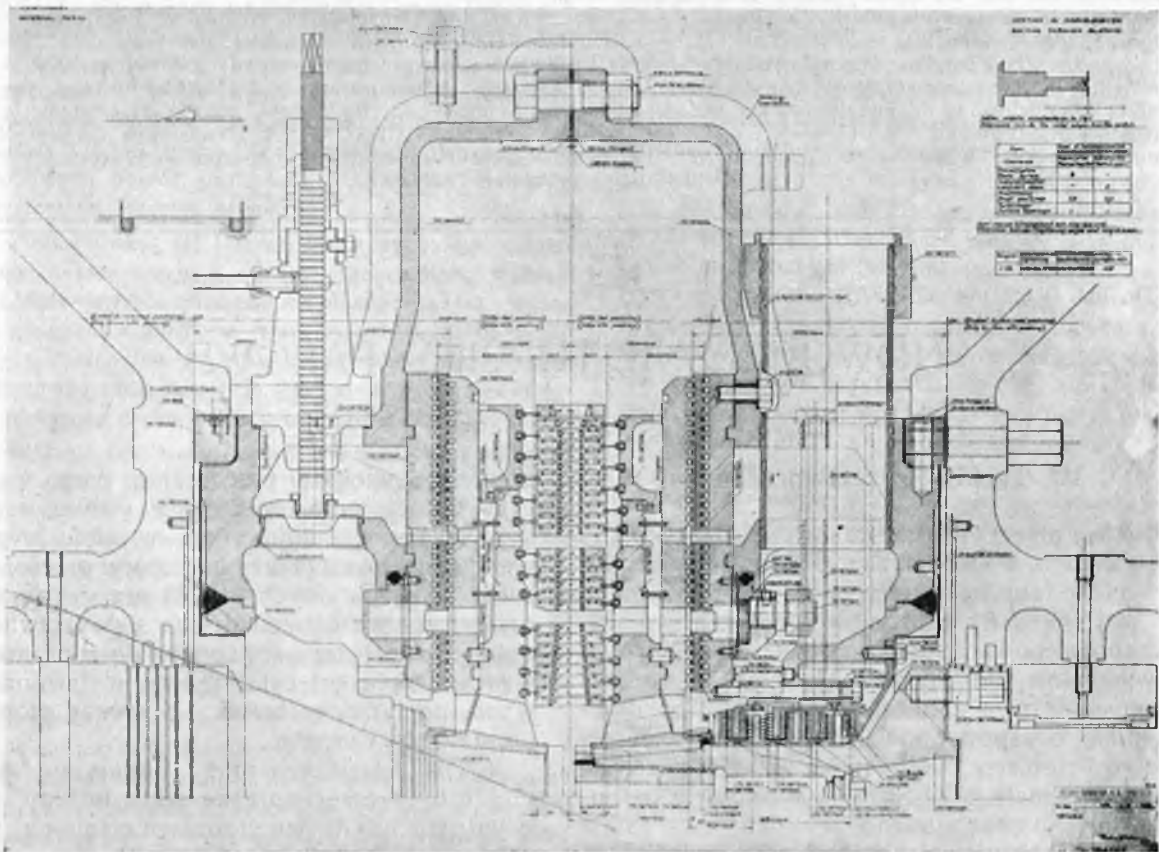
Dla mniejszych mocy buduje się przeważnie turbiny przeciwpężne jako turbiny Curtis'a o jednym lub dwóch stopniach ciśnienia. Główną zaletą tych silników, nie odznaczających się wprawdzie wysoką sprawnością, są małe ich koszty zakładowe i duża niezawodność biegu. Turbinę Curtis'a o jednym stopniu ciśnienia z dwoma stopniami prędkości w wykonaniu fabryki 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 nieznaczny 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 za-

worów regulacyjnych, z których jeden widoczny jest na rys. 74.

Przeciwną turbinę Curtis'a o jednym stopniu ciśnienia używa się tylko przy mniejszych spadkach ciepła, natomiast przy większych spadkach ciepła, które otrzymuje się przeważnie przy wysokim ciśnieniu pary dółowej, 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

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



Rys. 73. Turbina przeciwna Ljungstroema.

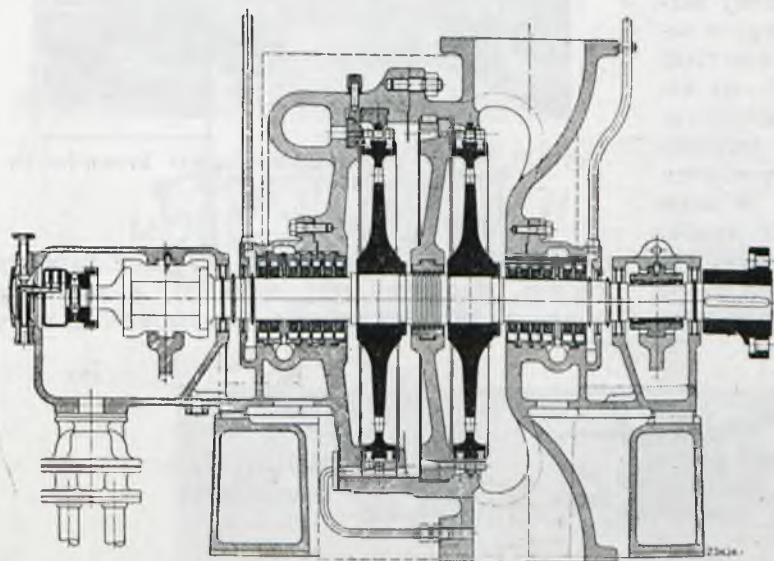
wnioskować, że turbina ta pracuje jako czysto akcyjna; — pierwszy wirnik zasilany jest częściowo, a drugi na całym obwodzie. Między-stopniowe uszczelnienie jest rodzaju grzebieniastego, a łożyska posiadają wyłącznie pierścienie węglowe, których nie jestem zwolennikiem przy wysokich temperaturach pary.

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 tym, że niewielka ich sprawność, wynosząca $\eta_e = 60$ do 65% , z biegiem czasu będzie się dość szybko zmniejszała z powodu nadmiernego zdzierania

Fabryka *Brown-Boveri* buduje turbiny przeciwnie o dużej sprawności jako system, składający się z jednego wirnika akcyjnego, który przy dużym spadku ciepła zastępuje jednym kołem Curtis'a o dwóch stopniach prędkości, oraz z wielostopniowej reakcyjnej części. Jako przykład takiego silnika może posłużyć turbina przeciwna o mocy 380 kW , przedstawiona na rys. 76 (patrz B. B. C. Mitteilungen № XII, 1927). Turbina ta, zbudowana dla ciśnienia dółowego 32 atn , 375°C i dla przeciwności 8 atn , ma przy obciążeniu 380 kW zużywać 8000 kg pary, czyli zużycie pary na 1 kWh ma wynosić $21,05 \text{ kg}$, a sprawność efektywna tur-

biny 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 $\eta_e \approx 61\%$.

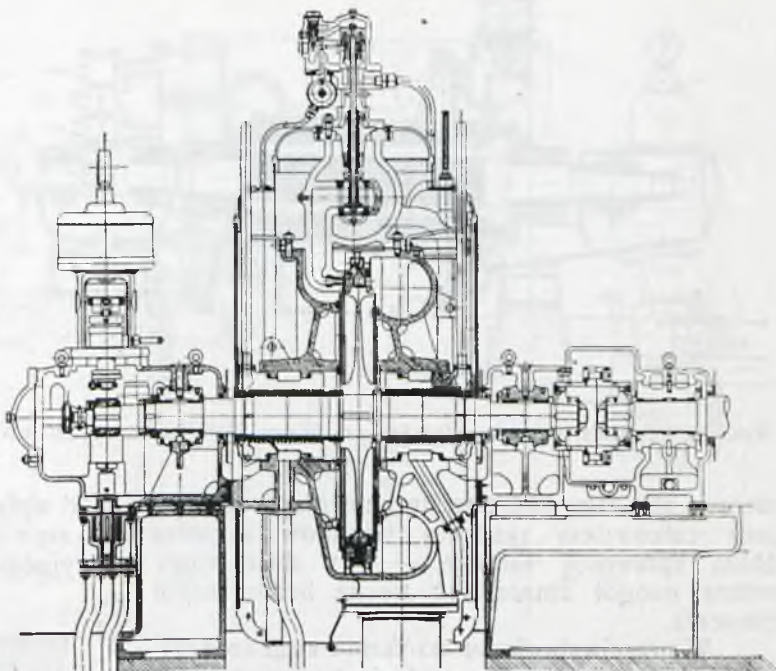
Turbina powyższa posiada regulację jakościowo-ilościową zapomocą trzech samoczynnych zaworów regulacyjnych i może pracować równolegle na sieć elektryczną; — wymaganą przeciwpężność nastawia się ręcznie zapomocą zaworu. Bęben tworzy jedną całość z wałem, natomiast wirnik akcyjny i tłok odciążający są nasadzone na bęben; — przez stosowne otwory w bębnie doprowadza się parę przeciwpężną na drugą stronę tłoka odciążającego. Kadłub turbiny, wykonany ze staliwa, jest dzielony w osi poziomej, jak to wynika z rys. 77; — podstawy łożysk tworzą jedną całość z kadłubem. W turbinach przeciwpężnych o większej mocy, posiadających sprawność efektywną powyżej 70%, *Brown-Boveri* buduje poszczególne części w sposób podobny do konstrukcji 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 dostatecznie 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.



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

Z powyższej przyczyny większość fabryk, stosuje w turbinach przeciwpężnych system akcyjny, zwłaszcza przy wysokich ciśnieniach pary dolotowej, z którymi zwykle połączone są

wysokie temperatury pary. Nie ulega wątpliwości że przy niewielkiej przeciwpężności i większej mocy silnika zastosowanie systemu półreakcyjnego w ostatnich stopniach ciśnienia przynosi



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

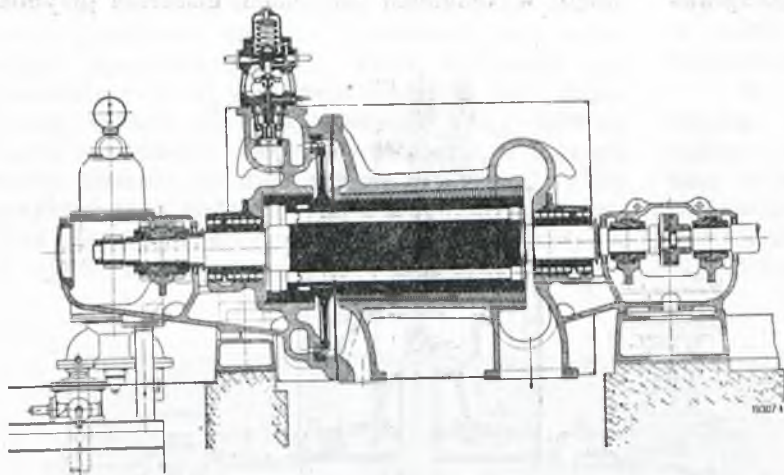
poważne korzyści, rozważone przy turbinach kondensacyjnych.

Fabryka *Escher-Wyss* buduje turbiny przeciwpężne 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 przeciwpężnych jeden wirnik akcyjny, o większej średnicy ze względów regulacyjnych, który zastępuje kołem *U* przy większych spadkach ciepłota, oraz kilka lub kilkanaście kół akcyjnych, zależnie od wielkości spadku adyabatycznego i mocy turbiny.

Na rys. 77 widzimy turbinę przeciwpężną *Pierwszej Brneńskiej Fabryki* o mocy 1400 kW przy $n = 3000 \text{ obr/min}$; — $p_1 = 14,5 \text{ atn}$, 350° C , $p_2 = 3 \text{ atn}$. (Wyniki osiągnięte z tą turbiną patrz, *Technika Ciepła* Nr. 6, r. 1928). Dla większego spadku ciepłota ta sama fabryka stosuje więk-

szą liczbę stopni ciśnienia, n. p. dla $p_1 = 32 \text{ atn}$, 400° C i $p_2 = 8 \text{ atn}$ — koło *U* i 16 stopni akcyjnych przy mocy 2000 kW i $n = 3000 \text{ obr/min}$, a dla $p_1 = 23 \text{ atn}$, 350° C i $p_2 = 2,5$

atn — koło U i 17 stopni akcyjnych przy mocy 1200 kW i $n = 3000 \text{ obr/min}$. Ta duża liczba stopni ciśnienia jest przy małej mocy silnika ko-



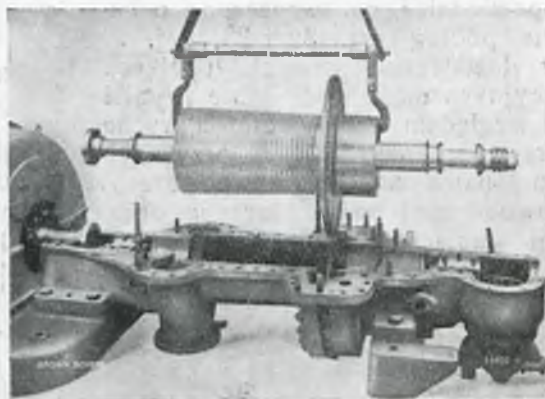
Rys. 76. Turbina przeciwpężna fabryki Brown-Boveri o mocy 380 kW.

nieczna, aby otrzymać dostatecznie długie łopatki przy całkowitem zasilaniu wirników, a zatem dobrą sprawność turbiny; — przy dużej mocy można naogół zmniejszyć trochę liczbę stopni ciśnienia.

W przeciwstawieniu do turbin kondensacyjnych, które posiadają regulację liczby obrotów działającą w zależności od obciążenia silnika, turbiny przeciwpężne muszą być wyposażone w regulację odpowiadającą warunkom pracy silnika, do których regulacja powinna być dostosowana. Najprostszą regulację turbin przeciwpężnej, nie skuteczną jednak wszystkich czynności samoczynnie, widzimy na rys. 79. Regulator odśrodkowy R działa przy pomocy serwomotoru 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 przeciwpężności ustawia się ręcznie zapomocą zaworu umieszczonego w rurze wylotowej D . W razie gdyby ciśnienie w rurze wylotowej D spadło z powodu małego obciążenia turbiny poniżej wymaganego do celów fabrykacyjnych, to trzeba zapomocą zaworu Z , umieszczonego pomiędzy

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 na zewnątrz 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 dodawanej pary świeżej.

Chcąc tę słabą stronę usunąć, można ręczne obwieranie zaworu Z zastąpić odpowiednim serwomotorem olejowym. Tego rodzaju urządzenie przedstawia rys. 80, na którym turbina T posiada taką samą regulację zapomocą serwomotoru C jak na rys. 79. Natomiast redukcję pary świeżej na wymaganą przeciwpężność uskutecznia w budowie według rys. 80, zawór Z pod wpływem serwomotoru olejowego, składającego się z cylindra wraz z tłokiem E , z suwaka regulacyjnego F i z cylindra parowego G . W ostatnim



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

na jedną stronę tłoka działa ciśnienie pary wylotowej, doprowadzanej rurką H , a na drugą sprężyna. Każdej zmianie położenia tłoka w cy-



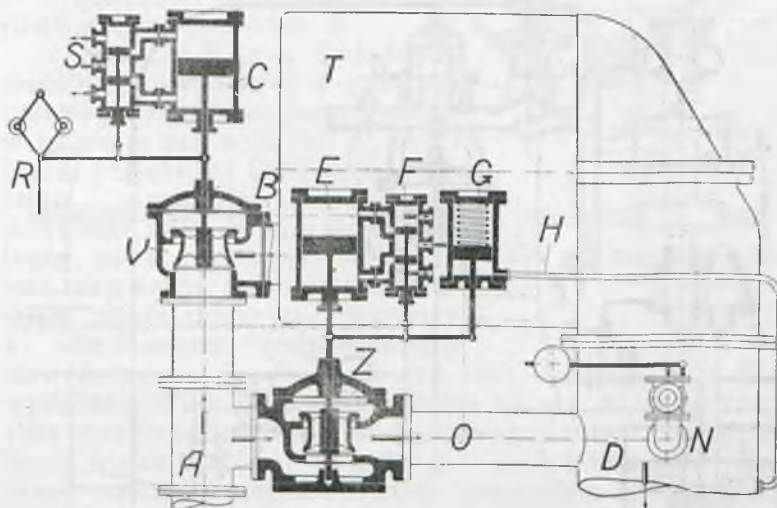
Rys. 78. Turbina przeciwpężna o mocy 1400 kW. Pierwszej Brneńskiej Fabryki.

rurą dolotową A i rurą wylotową D , dopuszczać także odpowiednio zdławioną parę świeżą bezpośrednio do rury D . Gdyby natomiast ilość pary

lindrze parowym G odpowiada zniana położenia tłoka w cylindrze olejowym E , a zatem i zmiana położenia zaworu redukcyjnego Z . Jeśli ciśnie-

nie w rurze wylotowej spadnie poniżej ciśnienia, określonego siłą sprężyny umieszczonej w cylindrze *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* 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 suwaka *F* dostarcza olej pod ciśnieniem ta sama, turbina napędzana pompką, która dopompowuje olej do serwowatoru *C*; — jedynie, gdyby serwowator *E* miał działać także przy postoju turbiny, to osobna pompka wirowa, napędzana elektromotorkiem, musiałaby dostarczać olej do skrzynki *F*. W powyższy sposób można osiągnąć stałe ciśnienie pary potrzebnej do celów fabrykacyjnych w sposób samoczynny pomimo zmiennego obciążenia turbiny przeciwpężnej, która oczywiście powinna zawsze mniej dostarczać pary niż wynosi zapotrzebowanie jej do fabrykacji.

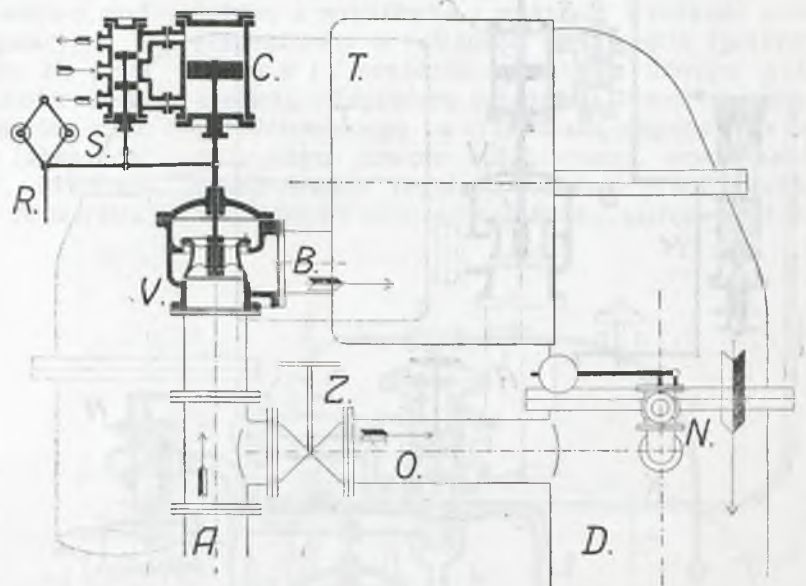
W przykładach, przedstawionych na rys. 79 i 80, a w praktyce najczęściej zachodzących, ilość pary wylotowej z turbiny zależy od jej obciąże-



Rys. 80.

nia. Czasem zachodzą jednak wypadki, że obciążenie turbiny, pracującej na sieć elektryczną, ma być uzależnione od ilości pary wylotowej o pewnym ciśnieniu, której zapotrzebowanie jest zmienne. Turbina otrzymuje wtedy regulację przedstawioną na rys. 81. Tłok serwomotoru

olejowego C połączony jest trzonem z zaworem względnie zaworami regulacyjnymi V. Zmiana położenia zaworu V, a zatem zmiana ilości pary świeżej doprowadzanej do turbiny T jest skuteczniana normalnie przez tłok L, na którego



Rys. 79.

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 serwomotoru C dopływ pary świeżej do turbiny, przyczem regulator R nie zmienia swego położenia. W celu umożliwienia dokładnego nastawienia 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

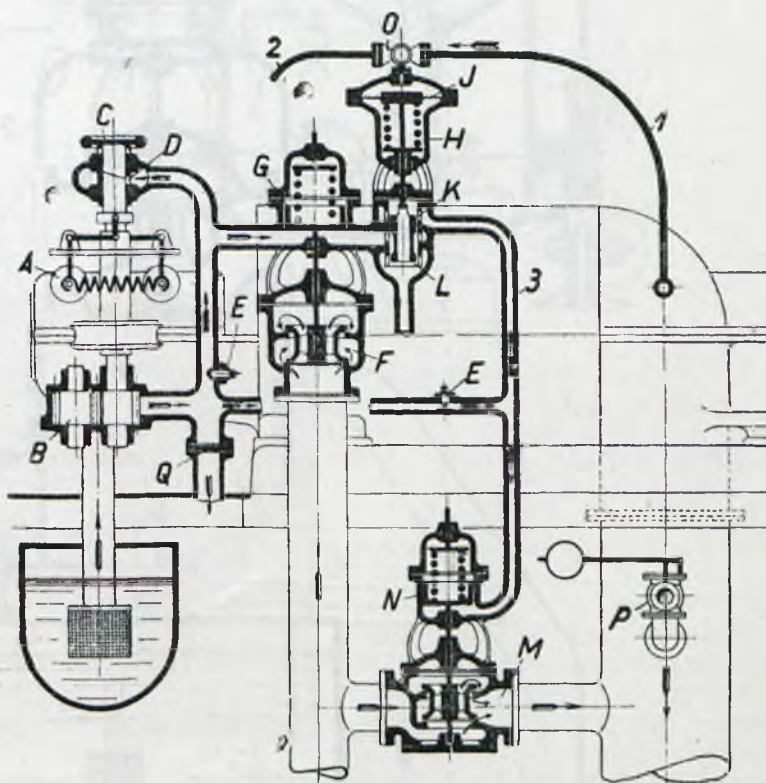
nie zmienia swego położenia, a czop Q idzie w górę pod wpływem regulatora R . Mechanizm odwodzący pomiędzy częściami C , S i L względnie R jest widoczny na rysunku. Chcąc w przypadku działania regulatora R zachować wymagane ciśnienie w rurze odlotowej, trzeba do niej do-

M połączony z tłokiem N serwowatoru 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 postępuje 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).

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 serwowatoru B , regulatora ciśnienia C , wyposażonego w membranę D , połączoną z suwakiem F . Olej pompuje pompka wirowa G , napędzana elektromotorem H . Ciśnienie oleju pod tłokiem serwowatoru 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 przedstawia przy pomocy przekładni, zwiększającej skok membrany, suwak regulacyjny serwowatoru olejowego. Samoczynnie działający zawór redukcyjny, pracujący z odwodzeniem (odpowiadający serwowatorowi E , F i G rys. 80), według wykonania Tow. A. E. G., widzimy na rys. 86. Para przeciwprężna dopływa do wewnątrz membrany wielostopniowej a rurką g ; — skok membrany zostaje zwiększony przez mechanizm b , który jest połączony z suwakiem regulacyjnym f i z tłokiem serwowatoru e , dzięki czemu zapewnione jest odwodzenie mechanizmu, a zatem i samoczynne ustawienie zaworu redukcyjnego w zależności od wysokości przeciwprężności. 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 przeciwprężności działanie serwowatoru jest odwrotne, a olej odpływa 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 przeciwprężności w zależności od napięcia sprężyny. Litera k i l oznaczają położenia dźwigni wyłączającej. Zapomocą urządzenia membranowego, przedstawionego na rys. 86 dla samoczynnie regulującego zaworu redukcyjnego, można także przeprowadzić regulację turbiny przeciwprężnej w zależności od przeciwprężności, zastępując tłok L



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

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 membrany, na które działa para przeciwprężna, a i te urządzenia mogą być zastosowane do regulacji turbin przeciwprężnych według rys. 81. Natomiast pewną odmianę tworzy t. zw. regulator ciśnienia Tow. *Askania* w Berlinie (rys. 87), które używa do regulacji t. zw. rurki strumieniowej H . Ciśnienie pary, którego wysokość ma być zachowana, działa na rurkę sprężynującą F i przenosi

SPROSTOWANIE:

W artykule prof. W. Chrzanowskiego p. t. Nowoczesne turbiny parowe na str. 41 i 42, należy w podpisach zmienić numerację rysunków, a mianowicie:

Z a m i a s t

rys. 87

rys. 85

rys. 86

p o w i n n o b y ć

rys. 85

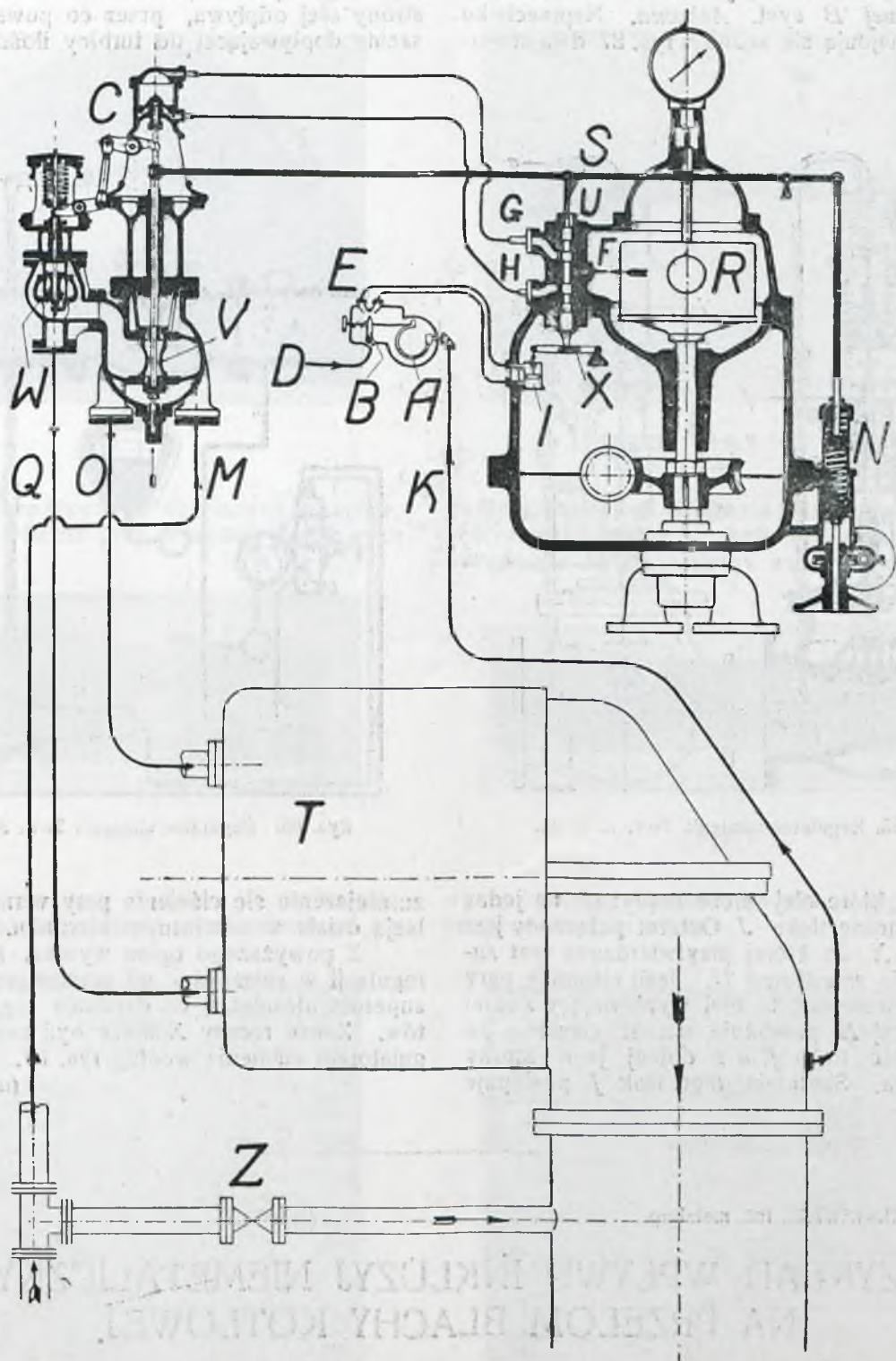
rys. 86

rys. 87



ną dźwignią, dzięki czemu zapewnione jest w znany sposób t. zw. odwodzenie; — dodat-

kuje stałą liczbę obrotów turbogenerators niezależnie od jego obciążenia.



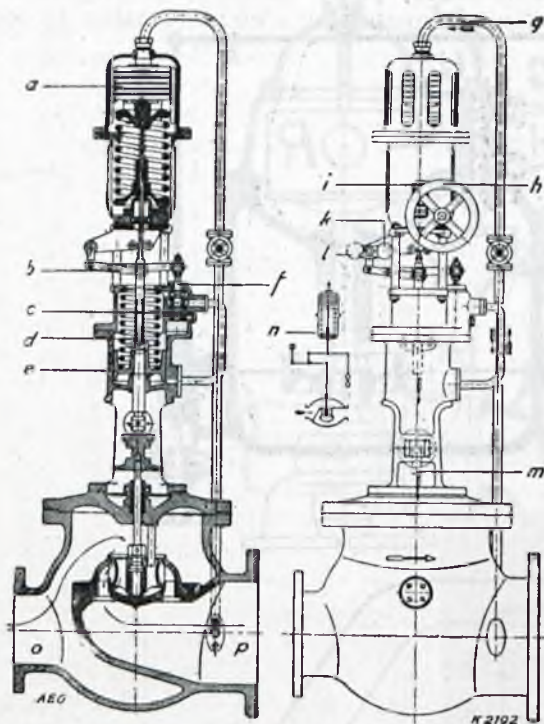
Rys. 87. Regulacja turbiny przeciwnieprężnej Pierwszej Brneńskiej Fabryki.

kowa sprężyna N służy do podregulowywania liczby obrotów w sposób ręczny lub elektryczny. Powyżej opisane urządzenie regulacyjne utrzy-

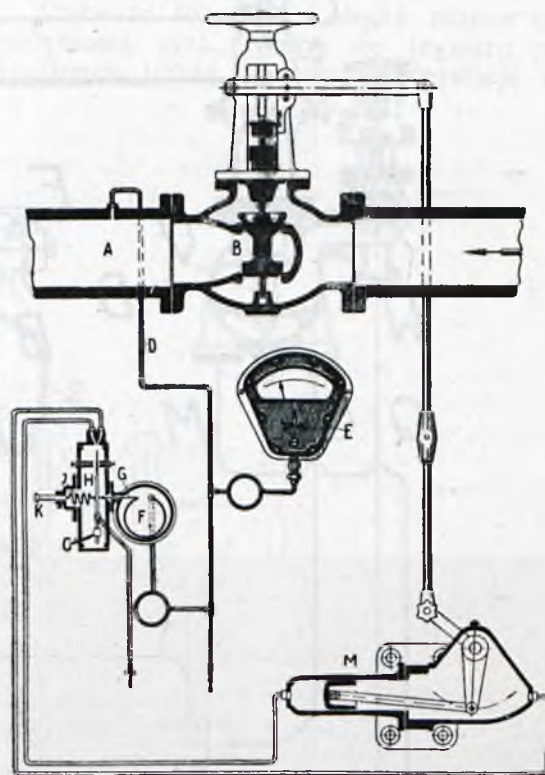
W danym wypadku turbogenerator ma jednak normalnie taką moc wytwarzać, jaką zdolna jest wytworzyć ilość zapotrzebowanej do celów

fabrykacyjnych pary przeciwprężnej. W tym celu ciśnienie pary wylotowej z turbiny doprowadzamy rurką *K* do rurki sprężynującej *A*, natomiast olej pod ciśnieniem dopływa rurką *D* do rurki strumieniowej *B* syst. *Askania*. Naprzeciwko ostatniej znajdują się znane z rys. 87 dwa otwor-

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



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



Rys. 86. Regulator ciśnienia Tow. Askania.

ki *E*, przez które olej może dopłynąć na jedną lub drugą stronę tłoka *J*. Ostatni połączony jest z dźwignią *X*, do której przytwierdzona jest ruchoma tuleja suwakowa *U*. Jeśli ciśnienie pary w rurce *K* wzrośnie, to olej wypływający z rurki strumieniowej *B* powoduje wzrost ciśnienia po górnej stronie tłoka *J*, a z dolnej jego strony olej odpływa. Skutkiem tego tłok *J* postępuje

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. 87.

(d. c. n.)

TADEUSZ MALKIEWICZ, inż. metalurg.

PRZYKŁAD WPŁYWU INKLUZJI NIEMETALICZNYCH NA PRZEŁOM BLACHY KOTŁOWEJ.

Likwaty i niemetaliczne inkluzje wpływają na przebieg rysy w materiale blachy kotłowej. Oba czynniki sprzyjają powstaniu budowy warstwowej, a co za tem idzie, skłonności do pęknięcia w kierunku warstw. Likwaty obniżają ciągliwość metalu, a inkluzje tworzą przerwy w ciągliwości

metal. Podatność inkluzji na odkształcenia możemy bowiem uważać za praktycznie równą zero wobec właściwości mechanicznych metalu. W materiale blach kotłowych inkluzje niemetaliczne napotyka się z reguły. Są to tlenki żelaza, produkty odtleniania, żużel z pieca i rozmaite