

## Krótki opis czterech turbin parowych systemu własnego \*)

(opatentowanych we wszystkich państwach przemysłowych).

### I. Turbina parowa nawrotna z dyszami wirującymi (przedstawiona z pewnemi zmianami na dołączonej tablicy lit. A do D).

Zadaniem tej turbiny jest wykonywanie w obydwu kierunkach obrotu pracy z jednakową siłą, jednym wirnikiem, przy takim rozchodzie pary, jaki ma równie silna nawrotna maszyna parowa tłokowa.

Wirnik składa się, stosownie do oznaczonej z góry normalnej liczby obrotów, z kilku do kilkunastu (na Tab. z trzech) krążków turbinowych, przyczem liczba krążków, wraz z przynależną do każdego z nich oddzielną komorą turbinową, stanowi liczbę stopniowań ciśnienia pary; prócz tego, w każdym stopniu ciśnienia jest jeszcze jedno do trzech stopniowań chyżości pary (na Tab. dwa). Każdy krążek składa się z piasty wydrążonej (Fig. B III.) i stosownie do mocy turbiny, z dwu do ośmiu szprych, czyli ramion wydrążonych (Fig. A 8, 14, 20) — i dysz, osadzonych na końcach tychże (9, 15, 21), odwracanych wraz z ramionami odpowiednim mechanizmem (IX., VIII.) o pół obrotu w obsadzie piasty, podczas zmieniania kierunku obrotu turbiny. Poniżej dyszy

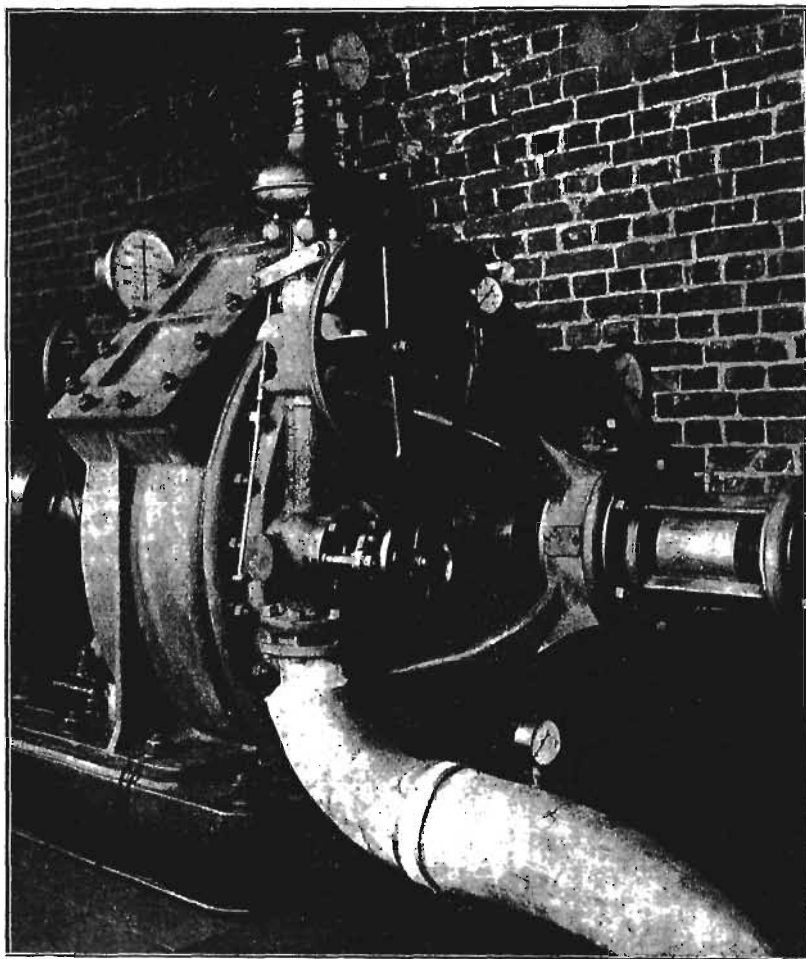
są do każdego ramienia współśrodkowo przytwierdzone wycinki kół łopatkowych wirujących (11, 17, 23), stanowiące wzmiankowane wyżej stopniowania chyżości pary. Przynależne do nich pełne koła łopatkowe kierujące (10, 16, 22), przytwierdzone są nieruchomo do płaskich ścian wewnątrz komór turbinowych, po jednej stronie dla jednego kierunku obrotu, po drugiej dla drugiego. Gdy przy zmianie kierunku obrotu wirnika odwracają się dysze, to wraz z nimi przedstawiają się wycinki kół łopatkowych na jedną lub drugą stronę między koła łopatkowe kierujące.

Parę doprowadza się do dysz pierwszego krążka (XII., 4, 5) przez wydrążony wał 6, piastę 7 i ramiona (szprychy) 8. Wychodząca z dysz pierwszego krążka para, zbiera się w pierwszej komorze 1 i dostaje się do dysz następnego krążka tak samo przez wał 12, drugą piastę 13 i szprychy te same 14, — zbiera się w drugiej komorze 2 i t. d. aż dojdzie do kondensatora. Pracujące strumienie pary przebiegają po promieniu koła w kierunku dośrodkowym i działają na obrót wirnika odporem pary wylatującej z dysz i naporem jej na wycinki kół łopatkowych wirujących.

\*) Na V. Zjeździe Techników Polskich we Lwowie miał być wygłoszony referat o tych turbinach. nie doszedł jednak do skutku z przyczyny od Komitetu Zjazdu niezależnej. Wynalazca, obecny na Zjeździe, mając inny referat do wygłoszenia, nie mógł z powodu braku czasu przychylić się do życzenia wyrażonego na posiedzeniu sekcji mechanicznej, by chociaż pobieżnie zaznajomił Zjazd ze swoimi, nader ważnymi dla przemysłu i marynarki wynalazkami. Komitet redakcyjny Pamiętnika uprosił jednak wynalazcę (wychowanek lwowskiej Politechniki) — by dostarczył przynajmniej krótkiego opisu swych turbin parowych do Pamiętnika Zjazdu.

Nastawianie kierunku obrotu turbiny odbywa się zapomocą kółka ręcznego 25, suwaka IX., tłoka parowego 28 i trzonu jego 29, przeprowadzonego współśrodkowo przez wał wydrążony do wszystkich krążków turbinowych i działającego na odpowiedni mechanizm, umieszczony w piaście wydrążonej — tak, że przesunięcie owego tłoka parowego nastawia wyloty wszystkich jednocześnie dysz na prawo lub na lewo przez obrot ramion z dyszami o  $180^\circ$ .

Można więc zarówno w biegu — jak w spoczynku turbiny, przestawiać momentalnie jej kierunek obrotu i przepuszczać przez dysze większe lub mniejsze ilości pary, stosownie do obciążenia turbiny i do potrzebnej liczby obrotów. Raz nastawiony stosunek ciśnienia pary między wszystkimi stopniowaniami ciśnienia pozostaje przy wszystkich zmiennych obciążeniach turbiny bez zmiany, jak również bez zmiany chyżość pary przy wylocie z dysz; rozchód pary



Rysunek 1.

Regulacja pary jest ściśle ilościowa i odbywa się przez zwiększanie lub zmniejszanie wylotów jednocześnie u wszystkich dysz, mający przekrój prostokątny. Zapomocą kółka ręcznego 40 i śruby, przesuwają się trzpień współśrodkowy 41 po osi wiernika, przeprowadzony przez wszystkie krążki turbinowe i działa na umieszczony w piastach i ramionach wydrążonych mechanizm (49 do 57), przesuwający jeden bok w każdej dyszy (58, 59, 60).

na jednostkę siły i czasu jest zatem przy tej regulacji prawie jednostajny przy wszelkich obciążeniach, oraz przy danej normalnej liczbie obrotów, — i znacznie mniejszy niż przy zwykłej, jakościowej regulacji, zdławiającej główny strumień pary przed turbiną. Przy zmniejszonej liczbie obrotów, zwiększa się w tej turbinie, jak w maszynie parowej rozchód pary na jednostkę siły i czasu.

Turbina ta może być stosowana z korzyścią do siły 4000 koni — dla statków parowych, ewentualnie w miejsce maszyn dobywczych (wyciągarek) i do pędzenia walcowni nawrotnych — zajmuje bowiem znacznie mniej miejsca niż maszyna parowa.

Z turbiną nawrotną tego typu, lecz bez stopniowania ciśnienia chyżości pary, o jednym krążku, ze zwyczajną jakościową regulacją pary i ręcznym przestawianiem kierunku obrotu, o sile 100 koni przy 1100 obrotach na min. wykonaną w Warszawie, robiono w Pabjanicach różne próby i pędzono ją z początkowym ciśnieniem pary = 15 atm. przy temperatur. = 320° C. z opornikiem powietrznym 100-konnym w obie strony obrotu, oraz z hamulcem w jedną stronę, z kondensacją, z wydmuchem pary w powietrze i z przeciwcisnieniem = 2 atm. w rurze wyłotowej.

Turbina ta jest przedstawiona na rysunku 1, str. 312.

## II. Turbina parowa okrętowa z włączanemi międzykomórkami.

Zadaniem tej turbiny jest wykonywanie pracy zawsze z jednakowym najmniejszym rozchodem pary, względnie paliwa, na jednostkę siły i czasu, mimo zmiennych warunków zarówno pod względem obciążenia jak i liczby obrotów.

Znany jest w marynarce fakt, że na okrętach turbinowych jest najmniejszy rozchód paliwa na koniogodzinę przy najszybszej jeździe, a największy przy najpowolniejszej jeździe, i to nawet znacznie większy, niż na okrętach tej samej wielkości, opatrzonych w maszyny parowe tłokowe dla tejże samej, różnej szybkości jazdy. Jeżeli okręt zaopatrzony jest w kilka śrub okrętowych, to przy najszybszej jeździe muszą wszystkie śruby pracować, przy najpowolniejszej — tylko jedna śruba. Każdą śrubę pędzi inna turbina parowa. Turbiny te są tak z sobą połączowane, że można przepuszczać parę przez nie równolegle lub częściowo równolegle i także z jednej do drugiej dla wywołania różnej szybkości jazdy, przy użyciu regulacji jakościowej, zmieniając zarówno ciśnienie początkowe, jak końcowe. Tylko

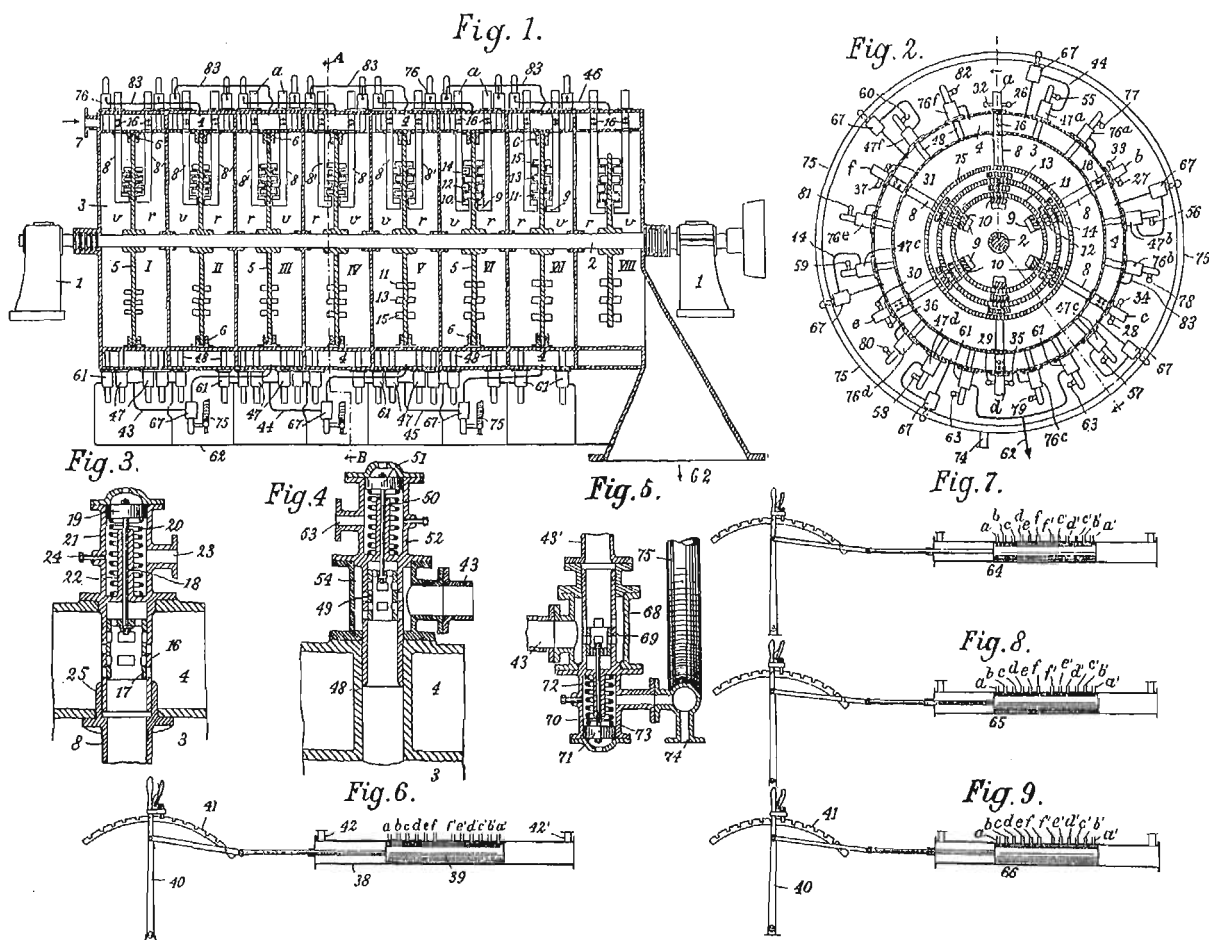
w jednym wypadku, t. j. przy najszybszej jeździe, pracują te turbiny ekonomicznie, ponieważ zachodzi w nich prawidłowy stosunek chyżości pary pracującej dla chyżości obwodowej łopatek wirujących, oraz właściwy stosunek szybkości obwodowej śruby okrętowej do szybkości jazdy. Im zaś powolniejsza ma być jazda, przez tem większą liczbę zespołów turbinowych powinna para przechodzić, by mogła ekonomicznie pracować i tem powolniej powinny się śruby okrętowe obracać. Dzieje się jednak w rzeczywistości przeciwnie; przy najpowolniejszej jeździe, gdy tylko jedna śruba okrętowa i jedna turbina pracuje, ma para najmniejszą liczbę zespołów turbinowych do przebieżenia; jedna zaś kompletna turbina, z całą ekspansją pary, wypada dla tej jednej śruby zwykle stosunkowo za małą — dlatego, że część turbiny dla niskiego ciśnienia pary musiałaby mieć — z powodu małej liczby obrotów za duże koła łopatkowe, nie możliwe do pomieszczenia. Wytwarza się więc kompromis między stosunkami prędkości: pary i łopatek wirujących oraz śruby okrętowej i jazdy samej — tak, że ostatecznie wirnik obraca się stosunkowo za prędko, przepuszczając przytem parę niezupełnie wyekspandowaną do kondensatora — sprawiając stratę na parze, czyli na paliwie — a niekorzystny stosunek szybkości obwodowej śruby okrętowej do szybkości jazdy, stanowi stratę na pracy, czyli także na paliwie. Na okrętach turbinowych składają się zatem przy powolnej jeździe i dotychczasowych turbinach, wszystkie warunki na jak najniekorzystniejszy rozchód paliwa.

W marynarce wojennej n. p. pracują zarówno maszyny — jak i turbiny parowe najczęściej i stosunkowo najdłużej z małą liczbą obrotów; jest więc pożądana taka turbina okrętowa — jak niżej opisana — która przy najniższej liczbie obrotów zużywa jej tyle na koniogodzinę przy najpowolniejszej jeździe, co inne turbiny przy najszybszej jeździe.

Turbina ta (jeden z jej typów przedstawia rysunek 2, na str. 4) może być osna, jednego ze znanych typów, podzielona na kilkanaście stopniowań ciśnienia pary — lub promieniowa, swoistego typu, ze stopniowaniami ciśnienia i chyżości pary (podobnie jak Fig. 1 i 2).

We wszystkich razach jest zastosowana ręczna ilościowa regulacja pary (fig. 6 i fig. 3) i parę doprowadza się z zewnątrz każdej komory pojedynczymi rurami do dysz lub wycinków kół łopatkowych kierujących, ujętych w oddzielne przygródki. Każde koło łopatkowe (5 fig. 1) wirnika obraca się w oddzielnej komorze turbinowej (I. do VIII.), z której odprowadza się parę rurami na zewnątrz. Zapomocą swoistego mechanizmu ręcznego (fig. 6 do 9) można kierować parę

wszelkie liczby obrotów między ustaloną z góry najwyższą i najniższą. Komory turbinowe, pierwsza i ostatnia, należą do tych, które zawsze są czynne, gdy turbina pracuje; pierwsza jest stale połączona z dopływem pary (7), ostatnia stale z kondensatorem (62). Omawiana turbina okrętowa może być budowana podług zwykłego typu turbin okrętowych — jako turbina podwójna na wspólnym wale, jedna do jazdy naprzód — druga do jazdy wstecz, dla równej lub mniej-



Rysunek 2.

na koła łopatkowe wirnika tak, żeby pracowało n. p. tylko co drugie koło łopatkowe, co odpowiada wówczas najwyższej liczbie obrotów turbiny; gdy zaś wszystkie koła łopatkowe pracują jedno za drugim, odpowiada to najniższej liczbie obrotów. Można więc zapomocą tego stawidła wyłączać z pod działania pary lub włączać pojedynczo co drugą komorę turbinową między pracujące komory i osiągać tym sposobem

szej siły, ze wspólnym wylotem pary i wspólnym kondensatorem.

Turbina główna, do jazdy naprzód, ma w każdej komorze obszar wlotu pary podzielony na kilka części n. p. na sześć. Turbina do jazdy wstecz może być o jednym, całkowitym obszarze wlotu pary wykonana, gdy siła jej jest mniejsza od siły turbiny głównej. Komory turbiny głównej są na zewnątrz opatrzone pierścieniami rurami

parowemi, połączonemi z wnętrzem komory w jednym miejscu u góry a z boku są te rury pierścieniowe opatrzone w dwa razy tyle wylotów, na ile jest obszar wlotu pary podzielony. Wyloty w rurach pierścieniowych łączą się zapomocą odładowanych wentyli wpustowych (fig. 3) z obszarami wlotu komory następnej i komory pozanastępnej — tak, że n. p. z pierwszej komory turbinowej można przepuszczać parę do komory drugiej lub trzeciej, z trzeciej zaś komory można przepuszczać parę do czwartej albo do piątej, z piątej do szóstej albo do siódmej i t. d. stosownie do tego, z jaką prędkością ma się jazda odbywać. Połączenie między komorą turbinową i zewnętrzną rurą pierścieniową jest zawsze otwarte dla wylotu pary z komory turbinowej. Wentyle wpustowe, łączące parową rurę pierścieniową jednej komory z obszarami wlotu pary u komory następnej lub pozanastępnej, zaopatrzone są w górnej swojej części w tłoczki i sprężyny naciskające na tłoczki dla przymykania wentyli. Wentyle wpustowe otwierają się pod wpływem działania próżni na tłoczek. Ponieważ kondensatory turbin okrętowych mają własne silniki a próżnię wytwarza się przed puszczeniem w ruch turbiny okrętowej — więc próżnia jest zawsze do dyspozycji. Do przepuszczania próżni na tłoczki wentyli wpustowych, służą ręczne suwaki tłoczkowe zrównoważone (fig. 6 do 9), poruszane zapomocą dźwigni stawidłowej, zahaczanej klamką na kabłąku grzebieniowym w punkcie martwym i po otworzeniu się każdego rzędu wentyli wpustowych wzdłuż turbiny. Takich stawideł jest kilka, ustawionych przed turbiną w jednym szeregu pod ręką maszynisty. Pierwszem stawidle, głównem, otwiera się parę do każdego obszaru wlotu komory pierwszej i ostatniej oraz wszystkich tych pośrednich, które mają pracować przy najszybszej jeździe naprzód; to samo stawidle służy też do puszczenia w ruch turbiny do jazdy wstecz. Liczba następnych stawideł dodatkowych odpowiada liczbie komór turbinowych, mających się włączać i wyłączać między komorami pracującymi turbiny głównej. Gdy się włącza którą komorę turbinową między dwie pracujące, to nastawia się odnośną dźwignię stawidła dodatkowego na

ten sam numer karbu w kabłąku, na jakim stoi dźwignia stawidła głównego; przez to otwiera się w danej komorze ta sama liczba wentyli wpustowych. Gdy po włączeniu wszystkich wszystkich komór turbinowych trzeba jeszcze więcej zmniejszyć szybkość jazdy, to zmniejsza się zapomocą dźwigni stawidłowych liczbę pracujących wentyli wpustowych w każdej komorze, poczynając zawsze od głównego stawidła. Suwaki stawideł dodatkowych mają z próżnią takie połączenia, że stojąc na martwym punkcie, łączą odnośną komorę turbinową, która na razie nie pracuje, z próżnią, by wirujące bez pary koło łopatkowe miało jak najmniejszy opór.

Dla uniknięcia wytwarzania próżni w komorach turbinowych, chwilowo nie pracujących, można pomieścić w nich koła turbinowe luźne na wale wirnika, lecz zahaczające się z wałem w chwili puszczenia na nie pary.

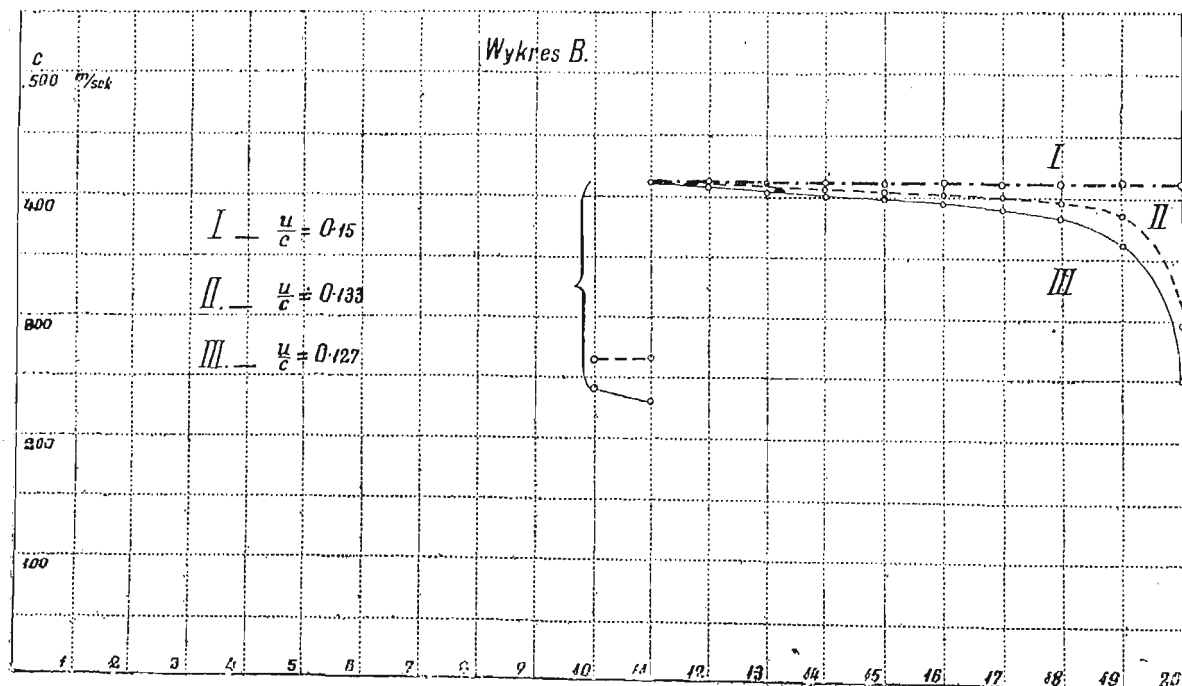
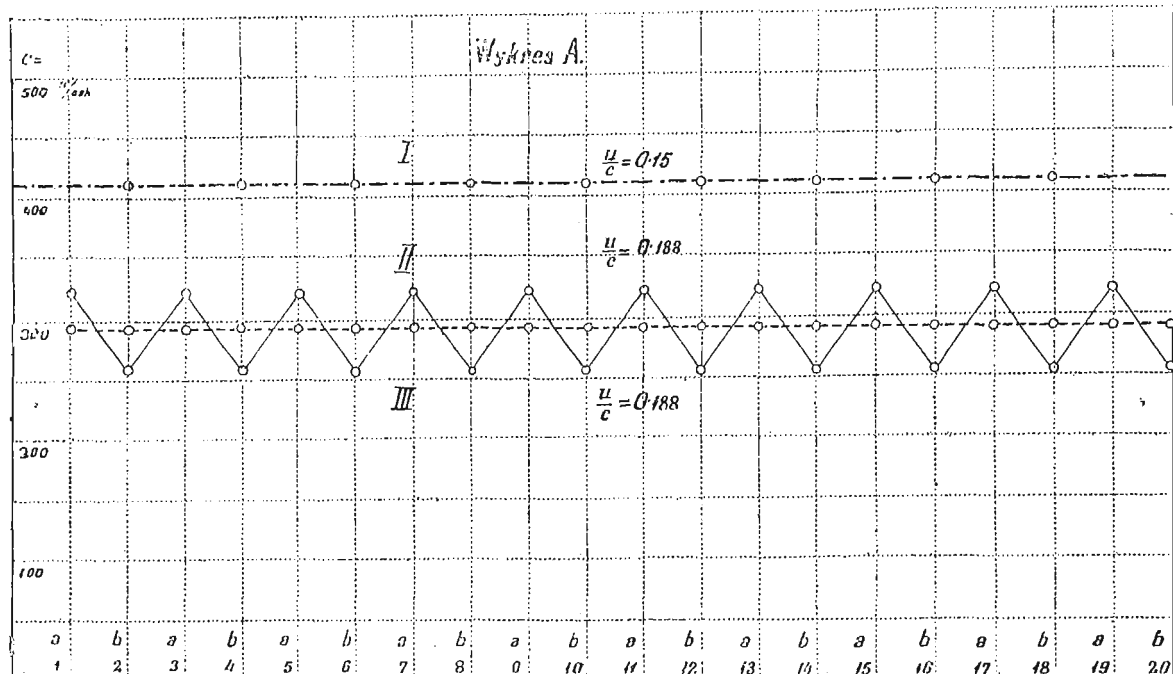
Zamiast rury pierścieniowej na zewnątrz każdej komory turbinowej, mogą być przy komorach przymocowane skrzynki wentylowe dla pewnej grupy wentyli wpustowych.

W turbinie omawianej — mogą być wszystkie koła łopatkowe wirnika jednakowej średnicy, tylko przekroje łopatek odmienne, przystosowane do gęstości pary w danej komorze. Wynika to z zastosowania regulacji ilościowej i utrzymania jednakowej we wszystkich stopniowaniach chyżości pary.

Sprawność turbiny zależna jest w pewnych granicach od stosunku chyżości pary do chyżości obwodowej wirnika  $\left(\frac{u}{c}\right)$ . Przy stałej chyżości pary ( $c$ ) a zmniejszonej chyżości obwodowej wirnika ( $u$ ), zwiększy się rozchód pary; chcąc więc temu zapobiedz, należy przy zmniejszeniu liczby obrotów zmniejszyć w odpowiednim stosunku chyżość pary pracującej, co osiąga się właśnie przez powiększenie liczby pracujących kół turbinowych, włączając koło chwilowo nie pracujące między koła pracujące od początku. Wynika z tego następujący korzystny skutek: Zmniejszając liczbę obrotów turbiny okrętowej, zmniejsza się zarazem obciążenie tejże; przy tem zmniejszonym obciążeniu, zwiększa się stosunek chyżości obwodowej wirnika

do chyżości pary, przez co zwiększa się również stopień sprawności turbiny, czyli zmniejsza rozchód pary na koniogodzinę. Oprócz tego, przy najmniejszej liczbie obro-

Opisana powyżej turbina okrętowa, pracuje więc pod każdym względem korzystniej od dotychczasowych turbin okrętowych. Uwidocznia to najlepiej następujący



Rysunek 3.

tów turbiny, pozostaje najkorzystniejszy stosunek szybkości obwodowej śruby okrętowej do szybkości jazdy bez zmiany, tak że stąd nie wynika żadna strata.

przykład z dwoma wykresami porównawczymi (rys. 3).

Wykres A. odnosi się do turbiny okrętowej z włączaniami międzykomórkami —

czyli do kompletu turbinowego *A*. wyżej opisanego; wykres *B*. do turbiny okrętowej z przyłączoną na początku dwustopniową turbiną wysokiego ciśnienia, czyli do kompletu turbinowego *B*. typu dotychczasowego.

Obydwa wykresy wzięte są z projektu turbiny okrętowej, obliczonej dla projektowanego parowca nadbrzeżnego o dwu śrubach, każda po 2000 koni siły, mającego kursować między wyspami morza Północnego, więc często wśród mgły i z małą szybkością jazdy. Wykresy te przedstawiają chyżość pary pracującej w całym jej przebiegu przez wszystkie stopniowania (komórki) w turbinie i obliczony z średniej wypadkowej tej chyżości stosunek  $\frac{u}{c}$ , t. j. średniej

chyżości obwodowej wirnika do średniej chyżości pary dla trzech różnych liczb obrotów i odnośnych sił, przyjmując na razie dla obydwu turbin jednakową przeciętną średnicę wirnika  $D = 2$  m i jednakowy rozchód pary na jednostkę czasu, pomimo że w rzeczywistości wyniknie rozchód pary niejednakowy, ponieważ stosunek  $\frac{u}{c}$ , od którego zależna jest sprawność turbiny a zatem i rozchód pary, wypadnie u turbiny *A* korzystniejszy niż u turbiny *B*.

Przy 600 obrotach na min. ma wywiązywać każda z turbin = 2000 koni siły, przy 535 obrotach 1420 koni siły, przy 512 obrotach 1230 koni.

Przy największej sile = 2000 koni i największej prędkości = 600 obrotów na min. pracuje turbina *A* dziesięcioma, a turbina *B* dziewięcioma głównymi zeskładami, — czyli stopniowaniami ciśnienia z chyżością pary  $c = 410$  m/sek. przy zużyciu pary = 3,42 kg/sek. W obu turbinach jest  $c$  w każdym zeskładzie jednakowe, wszystkie jego punkty leżą na linii prostej, którą przedstawia linia *I* w każdym z wykresów i stosunek  $\frac{u}{c} = 0,15$ , jednakowy dla obydwu turbin, daje więc jednakowe zużycie pary na koniogodzinę w obydwu turbinach.

Linia *II*. w obu wykresach przedstawia chyżość pary przy zmniejszonej liczbie obrotów turbin do  $u = 535$  na min., przy której każda z turbin wywiązuje 1420 koni siły, przy równym — jak przyjęto z góry —

zużyciu pary po 2,43 kg/sek. Podług wykresu *A* pracuje turbina *A* wszystkimi dwudziestoma zeskładami; turbina *B* z przyłączoną turbiną wysokiego ciśnienia. W turbinie *A* leżą wszystkie punkty chyżości  $c$  znowu na linii prostej i stosunek  $\frac{u}{c} = 0,188$ . Na wykresie *B* leżą punkty chyżości  $c$  turbiny głównej na linii krzywej i średni stosunek  $\frac{u}{c} = 0,133$ , — jest więc niższy od danego stosunku w turbinie *A*; zatem turbina *B* zużywać będzie przy danej sile i danej prędkości jazdy więcej pary niż turbina *A*.

Linia *III*. przedstawia w obu wykresach chyżość pary  $c$  przy z góry przyjętym jednakowym rozchodzie pary po 2,11 kg/sek i jednakowej prędkości obu turbin po 512 obrotów na min. Turbina *A* pracuje przytem — jak przyjęto w wykresie *A* — pełnym obszarem wlotu pary w głównych zeskładach  $b$  i częściowym obszarem wlotu pary w międzykomórkach  $a$ . Obraz chyżości pary  $c$  daje w tym wypadku linię łamaną, przyczem stosunek  $\frac{u}{c} = 0,188$  bez zmiany,

a turbina wywiązuje = 1230 koni siły. Turbina *B* pracuje w tym samym wypadku z przyłączoną turbiną wysokiego ciśnienia i zdławianą w niej parą. Obraz chyżości pary w turbinie głównej daje tu linię krzywą, przyczem średni stosunek  $\frac{u}{c} = 0,127$ , — t. j. mniejszy niż w danym razie w turbinie *A*; więc i w tym razie będzie turbina *B* więcej pary zużywała niż turbina *A*, przedewszystkiem zaś więcej, niż w wypadku *II*. tejże turbiny *B*, przyczem w wypadku *III*. może turbina *B* wywiązać tylko 1200 koni siły.

Z wykresu *A* pokazuje się dalej, że po włączeniu wszystkich komórek dla osiągnięcia najniższej liczby obrotów turbiny, można zmieniać obszar wlotu we wszystkich komórkach lub tylko w pewnej części komórek pracujących — i że manipulacja ta, nie wpływa na zmianę średniego stosunku  $\frac{u}{c}$ , jak również, że ten stosunek jest wyższy przy najniższej liczbie obrotów niż przy najwyższej — zatem i zużycie pary na koniogodzinę będzie turbina *A* miała mniejsze przy najniższej liczbie obrotów niż przy naj-

wyższej. Zamierzony wynik jest więc szczególnie osiągnięty i jest wprost odwrotny w stosunku do tego wyniku, jaki dają dotychczasowe turbiny okrętowe typu B.

Turbina okrętowa z włączanymi międzykomórkami jest więc obecnie jedyną, która ma zużycie pary na koniogodzinę przy najniższej liczbie obrotów mniejsze niż przy najwyższej.

### III. Turbina parowa przeciwprężna ze zmianą liczbą pracujących kół łopatkowych.

Ze zwykłej turbiny przeciwprężnej, służącej n. p. głównie do wytwarzania siły i dodatkowego wyzyskiwania z niej pary wylotowej do celów fabrykacyjnych, zbudowanej dla pewnego spadku ciśnienia pary, odchodzi para wylotowa w pewnej stałej ilości do komunikacji parowej niskiego ciśnienia, z której czerpie się parę na potrzeby fabrykacji. Ze zwiększeniem się zapotrzebowania tej pary, maleje ciśnienie pary w komunikacji niskiego ciśnienia; wówczas otwiera się automatyczny wentyl i przepuszcza parę wysokiego ciśnienia z przed turbiny wprost do komunikacji niskiego ciśnienia za turbiną, oczywiście bez wyzyskania danego spadku ciśnienia na wytworzenie siły; traci się więc tę siłę. Gdy zapotrzebowanie pary w fabrykacji maleje, wzrasta ciśnienie pary w komunikacji niskiego ciśnienia; wówczas otwiera się wentyl bezpieczeństwa i wypuszcza parę w powietrze. Stąd wynika oczywiście strata ciepła i mały stopień sprawności całego urządzenia.

Jeżeli wytwarzanie siły i rozchód pary na fabrykację mają być od siebie niezależne i w szerokich granicach zmienne, to instaluje się w takich razach zwykle t. z. turbinę paroupustną, pracującą z kondensacją. Z takiej turbiny może wychodzić prawie cała para na fabrykację, lub tylko mała jej część, reszta pary skrapla się w kondensatorze. Sprawność cieplna tej turbiny jest stosunkowo niska ze względu na istnienie kondensacji.

Opisana zaś poniżej turbina przeciwprężna (podobna do podstawionej na rys. 4, str. 9) może, w tych granicach, dla których jest zbudowana, wytwarzać dowolne ilości siły

napędnej i oddawać dowolne ilości pary wylotowej o niskiem ciśnieniu w zupełnej niezależności wzajemnej — bez tych strat, jakie zachodzą w przytoczonych powyżej dwu turbinach, przeciwprężnej zwykłej i paroupustnej.

Zadaniem turbiny niżej opisanej jest — dodatkowe wyzyskiwanie energii z pary, przeznaczonej do zużycia w fabrykacji (n. p. w farbiarniach, blicharniach, piapierniach, cukrowniach, fabrykach farb i t. p., mianowicie do suszenia, gotowania, naparzania, ogrzewania i t. d.), t. j. w takich urządzeniach fabrycznych, w których zarówno siła napędna jak i zużycie pary są w szerokich granicach zmienne i od siebie niezależne. Turbina ta składa się z kilku stopniowań ciśnienia pary pracującej, n. p. z trzech (na rys. 4 z czterech) odpowiednio do danego spadku ciśnienia. Wirnik ma więc trzy koła łopatkowe, z których każde obraca się w oddzielnej komorze. Średnice tych kół są różnej wielkości; od strony wlotu pary jest koło najmniejsze, od strony wylotu największe (na rys. 4 są równe). Przekroje łopatek kierujących i wirujących są również coraz większe w kierunku przelotu pary. Turbina ta może być rozmaitej konstrukcji; w danym przykładzie jest ośną o pełnym obszarze wlotu (na rys. 4 cząstkowym) pary i ma jakościową regulację (na rysunku ilościową). Regulator obrotów zwęża lub rozszerza strumień pary przy wlocie do turbiny i zmienia ciśnienie początkowe pary pracującej. Dalszy mechanizm stawidłowy jest tego rodzaju, że może: 1) przepuszczać parę świeżą na pierwsze koło łopatkowe, najmniejsze i wówczas para pracuje kolejno na wszystkich kołach; albo 2) z ominięciem pierwszego koła przepuszcza świeżą parę wprost na drugie koło i wówczas para pracuje tylko na dwóch ostatnich kołach; 3) w trzecim wypadku przepuszcza świeżą parę wprost na trzecie koło łopatkowe z ominięciem pierwszych dwóch kół. We wszystkich razach pozostaje początkowe ciśnienie pary wchodzącej do turbiny pod wpływem regulatora obrotów. Nastawianie przepuszczania świeżej pary na pierwsze koło łopatkowe, drugie lub wprost na trzecie, skutecznia automatyczny regulator przeciwcisnienia, czyli końcowego ciśnienia w turbinie (fig. 3). Gdy ciśnienie

pary w rurze wylotowej maleje, to regulator przeciwcisnienia wyłącza pierwszą komorę turbinową i ewentualnie drugą z pod działania pary; para wchodzi wówczas większym obszarem wlotu do turbiny i turbina

mórek turbinowych, wskutek czego zmniejsza się zużycie pary na koniogodzinę, a do komunikacji niskiego ciśnienia wchodzi mniejsza ilość pary. Podczas włączania i wyłączania komórek usiłuje turbina zmniejszać

Fig. 1.

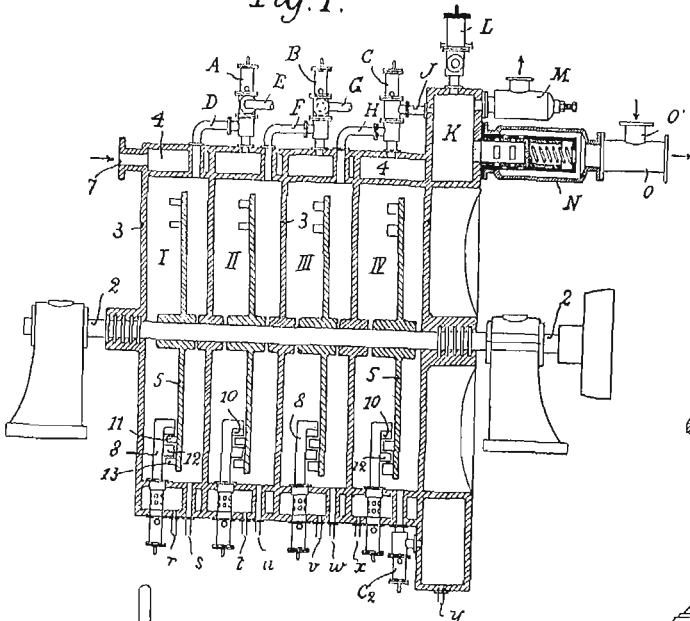


Fig. 2.

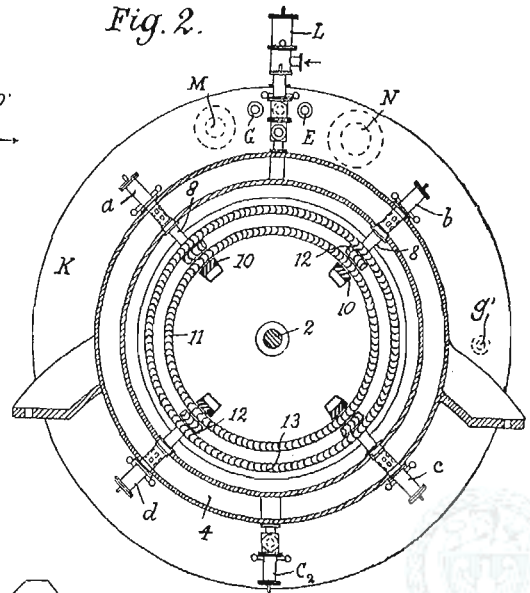


Fig. 4.

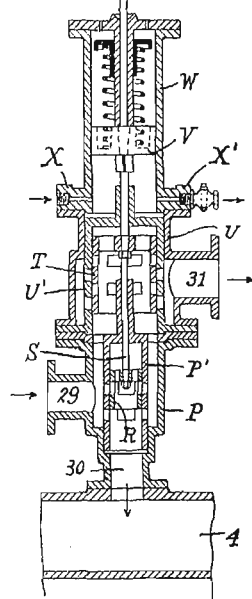
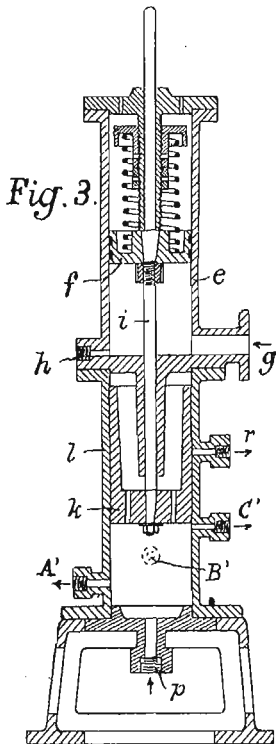


Fig. 6.

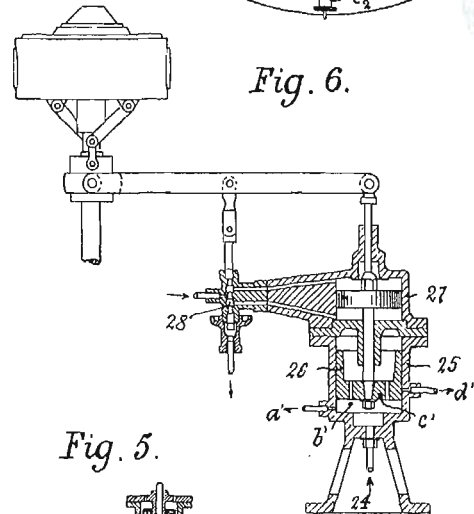
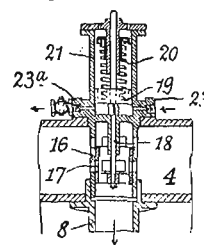


Fig. 5.



Rysunek 1.

zużywa większą ilość pary na jednostkę siły i czasu; wypuszcza więc na zużycie w fabrykacji większą ilość pary. Gdy ciśnienie pary w rurze wylotowej rośnie, wówczas automat przepuszcza parę na większą liczbę ko-

lub zwiększać liczbę obrotów, zapobiega temu jednak regulator obrotów, nastawiając większe lub mniejsze początkowe ciśnienie pary pracującej. Automatyczny regulator przeciwcisnienia stanowią w danym przykła-

dzie dwa cylindry z tłokami na wspólnym trzonie. W jednym z cylindrów (parowym Fig. 3 e), działa ciśnienie pary wychodzącej z turbiny na jedną stronę tłoka a na drugą jego stronę działa powietrze i sprężyna. W drugim cylindrze, (olejnym *d*) znajduje się zrównoważony suwak tłokowy o niewielkim skoku. Cylinder ten wypełniony jest olejem pod ciśnieniem kilku atmosfer, wytworzonym specjalną pompką poruszaną od wału turbinowego. Suwak rozdziela olej w jednym kierunku do jednego wylotu *r*, w drugim zaś kierunku do trzech wylotów *A*, *B*, *C* kolejno, przynymając je lub otwierając. Przy komorach turbinowych znajdują się na zewnątrz zrównoważone wentyle parowe, stawidłowe fig. 5, mające na końcu trzonu tłoczki 19 do automatycznego ich otwierania i zamykania. Z jednej strony tych tłoczków działa powietrze i sprężyna, z drugiej ciśnienie oleju. Przy pierwszej komorze turbinowej jest jeden wentyl stawidłowy do wpuszczania świeżej pary na pierwsze koło i jeden do wypuszczania pary wylotowej na drugie koło łopatkowe. Przy drugiej komorze jest jeden wentyl stawidłowy do wpuszczania świeżej pary wprost na drugie koło i jeden do wypuszczania pary na trzecie koło łopatkowe. Na trzeciej komorze jest tylko jeden wentyl stawidłowy do wpuszczania świeżej pary wprost na trzecie koło łopatkowe. Wylot pary jest otwarty.

Połączenia rurowe olejne między regulatorem przeciwcisnienia i automatycznymi wentylami stawidłowymi są tak wykonane, że w chwili zmniejszania się ciśnienia w rurze wylotowej turbiny, przesuwają się tłoki parowe pod ciśnieniem sprężyny, wskutek czego odkrywają się w cylindrze olejnym pierwszy wylot, z którego wypływa olej i przynyma w pierwszej komorze turbinowej wlot i wylot pary, otwierając jednocześnie wlot świeżej pary do drugiej komory. Przy dalszym przesunięciu się tłoczka parowego w tym samym kierunku w regulatorze przeciwcisnienia (fig. 3) odsłoni się następny wylot oleju i przez to zamkną się wentyle stawidłowe dla wlotu i wylotu pary przy drugiej komorze, a jednocześnie otworzy się wentyl przepuszczający świeżą parę wprost na trzecie koło łopatkowe. W chwili zwiększenia się ciśnienia pary w rurze wylotowej

turbiny, przesuwają się tłoczki parowe regulatora przeciwcisnienia w przeciwną stronę i wywołuje odwrotne działanie wentyli stawidłowych. Drugą swoją krawędzią przynyma lub odsłania suwak olejny jeden wylot, przepuszczający olej pod ciśnieniem na tłoczek automatycznego wentyla, umieszczonego na rurze wylotowej turbiny i służącego do przepuszczania świeżej pary o wysokim ciśnieniu wprost do rury o niskim ciśnieniu. Wentyl ten otwarty jest przed puszczeniem w ruch turbiny, dla napełnienia rury wylotowej do ciśnienia z góry oznaczonego; otwiera się również w wyjątkowym razie, gdy turbina pracuje z największą siłą i największym rozchodem pary na koniogodzinę i gdy mimo tego nie starczy pary wylotowej na potrzeby fabrykacyi.

Ta turbina przeciwpnęna może jako turbodynamomaszyna pracować sama na własną sieć przewodników, ponieważ we wszystkich kombinacjach rozchodu siły i pary wylotowej może się sama regulować. Mianowicie: 1) Jeżeli obciążenie wzrasta a rozchód pary maleje, to przeciwcisnienie rośnie a liczba obrotów maleje. Wówczas regulator obrotów zwiększy ciśnienie początkowe a regulator przeciwcisnienia zwiększy liczbę pracujących komórek turbinowych; wskutek tego wyrówna się liczba obrotów na normalną i zmniejszy się rozchód pary na koniogodzinę.

2) Jeżeli obciążenie maleje a rozchód pary wzrasta, to liczba obrotów wzrasta a przeciwcisnienie maleje. Wówczas regulator obrotów zmniejszy ciśnienie początkowe a regulator przeciwcisnienia zmniejszy liczbę pracujących komórek turbinowych; wskutek tego wyrówna się liczba obrotów na normalną i zwiększy się rozchód pary na koniogodzinę.

3) Jeżeli obciążenie wzrasta i rozchód pary wzrasta, to maleją i liczba obrotów i przeciwcisnienie. Wówczas regulator obrotów zwiększy ciśnienie początkowe a regulator przeciwcisnienia zmniejszy liczbę pracujących komórek turbinowych; wskutek tego wyrówna się liczba obrotów i zwiększy się rozchód pary na koniogodzinę.

4) Jeżeli obciążenie maleje i rozchód pary maleje, to wzrasta zarówno liczba obrotów jak i przeciwcisnienie. Wówczas regu-

lator obrotów zmniejszy początkowe ciśnienie a regulator przeciwcisnienia zwiększy liczbę pracujących komórek turbinowych; wskutek tego wyrówna się liczba obrotów i zmniejszy się rozchód pary na koniogodzinę.

Z powyższych przykładów widoczne jest, że taka turbina przeciwprężna pracuje zawsze z jednostajną liczbą obrotów i jednostajnem przeciwcisnieniem — a może zmieniać w jak najszerszych granicach zarówno wytwarzanie siły — jak i oddawanie pary wylotowej na zużycie jej w fabrykacji, w ilościach od siebie zupełnie niezależnych i tylko tak wielkich, jak wielkiem jest zapotrzebowanie tychże w każdej chwili. Z tego więc względu pracuje ona zupełnie bez strat zarówno na sile jak na parze — a sprawność zarówno turbiny samej, jak całego urządzenia jest wysoka, przewyższa bowiem kilkakrotnie sprawność wzmiankowanych na początku: zwykłej turbiny przeciwprężnej i turbiny paroupustnej.

Jak wielka jest korzyść z zastosowania takiej turbiny przeciwprężnej do pędzenia fabryki, niechaj wyjaśnią następujące cyfry z praktyki wzięte: Jeżeli fabryka zużywała przed zainstalowaniem turbiny przeciwprężnej przeciętnie 20.000 kg. pary nasyconej na godzinę — o ciśnieniu 5 atm. w kotle — to w komunikacji parowej, rozprawiającej parę do poszczególnych maszyn roboczych, miała ta para temperaturę niższą od temperatury nasycenia ( $157^{\circ}\text{C}$ . przy 5 atm. nadm. ciśn.). Po zainstalowaniu turbiny przeciwprężnej wchodzi do tejże komunikacji para również o ciśnieniu 5 atm. — lecz z temperaturą około  $240^{\circ}\text{C}$  — ponieważ do pędzenia turbiny używa się pary przegrzanej o wysokiem ciśnieniu, wychodząca więc z turbiny para jest jeszcze przegrzana. Wskutek stosunkowo wysokiej temperatury pary wylotowej zmniejsza się rozchód pary w fabrykacji o 28 do 33%. Fabrykacja zużywa więc po zainstalowaniu turbiny przeciwprężnej przeciętnie tylko 14.000 kg. pary na godzinę przy tejże wielkości produkcji co dawniej. Z tej ilości pary można wytworzyć za pomocą turbiny przeciwprężnej — jak wyżej opisana — około 600 koniogodzin. Siła ta, jest uzyskana prawie darmo. Ażeby móżd pędzić z taką korzyścią turbinę prze-

ciwprężną, trzeba wytworzyć parę, przeznaczoną na zużycie w fabrykacji, umyślnie o wysokiem ciśnieniu i wysokiem przegrzaniu, aby z danego spadku ciśnienia i temperatury wytwarzać siłę. Dla wytworzenia pary o ciśnieniu 15 atm. w kotle i temperaturze  $350^{\circ}\text{C}$ , trzeba spalić pod kotłem tylko około 10% więcej węgla ponad to, co się spaliło do wytworzenia pary nasyconej o 5 atm. ciśnienia w kotle. Na wytworzenie 100 kg. pary nasyconej o ciśnieniu 5 atm. trzeba spalić węgla przeciętnie za Rb. 1,60 — w fabrycznym okręgu łódzkim. Przy pędzeniu fabryki bez turbiny przeciwprężnej wychodziło węgla na godzinę za  $1.60 \times 20 = \text{Rb. } 32.00$  na samą fabrykację. Rozchód pary na 500 konną maszynę parową z kondensacją wynosił  $500 \times 9 = 4500$  kg; koszt tej pary =  $4.5 \times 1.60 = \text{Rb. } 7.20$  na godzinę; razem więc z poprzednim =  $32.00 + 7.20 = \text{Rb. } 39.20$  na godz. Przy użyciu turbiny przeciwprężnej wychodzi pary na godzinę za  $1.60 \times 14 = \text{Rb. } 22.40$ . Zysk z tej pozycji wynosi Rb. 16,80 na godz. Dla pędzenia turbiny przeciwprężnej trzeba z tego jednak wydać na podwyższenie z 5 na 15 atm. i na przegrzanie pary dla 14000 kg. = Rb. 2.30 na godzinę; pozostanie więc zysk = Rb. 14,50 na godz. — Za owe Rb. 2,30 osiągnie się jednak 600 koni siły na godzinę. Koszt własny wytworzenia siły jednej koniogodziny w elektrowni fabrycznej zapomocą turbiny lub maszyny parowej, pracującej parą przegrzaną i z kondensacją, wynosi 2 do 2.5 kop. — Licząc tylko po 2 kop. koniogodzinę, przedstawia siła 600 koniogodzin — wartość Rb. 12,00 na godzinę. Łącznie z poprzednim zyskiem, wynikającym pośrednio z instalacji turbiny, zyskuje się na zastosowaniu turbiny przeciwprężnej w fabryce, zużywającej do swej fabrykacji na godzinę przeciętnie 14000 kg. pary o ciśnieniu 5 atm, i temper.  $240^{\circ}\text{C}$ . — przeciętnie Rb. 26.50 na godzinę. Zysk ten, pokrywa w ciągu niespełna jednego roku koszty przeróbki całego napędu fabrycznego ze zwykłego mechanicznego na elektryczny — oraz instalację takiej turbiny przeciwprężnej, która niezależnie i bez strat pracuje.

Oprócz tego, w fabrykach takich, jak farbiarnie, blicharnie, fabryki barwników, cukrownie, papiernie i t. p. potrzeba wielkich ilości wody do fabrykacji; zapasu tej

wody nie uszczupla więc pędzenie turbiny parowej przeciwpiężnej, ponieważ pracuje ona bez kondensacji; stąd wynika również znaczna korzyść dla danej fabryki.

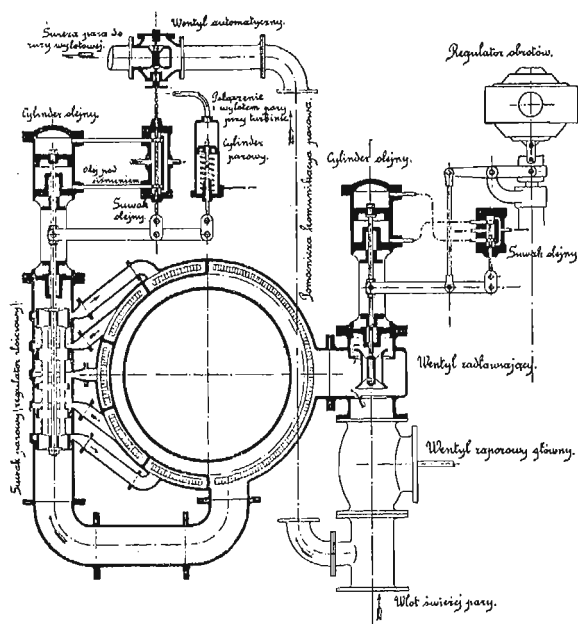
#### IV. Turbina parowa przeciwpiężna o stałej liczbie pracujących kół łopatkowych.

Zadaniem tej turbiny jest jak największe wyzyskanie energii z pary przeznaczonej do zużycia w takich fabrykach, w których potrzebna jest napędna siła elektryczna i jednocześnie para o niskim ciśnieniu do suszenia, gotowania, naparzania i t. p. w wielkich ilościach zmiennych. Turbina ta buduje się jako turbodynamomaszyna, odpowiadająca wielkością swoją największej ilości pary, mającej zużywać się na godzinę w fabrykacji, przy danym spadku ciśnienia i temperatury pary. Przez turbinę tę, przechodzi zawsze tylko tyle pary, ile jej się zużywa w fabrykacji — więc ilość zmienna. Ponieważ ta turbina pracuje zawsze z jak największym rozchodem pary na koniogodzinę, więc i wytworzona siła jest proporcjonalnie zmienna. Z tego względu nie może ta turbodynamo pracować samodzielnie na własną sieć przewodników elektrycznych, tylko równolegle z inną maszyną, która wytwarza prąd niezależnie, pracując z kondensacją i która może w danych momentach wytwarzać mniej siły, w których ta turbodynamo przeciwpiężna wytwarza jej więcej — i odwrotnie.

Regulacja tej turbiny przeciwpiężnej jest kombinacją regulacji ilościowej i jakościowej dla podtrzymywania stałej liczby obrotów i stałego przeciwcisnienia przy zmiennej ilości pary, przechodzącej przez turbinę i wytworzonej proporcjonalnie zmiennej ilości siły.

Konstrukcja turbiny samej może być każdego ze znanych ustrojów. W danym przykładzie jest to turbina ośna o trzech stopniowaniach ciśnienia pary, z cząstkowym — względnie pełnym obszarem wlotu; każde z trzech kół łopatkowych wiruje w oddzielnej komorze i strumienie pary pracującej przelatują zawsze przez wszystkie trzy koła. Koła łopatkowe są różnej średnicy. Od strony wlotu pary jest koło mające najmniejszą średnicę, od strony zaś wylotu największą; załączony rys. 5 przedstawia schematycznie cały mechanizm stawidłowy. Wszystkie para wchodząca do turbiny, podlega wpływowi regulatora obrotów przez przydławianie, które dopiero wówczas następuje, gdy turbina przekracza normalną liczbę obrotów o 5%. Obszar

wlotu pary na pierwsze koło łopatkowe podzielony jest na kilka części n. p. na siedm (a rys. 5. na sześć). Jedną, największą część, odpowiadającą najmniej szej ilości pary zużywanej zawsze w fabrykacji, jest stale otwarta dla przelotu pary. Reszta obszaru wlotu, zamknięta, podzielona w danym razie na sześć równych części (na rys. 5. na pięć), podlega regulatorowi ilościowemu, działającemu pod wpływem przeciwcisnie-



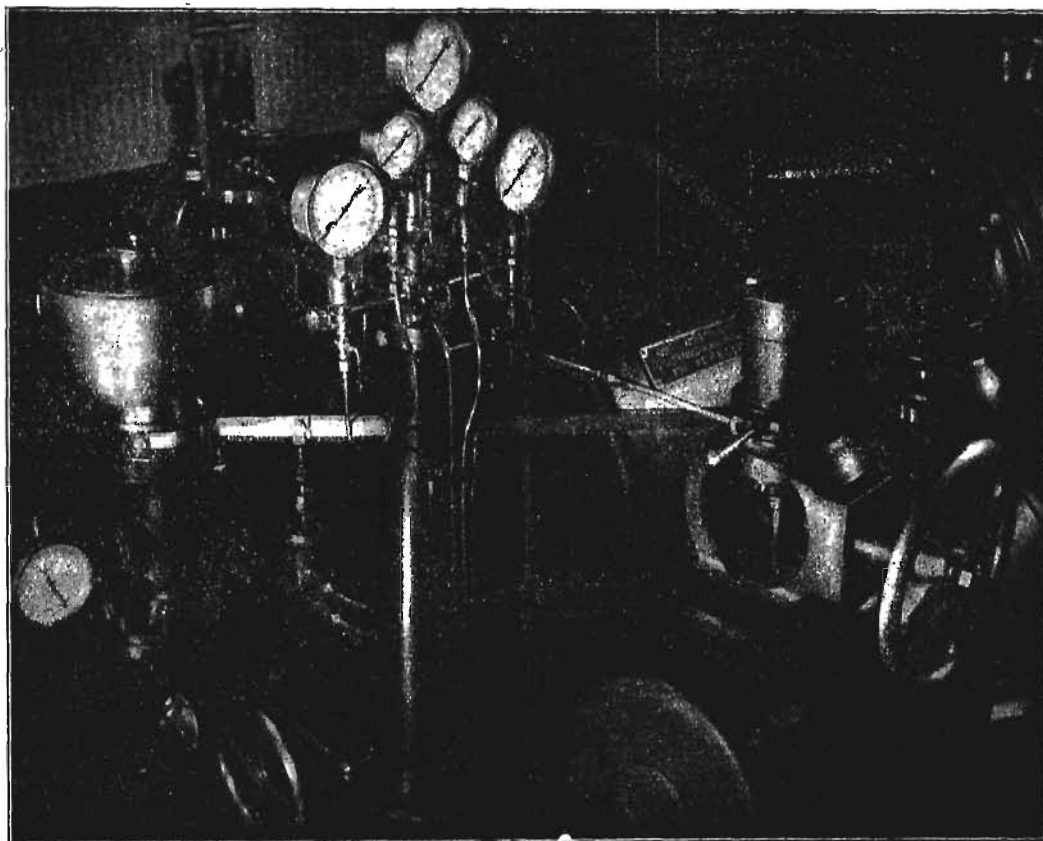
Rysunek 5.

nia. Gdy zapotrzebowanie pary w fabrykacji wzrasta, to maleje przeciwcisnienie w rurze wylotowej za turbiną. Wówczas regulator ilościowy otwiera automatycznie jedną lub więcej przegródek zamkniętego obszaru wlotu, dopóki ciśnienie końcowe nie osiągnie normalnej wysokości — i naodwrot, gdy przeciwcisnienie rośnie, wskutek małego zużycia pary w fabrykacji, to zamyka się dopływ pary do tych przegródek po kolei. Gdy po zamknięciu tych sześciu przegródek nie zmniejszałoby się ciśnienie końcowe, t. j. gdyby w fabrykacji zużywano mniej pary niż przewidziane minimum, dla którego turbina zbudowana, wtedy turbina usiłowałaby

prędzej się obracać — wskutek czego regulator obrotów zmniejszyłby początkowe ciśnienie w turbinie i przez to zmniejszałaby się chyżość pary przechodzącej przez turbinę, względnie — wychodziłoby z niej mniej pary.

Regulator ilościowy składa się z dwu mechanizmów, wzajemnie na siebie działających. Pierwszy z nich, to cylinder parowy z tłoczkiem, o małym skoku, na który to tłoczek działa z jednej strony ciśnienie pary z komory wylotowej na turbinę — a z drugiej strony równoważy je sprężyna i ciśnie-

wlotu — tak, że obszar wlotu pary powiększa się o jedną, dwie, trzy i t. d. przegródki aż do pełnego obszaru wlotu — lub zmniejsza się stopniowo. Pod wpływem regulatora ilościowego znajduje się także wentyl automatyczny, przepuszczający parę świeżą o wysokim ciśnieniu z przed turbiny do rury wylotowej za turbiną, jedynie w dwóch następujących wypadkach: 1) Dla napełnienia komunikacji pary niskiego ciśnienia przed puszczeniem w ruch turbiny — i 2) gdy nie wystarcza dla potrzeb fabrykacji ta ilość



Rysunek 6.

nie powietrza. Trzonem tego tłoczka i dźwignią, łączącą obydwa mechanizmy regulatora ilościowego, porusza się zrównoważony suwak do przepuszczania oleju pod ciśnieniem kilku atmosfer nad tłoczek lub pod tłoczek drugiego mechanizmu, składającego się z cylindra olejowego z tłoczkiem o większym skoku, i suwaka parowego tłoczkowego zrównoważonego, poruszanego trzonem tłoczka olejowego. Suwak parowy przepuszcza wieloma krawędziami swojemi parę kolejno do każdej przegródki zamkniętego obszaru

pary, która przechodzi przez turbinę przy zupełnie otwartych wszystkich częściach obszaru wlotu. Zapomocą więc opisanych mechanizmów regulujących i wspólnego ich oddziaływania na początkowe i końcowe ciśnienie pary, utrzymuje się w danej stałej mierze zarówno liczba obrotów turbiny — jak i przeciwcisnienia.

Sprawność cieplna tej turbiny przeciwprężnej dochodzi do najwyższego stopnia swojej wartości — sięgając 80%. Turbiny parowe przeciwprężne są zatem

najlepszymi sinikami cieplnymi, dotychczas znanymi.

Sprawność cieplna turbiny przeciwprężnej tego typu, ze stawidłem wyżej opisanem, pracującej w Pabjanicach od połowy 1910 r., mającej 900 koni siły przy 3000 obrotach na min. o ustroju kół łopatkowych syst. Zoelly, zbudowanej w Zgorzelicy (Görlitz) przedstawia się w rzeczywistości jak następuje: Początkowe ciśnienie pary = 15 atm. absol. ciśn.; początkowa temperatura pary = 340° C, końcowe ciśnienie pary = 6 atm. abs.; końcowa temperatura pary = 250° C. Podług powyższych danych i tabeli Molliera, wynosi ilość ciepła wchodzącego do turbiny w 1 kg. pary = 748 kaloryi, ilość ciepła wychodzącego z turbiny w 1 kg. pary = 708 kaloryi; na pracę zamienia się więc teoretycznie  $(748 - 708) = 40$  kaloryi z 1 kg. pary. Zważywszy, że kalorya = 427 mkg. — siła 1 konia zaś = 75 mkg. na sek. — to 1 koniogo-

dzina =  $75 \times 3600 = 270000$  mkg. Ilość ta, przeliczona na ciepło, daje  $\frac{270000}{427} = 632$  kaloryi; czyli 632 kalorye odpowiadają sile 1 koniogodziny. Z 1 kg. pary powinno więc wytworzyć się teoretycznie  $\frac{40}{632} = 0,063$  konia rzecz w warunkach powyżej przytoczonych, — albo dla wytworzenia 1 koniogodziny powinno się zużyć teoretycznie:  $\frac{1}{0,063} = 15,8$  kg. pary. W rzeczywistości wytwarza ta turbina z 16000 kg. pary na godzinę 800 koniogodzin, — czyli na 1 koniogodzinę przechodzi przez nią 20 kg. pary; w stosunku do teoretycznej ilości jest to  $\frac{15,8}{20} = 0,79$ , czyli turbina ta zamienia, przy danem obciążeniu, 79% ciepła na pracę.

Turbina ta przedstawiona jest na rysunku 6, strona 13.