

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. W. Chrzanowski. Nowoczesne turbiny parowe. — J. Obrąpalski, inż. Kilka uwag w sprawie elektryfikacji Polski. KRONIKA TECHNICZNA. Ruch kotła wysokoprężnego w fabryce celulozy. — Wyniki i doświadczenia w ruchu z kotłem Atmos. — Usprawnienie starszych siłowni. — Pienienie się wody w kotle. — Przewrót do mierzenia ilości tlenu zawartego w wodzie zasilającej. — Nowa wielka siłownia włoska. — ROZPORZĄDZENIA URZĘDOWE: Ochrona prawna inżynierów rewidentów Stowarzyszenia Dozoru Kotłów. — PRZEGLĄD WYTW. RCZOŚCI: Société Générale d'Evaporation.

SOMMAIRE: Prof. W. Chrzanowski. Les turbines à vapeur d'aujourd'hui. — J. Obrąpalski, ing. Sur l'électrification en Pologne. — CHRONIQUE: Une chaudière de très haute pression en conditions de marche. — Les expériences avec une chaudière Atmos. L'amélioration du rendement des centrales. — Les effets de „foaming” et „priming”. — Un appareil pour contrôler la quantité d'oxygène dans l'eau d'alimentation. — La construction d'une grande centrale électrique en Italie. — D CRÉTS OFFICIELS: Le protection des ingénieurs des Sociétés pour la Surveillance des Chaudières à vapeur. NOUVEAUX APPAREILS et PROCÉDÉS: Société Générale d'Evaporation.

Prof. Dr. inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI.

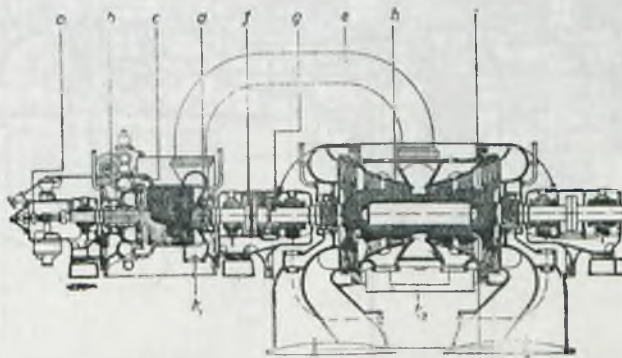
NOWOCZESNE TURBINY PAROWE.

(por. *Technika Ciepłna*, 1928, str. 155).

W ostatnim czasie *Tow. A. E. G.* w Berlinie 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 turbogeneratorów o wielkiej mocy. Cel ten chce wytwórnia osiągnąć w pewnych budowlanych już typach przez 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 pary

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 kadłuba niskoprężnego *h*. W ostatnim para posiada dwukierunkowy przepływ, a łopatki, umieszczone w przeważnej części na bębnie, są systemu reakcyjnego. Przepływ pary w części niskoprężnej jest korzystny, nie uniknięto jednak 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 turbin; — turbina po-

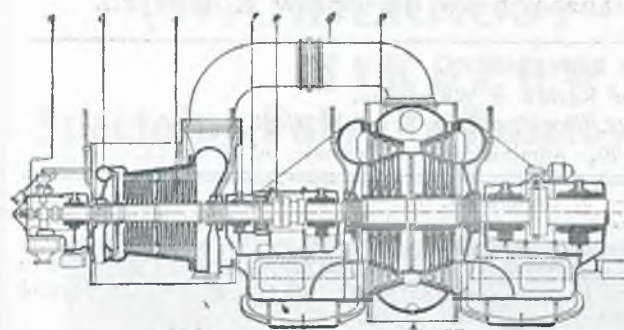


Rys. 57. Dwukadłubowa turbina kondensacyjna *Tow. A. E. G.* o mocy 30.000 kW przy $n = 3.000$ obr/min.

siada tylko jedno klockowe łożo stopowe umieszczone w pobliżu sprzęgła *f*. W miejscach *k*₁ i *k*₂ 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 tur-

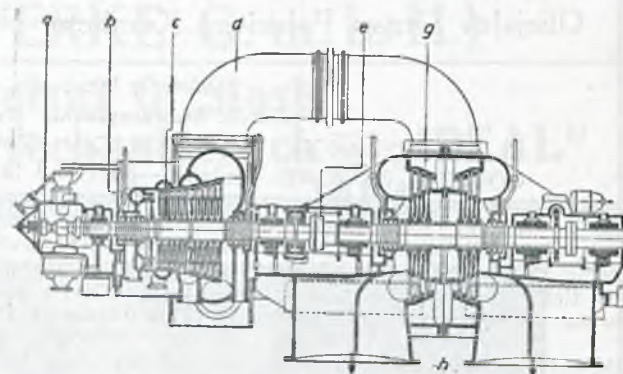
binę dwukadłubową przedstawioną na rys. 58. Cylinder wysokoprężny *c*, posiadający koło Curtis'a i około 10 stopni akcyjnych, których wirniki są ze względu na większą ich średnicę osobno nasadzone na wał, mało różni się od budowy uwidocznionej na rys. 57, natomiast konstrukcja



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.

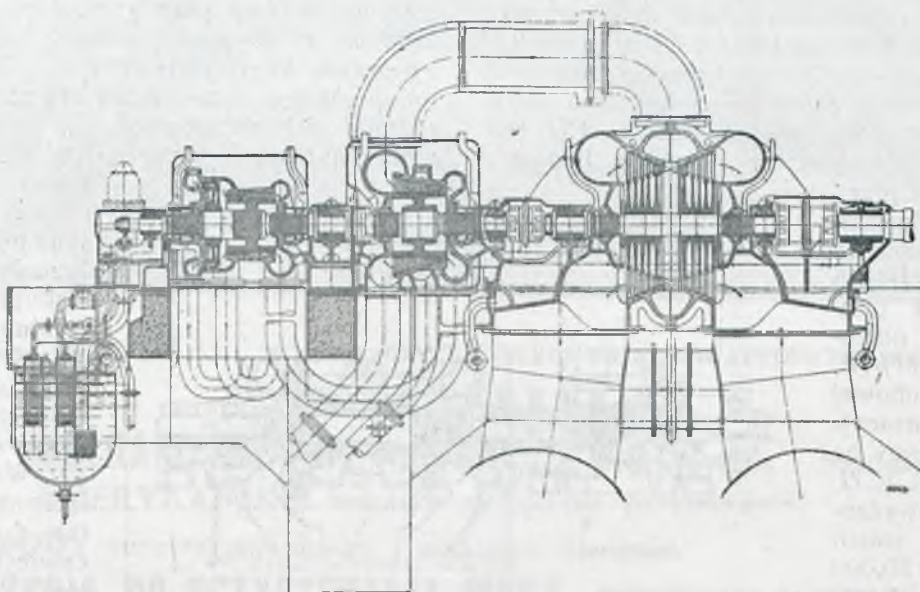
cylindra niskoprężnego różni się zasadniczo, bo wielostopniowy bęben zastąpiono trzema reakcyjnymi stopniami ciśnienia, umieszczonymi na 6 tarczach wirnikowych o przeciwnieprzemyśle pary. Przez taką zmianę, oraz przez wykonanie korpusu łożysk z jednego kawałka

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 się z powodu nadmiernego zdzierania się łopatek



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

niskoprężnych. Ponieważ dobra sprawność turbiny kondensacyjnej, jak poprzednio zaznaczono, zależy przede wszystkim od dobrej sprawności jej części niskoprężnej, przeto przypuszczać należy, że rozprężanie pary w cylindrze wysokoprężnym turbiny rys. 58 odbywa się do znacznie



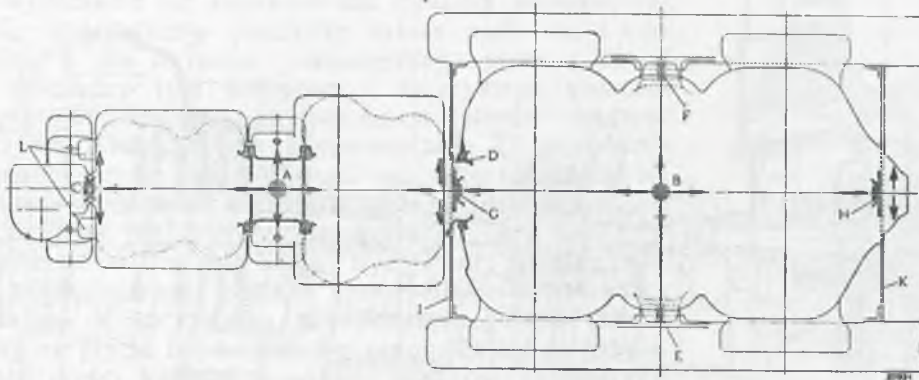
Rys. 60. Turbina trójkadłubowa fabryki Brown-Boveri, o mocy od 20.000 kW do 30.000 kW przy $n = 3.000$ obr/min

z połową cylindra niskoprężnego osiągnięto znaczne skrócenie turbiny, czyli znacznie mniejsze zużycie materiału, czyli poważne potanie turbiny. Zastąpienie bębna tarczami wirnikowymi jest przy powiększeniu ilości pary przepływającej nieuniknione, lecz można wyrazić uzasadnioną

niższego ciśnienia niż w cylindrze wysokoprężnym turbiny rys. 57; — przypuszczalnie za 5-tym stopniem akcyjnym rys. 58 panuje to samo ciśnienie pary, z jakim para uchodzi z cylindra wysokoprężnego turbiny rys. 57. Stawiając sobie za cel znaczne zmniejszenie kosztów wytwór-

czych silnika, konstruktor musiał zmniejszyć liczbę 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 wprowadzo-

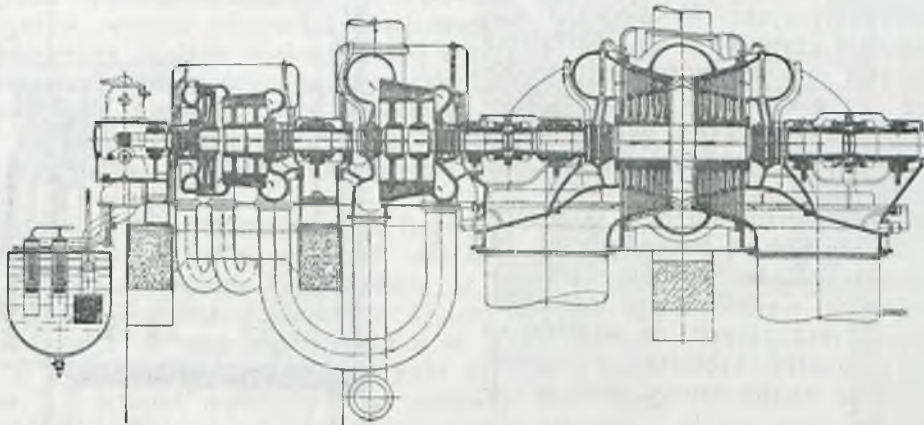
na rys. 59, a stosowanego przez Tow. A. E. G dla mocy 80000 kW przy $n = 1500 \text{ obr/min}$. Cylinder wysokoprężny posiada 14 stopni akcyjnych, cylinder niskoprężny 4 stopnie reakcyjne o przeciwnieprzewodnym przepływie pary. Zastosowanie pierwszego wirnika akcyjnego o większej średnicy zamiast koła Curtis'a ma tutaj na celu zwiększenie sprawności turbiny przy całko-



Rys. 61.

ne 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 najnowszy wysiłek konstruktorski, przeto należy odczekać wyników praktyki, mianowicie *co do niezawodności generatora elektrycznego* o tak

witem obciążeniu turbiny. Ponieważ jednak koło Curtis'a jako stopień regulacyjny daje bardzo 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

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

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

Bardzo podobna do konstrukcji rys. 58 jest budowa dwukadłubowego typu, przedstawionego

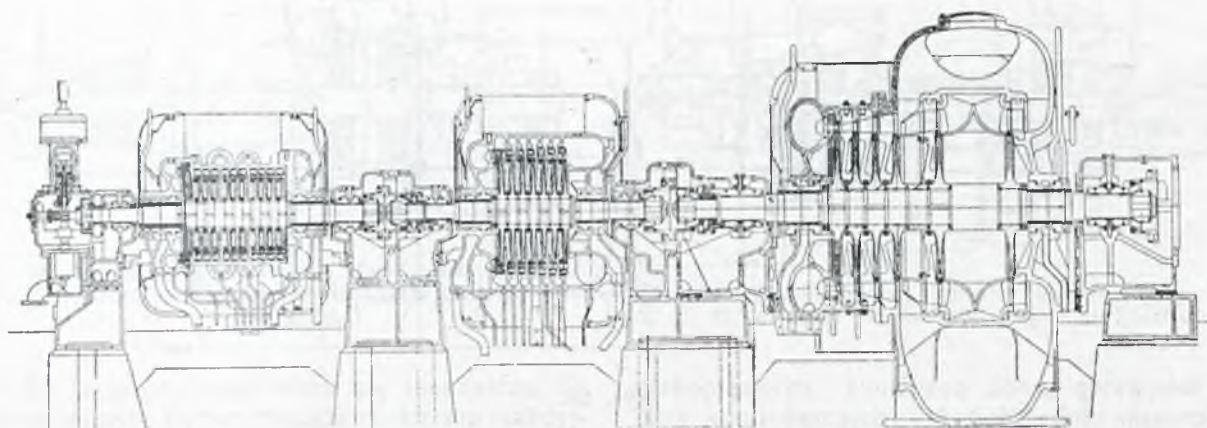
kadłuba turbiny; — jestto bardzo ważne przy pracy z parą o wysokim ciśnieniu, które stosuje się przy wielkiej mocy silnika. W budowie turbiny rys. 59 króćce, przez które odpływa para z cylindra wysokoprężnego, nie są tak daleko nasunięte na kadłub, jak na rys. 58; — zmiana ta, powodująca wprowadzenie pewnego wydłużenia turbiny, jest bezwątpienia korzystna dla sprawności

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

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.

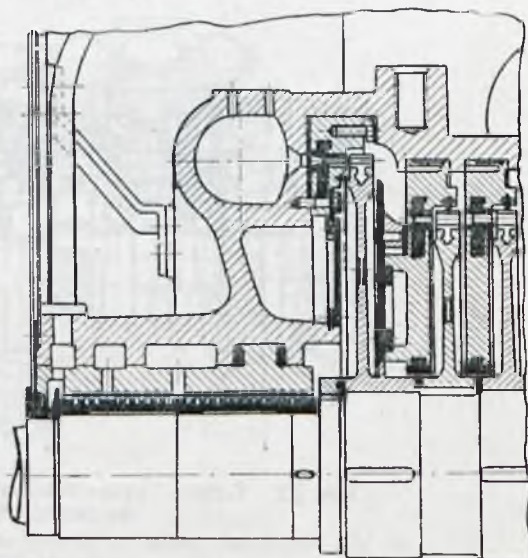


Rys. 63. Trójkadłubowa turbina kondensacyjna fabryki Skoda o mocy 10.000 kW przy $n = 3.000$ obr/min.

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 sprawność, 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 turbogenerators, 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—i średnioprężny o mniejszych wymiarach, co jest nader ważne w turbinach reakcyjnych ze względu na małe 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,

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 nisko-



Rys. 64.

prężny zaopatrzony jest w osobne łożo nośno-stopowe, ponieważ wał jego łączy się z wałem średnioprężnym zapomocą elastycznego sprzęgła kłowego; — sprzęgło ostatniego rodzaju łączy wał turbiny z wałem generatora elektrycznego.

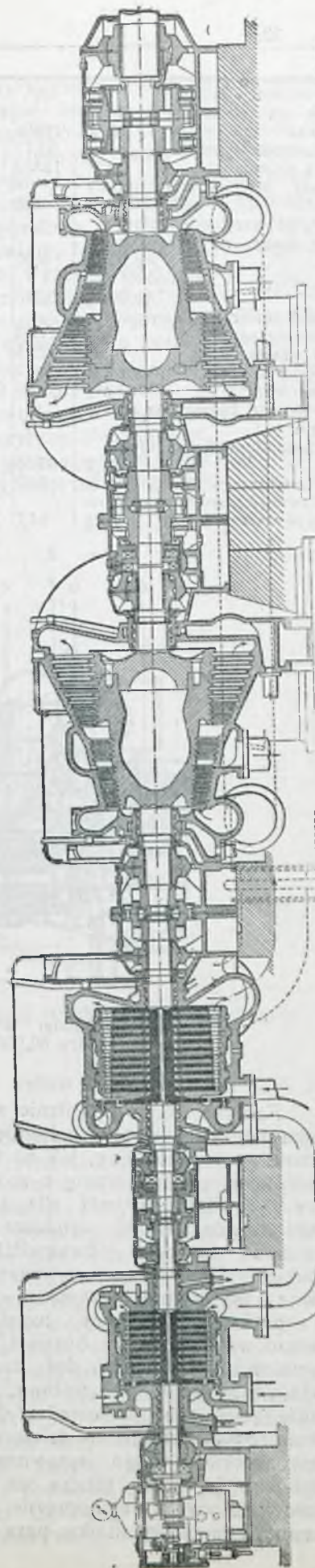
W turbinach kilkokałubowych trzeba szczególną uwagę zwrócić na umożliwienie swobodnego wydłużania się poszczególnych części silnika pod wpływem działania ciepła pary. Fabryka *Brown-Boveri* uzyskuje to w swej trójkadłubowej turbinie w sposób przedstawiony na rys. 61. Punktami stałymi silnika względem płyt fundamentowych jest punkt *A* przy łożu stopowem 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 przytwierdzające 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 regulujących 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 $n=1500 \text{ obr/min}$ (rys. 62), której używa ze względu na generator elektryczny. Z powodu zmniejszonej 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.

Trójkadłubowa turbina kondensacyjna firmy *Brown-Boveri* o mocy 10.000 kW przy $n = 3000 \text{ obr/min}$, 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 $n = 3000 \text{ obr/min}$ jest następująca: cylinder wysokoprężny—1 koło akcyjne o średnicy 1000 m/m i 11 stopni reakcyjnych o średnicy 690 m/m, czyli $\sum \mu^2 = 153670 \text{ m}^2/\text{s}^2$; — cylinder średnioprężny 12 stopni reakcyjnych o średnicy 820 m/m, czyli $\sum \mu^2 = 198770 \text{ m}^2/\text{s}^2$; — cylinder niskoprężny pięć podzielonych stopni reakcyjnych (10 wirników) o średnicach 1005 do 1225 m/m, czyli $\sum \mu^2 = 309350 \text{ m}^2/\text{s}^2$; — dla całej turbiny otrzymuje się $\sum \mu^2 = 661790 \text{ m}^2/\text{s}^2$.

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

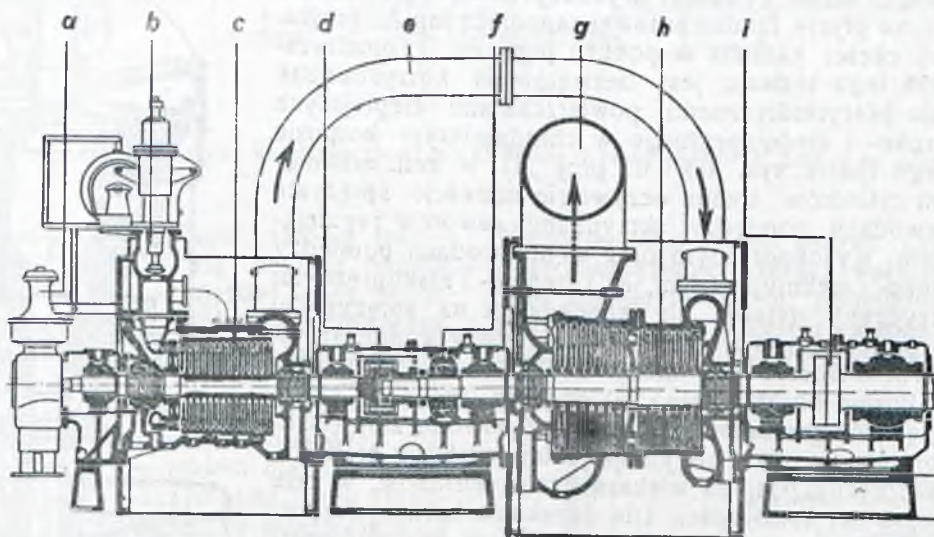
Z tabeli tej wynika, że sprawność tej trójkadłubowej turbiny jest bardzo wysoka; — w warunkach obecnych poprzednio scharakteryzowanych turbina trójkadłubowa dla tak niskiego ciśnienia pary dolotowej i dla tak niewielkiej mocy niema ze względu na wielkie jej koszty budowy racji bytu, a dziś dla opisanych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



Rys. 65. Czterokałubowa turbina kondensacyjna o potrójnym rozprężaniu pary budowy Stork—Pierwsza Brnńska o mocy 16.000 kW, $n = 3.000 \text{ obr/min}$, $p_1 = 32 \text{ atn}$, 400°C .

Obciążenie około	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
moc na zaciskach generatora kW	10866	7813	6498	2610
sprawnosc generatora %	95,72	94,9	94,17	88,75
moc na sprzęgle kW	11352	8232	6900	2941
straty mechaniczne turbiny kW	158	158	158	158
zużycie pary odnośnie:				
do mocy na sprzęgle kg/kWh	5,02	5,115	5,08	5,76
do mocy na zaciskach kg/kWh	5,245	5,39	5,397	6,492
Przed zaworem głównym:				
ciśnienie pary atn	11,43	11,47	11,4	11,79
temperatura pary $^{\circ}C$	323,5	327,7	332,3	335,6
próżnia w górnym króćcu wyłotowym atn	0,0908	0,0788	0,0716	0,0516
Sprawnosc turbiny na sprzęgle;				
a) termodynamiczna efekt. η_e %	83,55	79,95	79,1	66,4
b) termiczna η_t %	23,2	22,7	22,8	20,05
Sprawnosc termodynamiczna wewnetrzna η_i %	84,7	81,45	81	70

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 przestrzeń, 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 niepotrzebną, 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.



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, $400^{\circ}C$.

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, $375^{\circ}C$. Budowa tej turbiny jest podobna do typu dwukadłubowego (patrz rysunek 47), więc wykonanie jest kosztowne, bo cylinder wysoko — i średnioprężny posiada obrobione łopatki kierownicze osobno wstawiane, co oczywiście przy zastosowaniu w tych częściach dość dużej Σp 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

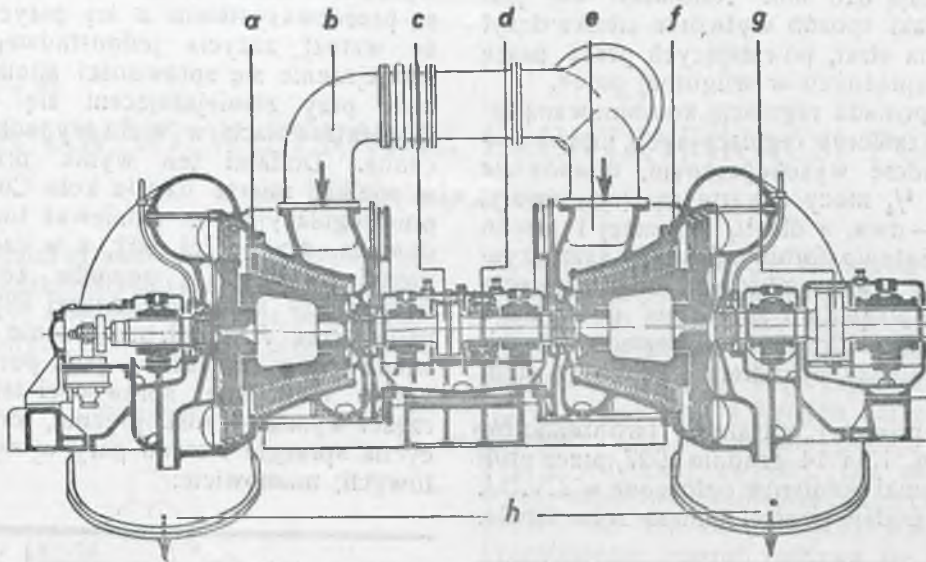
Ponieważ turbiny kilk kadłubowe fabryki Skoda posiadają akcyjną część wysoko — i średnioprężną, przeto ograniczenie liczby kadłubów, a zatem zmniejszenie kosztów budowy silnika, jest tutaj bez zmniejszania niezawodności jego biegu w wielu wypadkach możliwe, w których trzeba by uznać to za niedopuszczalne 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 wy-

soko — 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 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 mm i 9 stopni o średnicy 600 mm, $\Sigma p^2 = 91880 \text{ m}^2/\text{s}^2$; — średnioprężny cylinder — jeden stopień o średnicy 900 mm i 11 stopni o średnicy 800 mm, $\Sigma p^2 = 193760 \text{ m}^2/\text{s}^2$; — cylindry niskoprężne, do których dopływa para z cylindra średnioprężnego, pracują równolegle i posiadają po 23 stopnie reakcyjne o średnicach od 658 do 1200 mm, $\Sigma p^2 = 465000 \text{ m}^2/\text{s}^2$; — cała turbina posiada

wej, została tutaj uzyskana w wysokiej mierze przez zastosowanie bardzo dużej sumy Σp^2 , która jednak spowodowała kosztowną budowę czterokadłubowej turbiny, jeśli ze względu na większą niezawodność biegu niskoprężne kopatki reakcyjne umieszcza się na bębnach, wymagających dwóch cylindrów niskoprężnych. Chociaż ostatnie 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),



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

$\Sigma p^2 = 750640 \text{ m}^2/\text{s}^2$. Wyniki badań podaje poniżej umieszczona tabela.

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

Osiągnięta wysoka sprawność turbiny, pomimo większych strat w jej części wysokoprężnej z powodu wysokiego ciśnienia pary doloto-

zaopatrzonej 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 małym stopniem reakcyjności (5% do 15%) i posiadają tylko jedno kłockowe łóże stopowe. Cylinder wysokoprężny posiada obecnie już nieużywaną budowę z osobno wsta-

wianami 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 zbyt ciężkie, 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 zwinięte (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 średnio prężnym.

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 (ciepł. całk. podany według Mollier'a r. 1927)	prze- cięż- nienie	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{2}{6}$	$\frac{1}{4}$
Przed zaworem głównym:					
ciśnienie pary ata	33,6	33,6	34,1	34,1	34,1
temperatura „ °C	407,3	407	408,8	407,6	410,7
ciepł. całk. „ ciepł.	774,8	774,7	775,4	774,9	776,4
Przed średnioprężnym cylindrem:					
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
ciepł. całk. „ ciepł.	732,5	728	720	712,5	712,5
Przed niskoprężnymi cylindrami:					
ciśnienie pary ata	2,764	2,39	1,761	1,205	0,666
temperatura „ °C	138,8	130,4	116,1	101,2	98,2
przegrzanie „ °C	8,7	5	0,5	0,2	10,1
ciepł. całk. „ ciepł.	655,1	651,5	645,6	640	639,5
Ciśnienie pary przy koł. nierzu króćca wylotowego ata	0,027	0,0231	0,0184	0,01414	0,0136
ciepł. 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
Zużycie pary na 1 kW-godz;					
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
Efekt. sprawność termodynamiczna:					
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 wprawdzie trwale zachowanie sprawności turbiny, są przedewszystkiem 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 dółotowych, 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%

Niską sprawność części niskoprężnej przypisać należy przedewszystkiem 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 $n = 1500 \text{ obr/min}$ w dwukadłubowej turbinie (patrz rys. 58), 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 turbiny nie jest polecenia godne ze względu na nadmierne zdzieranie się łopatek przy pracy

z bardzo dużą prędkością pary. Oczywiście dążyć musimy 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 $n = 3000 \text{ obr/min}$, 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

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 $n = 3000 \text{ obr/miu}$ zbudowany przez Pierwszą Brzeńską Fabrykę, a uwidoczniiony na rys. 4 pracuje z ciśnieniem dolotowym 100 do 120 *atn* przy 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.

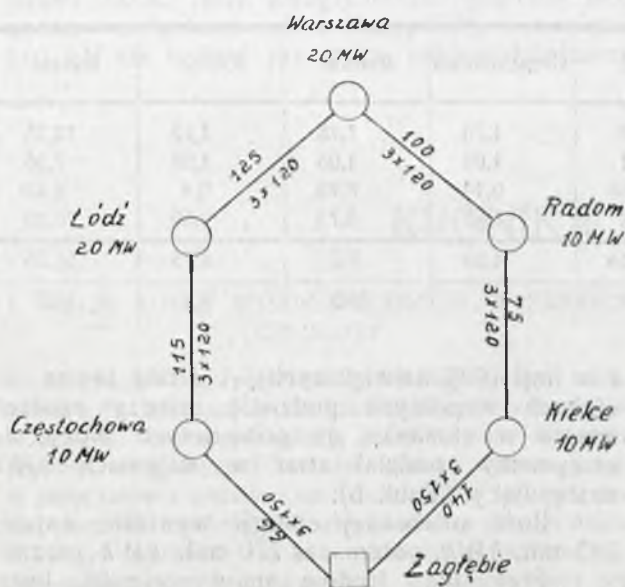
JAN OBRĄPAŁSKI, inż.

KILKA UWAG W SPRAWIE ELEKTRYFIKACJI POLSKI.

por. *Technika Ciepła*, 1928, str. 177.

W poprzednim artykule naszkicowałem schemat obliczenia kosztów przeniesienia energii z Zagłębia do Warszawy, obecnie zaś obliczę na zasadzie danych udzielonych mi łaskawie przez wielkie

na razie następujących: Warszawa 20 *mW*, Łódź 20 *mW*, Częstochowa 10 *mW*, Radom 10 *mW* i Kielce 10 *mW*, przy średnim $\cos \varphi = 0,8$; zakładam również, że moce powyższe wkrótce się podwoją, słupy więc zaprojektowane są od razu dla 2-ch linii, z których narazie jedna będzie założona. Dla porównania podaję również koszt linii pojedynczej zwykłej. Dla mocy początkowych najekonomiczniejsze napięcie leży w granicach od 100 do 150 *kV*, wybrano 110 *kV*. Przeniesienie energii odbywa się przy całkowitem wyzyskaniu przewodów, t. j. przy $\cos \varphi = 1$ u odbiorców, w tym celu w transformatorniach ustawione są synchroniczne kompensatory faz. Dla mocy powyższych i gęstości prądu 1,6 *A/kV/mm* oraz mając na względzie potrzebę czasowego przesyłania energii drogą ogólną, wybrano przekroje linii pojedynczych na przestrzeni Zagłębie — Częstochowa i Zagłębie — Kielce 150 *mm*² Cu, a na pozostałych odcinkach 120 *mm*² Cu. Odległość między słupami 230 m. Spadek napięcia wyniesie na przestrzeni Zagłębie — Warszawa w samej linii 9 — 10%, w transformatorach ok 4 %, czyli ogółem 13 — 14%. Koszt linii takich dla naszych stosunków obecnych wynosi za 1 *km* w tysiącach złotych. (Tab. 1):



Plan sieci 110 *kV*

Rys. 1.

firmy elektrotechniczne przybliżony koszt budowy i eksploatacji sieci 110 *kV* dostarczającej prąd dla obciążeń podstawowych ($T = 5500 \text{ g/r}$) większych miast środkowej Polski w ilościach mocy

TABELA 1.

przekrój	linja jednotorowa	linja na razie jednot.	linja dwutorowa
3 x 150	42	48	75,5
3 x 120	36,5	43,5	65,5