

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ: *Wiesław Chrzanowski.* — Spółczesne wielkie turbiny parowe (dok.) — *Czesław Kłóś.* — Materiały do projektowania i obliczania bezprzegubowych łuków parabolicznych (c. d.) — Inżynier polski Kazimierz St. Gzowski. — Wiadomości techniczne.
Z 6-ma rysunkami w tekście.

SPÓŁCZESNE WIELKIE TURBINY PAROWE.

Napisał Dr. inż. *Wiesław Chrzanowski.*

(Dokończenie do stronicy 331, w № 43 r. b.)

Rozwój budowy turbin typu III.

Turbina parowa, składająca się z kilku lub kilkunastu akcyjnych kół *Zoelly'ego* lub *Rateau'a* (rys. 19), była w roku 1914 mniej rozpowszechniona niż turbiny kombinowane, częściowo z tej przyczyny, że łopatki wirników niskoprężnych, w których para wilgotna posiada dużą prędkość, podlegały nadmiernemu zdzieraniu. Obecnie, po opanowaniu kwestji materiału łopatek, budują typ III nie tylko fabryki, które nigdy nie odstępowały od niego, lecz nawet i niektóre z tych, które dawniej budowały typ II, a to celem usunięcia strat, jakie powoduje koło *Curtis'a*, godząc się na wprowadzenie pary o wyższym ciśnieniu i wyższej temperaturze w typie III do osłony turbinowej.

Największe rozpowszechnienie znalazły wielostopniowe turbiny akcyjne *Zoelly'ego*, do których udoskonalenia przyczyniła się przede wszystkim fabryka *Escher, Wyss & Co.* w Zurychu. Budowane przez nią turbogeneratory o mocy 10 000 kW przy $n = 3000$ obr./min. posiadają 7 wirników, a agregaty o mocy 40 000 kW przy $n = 1500$ obr./min. — 10 wirników, z których pierwsze 7 posiadają średnicę 2000 mm, a trzy ostatnie średnicę 2800 mm. Silniki są więc krótkie, a wirniki biegać z wielką prędkością obwodową, skutkiem czego należy używać na poszczególne części materiału wyborowego.

W bardzo wielkiej jak na warunki europejskie, obecnie już częściowo wykończonej centrali elektrycznej w *Gennevilliers* pod Paryżem o mocy 200 000 kW ustawionych zostanie pięć turbogeneratorów powyższego typu po 40 000 kW, pracujących z liczbą obrotów $n = 1500$ obr./min., z ciśnieniem admissyjnym 22 atm. i 375° Cels., trzy dalsze zaś turbogeneratory o takiej samej mocy mają służyć jako maszyny zapasowe, lub też do powiększenia mocy maksymalnej centrali. Budowa tych silników została podzielona pomiędzy fabryki *Escher, Wyss & Co.* w Zurychu, *Schneider & Co.* w Creusot, i *La Société Alsacienne* w Belfort. Bliższych danych o budowie tych turbin nie opublikowano dotychczas, należy więc przypuszczać, że fabryki opanowały trudności budowy łopatek i wirników w sposób podobny do opisanego przy typie II.

Już poprzednio wspomniano, że fabryka amerykańska *General Electric Co.* buduje obecnie dla wielkiej mocy również wielostopniowe turbiny akcyjne. Ponieważ jednakże, prawdopodobnie z powodu obaw o trwałość materiału łopatek i wirników, używa wielkiej liczby stopni ciśnienia (tur-

bina o mocy 35 000 kW przy $n = 1500$ obr./min. posiada 22 wirniki), skutkiem czego długość turbiny jest wielka, z powodu zaś nie dzielenia ostatniego stopnia ciśnienia na dwa wirniki, długość łopatek ostatniego wirnika o średnicy około 3 m wynosi około 700 mm. Natomiast fabryka holenderska *Stork & Co.* w Hengelo przeprowadza w turbinach o mocy powyżej 6000 kW dzielenie ostatniego stopnia ciśnienia na dwa koła, przez co osiąga krótsze łopatki i mniejszą ich prędkość obwodową.

Z innych zmian, wprowadzonych obecnie w budowie typu III, zanotować należy przede wszystkim tę, że niektóre fabryki stosują, zamiast dawniej wyłącznie używanej regulacji jakościowej (dławienie pary admissyjnej bez zmiany stopnia zasilania), —

regulację ilościowo-jakościową przy użyciu kilku zaworów dławiających, pozwalającą zmianę stopnia zasilania pierwszego wirnika, co odbija się korzystnie na spotrzebowaniu pary przy zmniejszającym się obciążeniu silnika.

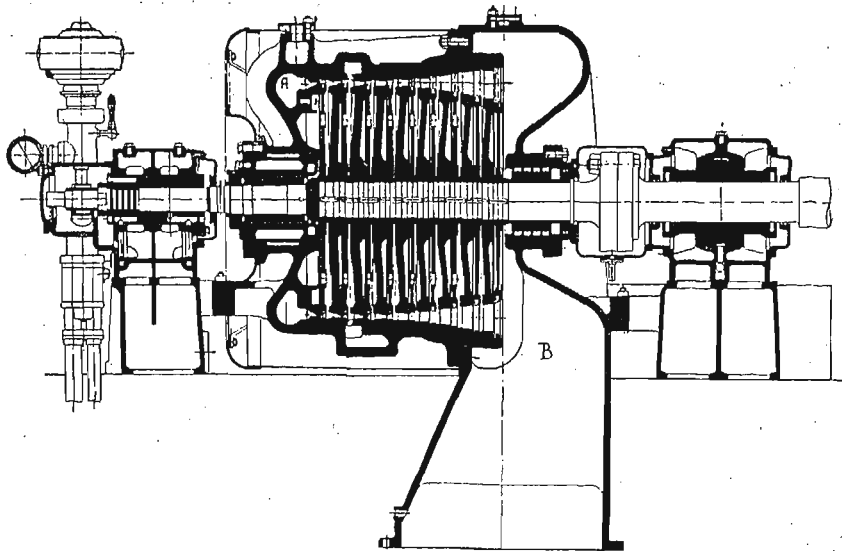
Rozwój wielkich turbin promieniowych.

W ostatnich latach zdobywała większe rozpowszechnienie turbina promieniowa o wielkiej mocy, zbudowana przez dwóch inżynierów szwedzkich *Ljungstroemów*, wykonywana zaś przez

Tow. Akc. Ljungstroem w Fispong pod Sztokholmem i przez znaną fabrykę francuską *Sautter-Harlé* w Paryżu.

Oprócz promieniowego zasilania i pracy z reakcją, cechą najcharakterystyczniejszą tej turbiny jest to, że kierownica nie jest nieruchomą, tylko biegać w kierunku przeciwnym do wirnika i wykonywać również pracę użyteczną; — turbina składa się więc tylko z dwóch wirników, przez których wieńce łopatkowe kolejno przepływa para, a które posiadają bieg przeciwbieżny.

Rys. 20 przedstawia turbinę *Ljungstroem'a* o mocy 1000 kW przy $n = 3000$ obr./min. Na końcach dwóch wałów są osadzone wirniki A_1 i A_2 , zaopatrzone w łopatki. Para świeża dopływa rurami D_1 i D_2 , przechodzącymi przez przestrzeń wylotową, i przez znajdujące się w piastach wirników otwory do wewnętrznego wieńca łopatkowego o najmniejszej średnicy, przytwierdzonego do wirnika A_1 , a po oddaniu w tym wieńcu pracy wykonywają w drugim wieńcu, przytwierdzonym do wirnika A_2 i t. d.; — w ostatnich czterech wieńcach niskoprężnych wysokość łopatek jest podzielona na dwie części (dla mocy 5000 kW przy $n = 3000$ obr./min. wysokość łopatek w ostatnich 6 wieńcach jest podzielona na 6 części). Do wirnika A_1 jest przytwierdzona



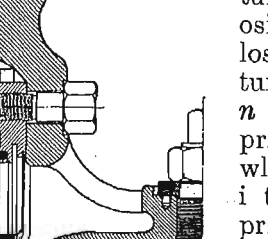
Rys. 19.

tarcza B_1 , do wirnika A_2 tarcza B_2 . Zadaniem tych dwóch tarcz ruchomych jest dokonywanie uszczelnienia względem nieruchomych tarcz C_1 i C_2 , celem odgraniczenia przestrzeni, napelnionej parą świeżą od przestrzeni wylotowej, oraz wyrównywanie nacisku w kierunku osiowym i odpowiednie osiowe ustawienie wirników. Rury E_1 i E_2 leżą w innej pł.

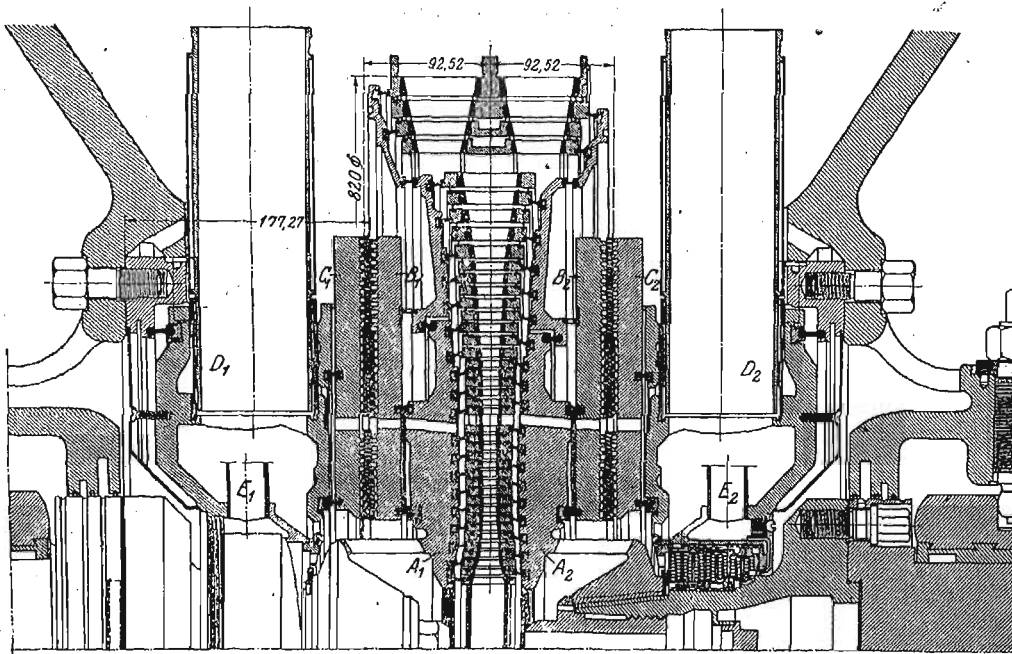
Przy większej mocy niż 5000 kW i $n = 3000$ obr./min. są naprężenia materiałów, wywołane działaniem sił odśrodkowych przy wielkich prędkościach obwodowych bardzo wielkie. Z tej przyczyny Ljungstroem stosuje w takich wypadkach typ kombinowany, składający się z turbiny promieniowej i osiowej w jednej osłonie, przedstawiony dla mocy 10 000 do 14 000 kW przy $n = 3000$ obr./min. na rys. 21. Para świeża dopływa tutaj 6 rurami *A*, zwór *B* działa w razie przeciążenia turbiny, wpuszczając parę do otworów *C*. Wysokość łopatek części promieniowej jest najpierw przedzielona na trzy części, a dalej na pięć części. Po opuszczeniu turbiny promieniowej, której zewnętrzny wieniec posiada prędkość obwodową około 140 m/sek., strumień pary dzieli się na dwie części, zasilając dwa akcyjne, osiowe wieńce łopatkowe *E*. Zapomocą podobnej konstrukcji można budować turbiny rozważanego typu przy mniejszej liczbie obrotów o mocy znacznie większej niż 15 000 kW.

W wykonaniu warsztatowym swej turbiny Ljungstroem zastosował w szerokiej mierze spawanie elektryczne i nawalcowywanie. Przedewszystkiem łopatki wirnikowe są zapomocą spawania połączone z ciekim pierścieniem (na rysunkach czarno zaznaczonym), a na wystającą jego część nawalcowuje się silny pierścień zewnętrzny. Ponieważ ostatni posiada dość dużą wytrzymałość, przeto wystarczy stosunko-

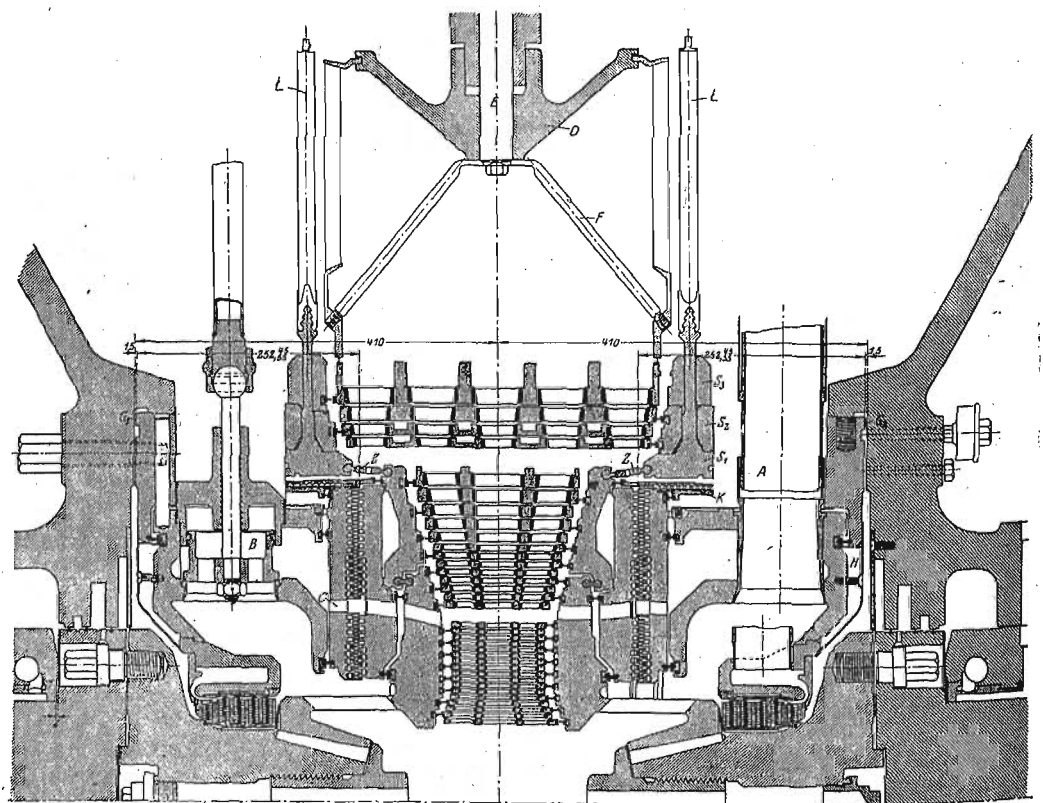
wo słabe jego połączenie z wirnikiem, dokonane również zapomocą nawalcowania jednej części na drugą. Ze względu na różnicę temperatur, panujących w poszczególnych częściach, wirniki turbiny, uwidocznionej na rys. 21, składają się z trzech części, połączonych ze sobą stosunkowo słabymi pierścieniami *Z* (nawalcowanie). Ponieważ część wysokoprężna turbiny jest zawsze reakcyjną, zasilaną na całym obwodzie, możliwa jest tylko regulacja *jakościowa* zapomocą dławienia pary admissyjnej.



Pod względem zużycia pary turbiny promieniowe *Ljungstroem'a* osiągają nie gorsze wyniki niż wielostopniowe turbiny osiowe, np. turbina o mocy 5000 kW przy $n = 3000$ obr./min. zużywała przy ciśnieniu pary przed zaworem wlotowym 13,82 atm. nadciśnien. i temperaturze $366,6^{\circ}$ Cels., przy przeciwpężności w rurze wylotowej 0,029 atm. abs. i przy obciążeniu turbogeneratora 5039 kW — 4,66 kg pary na 1 kW-godz., czyli wykazała termodynamiczny współczynnik sprawności 0,723 pomimo, że ciśnienie pary za zaworem wlotowym, więc przed pierwszym wieńcem łopatkowym wynosiło tylko 12,35 atm. nadciśn. i temperatura 334° Cels. Przy zmniejszeniu obciążenia zużycia pary wzrasta tutaj z powodu zastosowania regulacji jakościowej szybciej niż w turbinach, zaopatrzonych w regulację ilościowo-jakościową.



Rys 20.



Rys. 21.

Wnioski.

Streszczając rozważania, wypowiedziane w artykule niniejszym, można wypowiedzieć wniosek, że w następnych latach typy przedstawione na rys. 5, 7, 12, 13, 14, 15 i 16 znajdują w Europie największe rozpowszechnienie jako turbiny parowe o wielkiej mocy (ponad 3 000 kW) przy dużej liczbie obrotów. Po całkowitem opanowaniu kwestji materiału wirników i ich łopatek spodziewać się należy, że rolę dominującą odgrywać będą turbiny możliwie prostej konstrukcji i krótkiej budowy, więc typy, przedstawione na rys. 7, 12, 13 i 19.

W warunkach europejskich rzadko będzie zachodziła potrzeba budowy turbin o większej mocy niż 20 000 kW w jednym silniku, ponieważ centrale elektryczne o mocy powyżej 200 000 kW buduje się tylko w wyjątkowych wypadkach. A nawet wtedy inżynier europejski, budujący centralę, będzie poważnie zastanawiał się nad tem, czy może ustawić jednostki o mocy 40 000 do 60 000 kW, bez obawy narażenia centrali na zbyt poważne straty w razie jakiegos wypadku z jednym silnikiem.

MATERJAŁY DO PROJEKTOWANIA I OBLICZANIA BEZPRZEGUBOWYCH ŁUKÓW PARABOLICZNYCH¹⁾.

Podał dr. inż. Czesław Kłoś.

(Dalszy ciąg do str. 327, w № 43 r. b.)

Łuki żelbetowe.

Jeżeli pisać $fe = fe' = k_i bh$, można dla prostokątnego przekroju żelbetowego pisać:

$$\omega_s' = bh_s (1 + 2nk_i) = bh_s R_2 \quad (34^a)$$

Dla momentu bezwładności przy działaniu wszystkich części przekroju otrzymamy:

$$I_s = \frac{1}{12} bh_s^3 + 2nfe \left[\frac{h_s}{2} - a_s \right]^2 \quad (35)$$

Dla spóliczynnika sprężystości żelbetu otrzymamy:

$$E_s bh = E_b bh + 2fe E_{fe},$$

$$E_s bh = E_b bh \left[1 + 2k_1 \frac{E_{fe}}{E_b} \right] = E_b bh [1 + 2nk_1],$$

$$E_s = E_b [1 + 2nk_1] = R_2 E_b.$$

Na podstawie powyższego możemy, wprowadzając np. $n = 15$, ułożyć następującą tablicę I.

$fe = K_1 bh$	R_1	R_2	$\frac{2 R_1}{R_2} = r$	$\frac{1}{r} = 1 + \frac{45}{4} \frac{I}{\omega \cdot f^2}$	E_s t/m^2	$\alpha F_s = C_s$ $\alpha = 0,0000125$	$R_i \cdot R_1$
0,005 hh	0,08333	1,00	0,16667	$1 + 0,9375 \left(\frac{h_0}{f} \right)^2$	1400000	17,5 t/m^2	0,08333
bh	0,10979	1,15	0,19092	$1 + 1,0739 \left(\frac{h_0}{f} \right)^2$	1610000	20,1 "	0,126
0,012 bh	0,14683	1,36	0,21583	$1 + 1,21433 \left(\frac{h_0}{f} \right)^2$	1900000	23,8 "	0,200

Jeżeli podstawimy $\alpha_s = 0,08 h_s$, otrzymamy:

$$I_s = bh_s^3 (0,08333 + 0,3528 nk_i) \quad (35^a)$$

czyli podstawiając wartości w nawiasie $= R_1$

$$I_s = bh_s^3 R_1. \quad (36^b)$$

Dla momentu wytrzymałości otrzymamy:

$$W_s = \frac{2 I_s}{h_s} = 2 bh_s^2 \cdot R_1. \quad (36)$$

Dla długości promienia punktów rdzenia otrzymamy wreszcie:

$$rh_s = \frac{W_s}{\omega_s} = \frac{2bh^2}{bh} \frac{R_1}{R_2} = 2h_s \frac{R_1}{R_2} \quad (37)$$

t. j.

$$r = \frac{2R_1}{R_2}$$

Dla betonu, t. j. dla wypadku, w którym odsetek żelaza równa się zeru, otrzymamy:

$$\text{z równ. (34}^a) \quad R_2 = 1,$$

$$\text{z równ. (35}^a) \quad R_1 = \frac{1}{12},$$

zatem $r = 2 \cdot \frac{1}{12} = \frac{1}{6}$, czyli znaną relację dla prostokątnego przekroju materiału jednorodnego.

A. Przekrój w kluczu łuku.

I. Równomierny ciężar użytkowy na całej długości łuku.

Podstawiając dla I i ω wartości ze wzorów (34^a) i (35^a), możemy napisać:

$$\sigma_{g,d} = \frac{q}{b} \left(\frac{l}{f} \right)^2 \frac{1 \pm 1,875 \frac{h_0}{f}}{\frac{h_0}{f} \left[8 R_2 + 90 \left(\frac{h_0}{f} \right)^2 R_1 \right]}. \quad (38)$$

II. Ciężar własny.

$$\sigma_{g,d} = \frac{\gamma l^2}{f} \frac{1 \pm 1,875 \frac{h_0}{f}}{8 R_2 + 90 \left(\frac{h_0}{f} \right)^2 R_1}. \quad (39)$$

III. Wpływ zmiany temperatury.

$$\sigma_{g,d}^{\pm t} = 30 t C_s \frac{3 \left(\frac{h_0}{f} \right)^2 R_1 \mp \frac{1}{2} \frac{h_0}{f} R_2}{8 R_2 + 90 \left(\frac{h_0}{f} \right)^2 R_1}. \quad (40)$$

Dla żelbetu ma C_s znaczenie specjalne, zależne od wysokości odsetku żelaza.¹⁾

¹⁾ Porównaj tablicę.