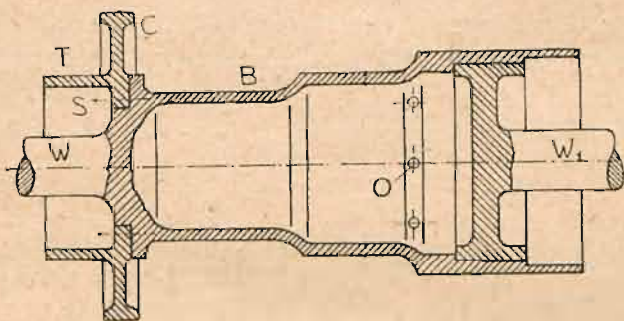


## § 39. Bębny.

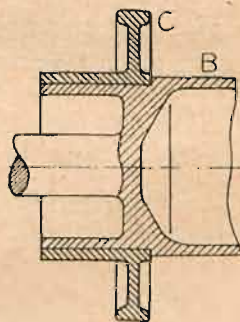
Bębny, używane w wielostopniowych turbinach reakcyjnych i kombinowanych z niskoprężną częścią reakcyjną, wykonywa się przy prędkości obwodowej  $u \leq 100$  m/sek. z żelaza zlewego, przy  $u = 100$  do 125 m/sek. ze stali zlewnej, a jedynie przy prędkościach  $u = 125$  do 150 m/sek. używa się stali niklowej. W celu uzyskania dobrego wyrównania mas obrabia się bębny całkowicie, nie tylko zewnątrz, lecz także i wewnątrz.

Przy budowie bębna turbinowego najtrudniejszym zagadnieniem konstrukcyjnym jest dobre połączenie bębna z wałem. Zwykle dokonywa się powyższego połączenia za pomocą skurczu, licząc na 1 metr średnicy około 1 mm skurczu. Po stronie niskoprężnej nie zachodzą przy wykonaniach tego rodzaju żadne trudności, natomiast po stronie wysokoprężnej połączenie czasem obluźnia się, z powodu nierównego wydłużania się poszczególnych części. Zachodzi to oczywiście najłatwiej przy parze przegrzanej, a przyczynia się do drgań wału, uniemożliwiających ruch turbogeneratora.

Aby zapobiedz powyższym trudnościom, wykonywa się w turbinach średniej wielkości wał  $W$  po stronie wysokoprężnej (rys. 126) razem z bębniem  $B$  z jednej części. Jest to konstrukcja dobra, lecz kosztowna. Po stronie niskoprężnej wkłada się bęben, rozgrzany za pomocą lamp gazowych, ze skurczem na wał  $W_1$ . Para dochodzi kilku otworami  $O$  do wnętrza bębna, przez co zapobiega się jego odkształceniu. Koło Curtis'a  $C$ ,



Rys. 126.



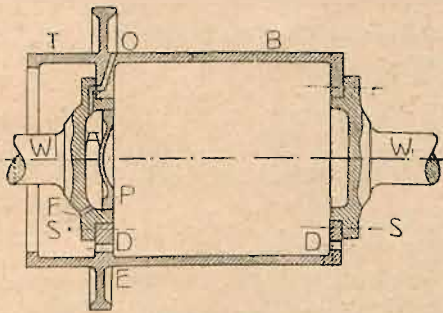
Rys. 127.

wykonane z tłokiem odciążającym  $T$  z jednej części, jest przyśrubowane do bębna za pomocą śrub  $S$ . Zamiast tego można także koło Curtis'a  $C$  włożyć na bęben  $B$  ze skurczem, według rys. 127. Konstrukcje tego rodzaju nie są odpowiednie przy większych średnicach bębna. Cienki stosunkowo wał  $W$  ostyga bowiem po odkuciu szybciej, niż ciężki bęben. Skutkiem tego łatwo powstają przy przejściu wału w ściankę bębna rysy, uniemożliwiające w ogóle użycie odkutej, kosztownej części. Dalsze wątpliwości mogą nasunąć się i z tego względu, że materiał bębna, podlegającego wysokim naprężeniom, jest mniej przekuty, niż wał.

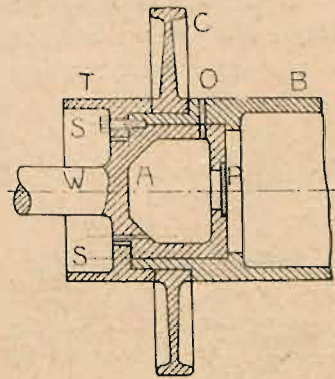
Połączenia skurczowe nie zawodzą w ruchu tylko wtedy, o ile na poszczególne części działa para o tej samej temperaturze. Trudności w tym względzie zachodzące starają się usunąć konstrukcje, uwidocznione na rys. 128 do 132. W budowie według rys. 128 tworzy bęben  $B$ , koło Curtis'a  $C$  i tłok odciążający  $T$  jedną całość, którą nasadzono ze skurczem na końce wałów. Połączenia są jeszcze ubezpieczone śrubami  $S$ . Kilka otworów  $D$  umożliwia przepływ pary od strony tłoka odciążającego do wylotu. Na bębni działa w okolicy  $E$  para o wysokiej temperaturze, skutkiem czego ta część bębna mogłaby się więcej wydłużać, niż czop końcowy wału  $W$ . Aby zapobiedz obluźnieniu się połącze-



nia skurczowego, wprowadza się parę o wysokiej temperaturze czterema otworami *O*, równomiernie na obwodzie rozmieszczonymi, do przestrzeni *A*. Ostatnia jest zamknięta pokrywą wprasowaną *P*, a odwodnienie jej uskutecznia otworek *F*. Po stronie niskoprężnej nie trzeba obawiać się o obluźnienie połączenia skurczowego, ponieważ na poszcze-



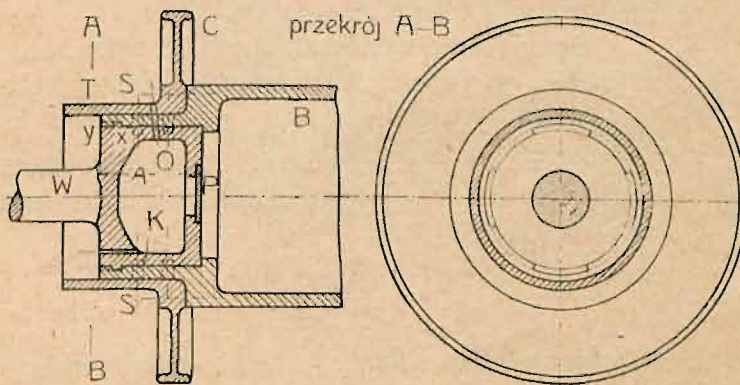
Rys. 128.



Rys. 129.

gólne części działa para o mniej więcej równej temperaturze. Czop wału *W*, może być więc otwarty.

Połączenie, pokazane na rys. 129, jest bardzo podobne do poprzednio omówionego. Bęben *B* nasadzono tutaj ze skurczem na koniec wału *W*, a po ostygnięciu nałożono koło *C* i tłok *T* także ze skurczem. Śruby *S* ubezpieczają połączenie. Do przestrzeni *A*, zamkniętej wprasowaną pokrywą *P*, dopływa para kilkoma otworkami *O*. Również rys. 130 przedstawia połączenie skurczowe bardzo podobne do poprzednich. Ubezpieczenia po-



Rys. 130.

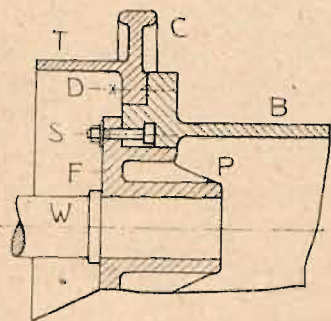
łączenia pomiędzy bębnem *B*, a wałem *W* dokonano tutaj za pomocą kilkunastu doszlifowanych kołków stożkowych *K*, a koło Curtisa'a *C* wraz z tłokiem odciażającym *T* przyśrubowano do bębna. Położenie wału *W* w bębnie *B* ustalono jeszcze za pomocą zamka *x*. Przy końcu bębna znajdują się wpustki *y*, przez które można włożyć występy *x*. Potem okręca się wał względem bębna, aby występy *x* chwytały za materiał bębna.

Przy wielkich średnicach bębna można według rys. 131 (konstrukcja fabryki Willans-Robinson) wprasować wał *W* w część *F*, wykonaną ze stali lanej, lub też nałożyć ją na

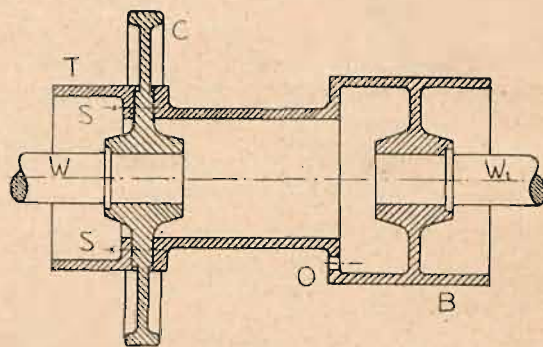


wał ze skurczem, a inne połączenia uskutecznić zapomocą śrub  $S$  względnie  $D$ . Ponieważ wewnątrz bębna znajduje się para o ciśnieniu wylotowym, połączenie piasty  $P$  z wałem  $W$  nie obluźnia się. Również wykonanie, uwidocznione na rys. 132, wymaga stosunkowo dużej średnicy bębna  $B$ , który z kołem Curtis'a  $C$  i tlokiem odciążającym  $T$  jest połączony śrubami  $S$ . Końce wałów  $W$  i  $W_1$  są wprasowane w piasty lub włożone ze skurczem.

Niektóre fabryki, np. Brush El. Eng. Comp., Sulzer i t. d., unikają zasadniczo połączeń skurczowych, a uskuteczniają połączenia zapomocą śrub dopasowanych, które wy-



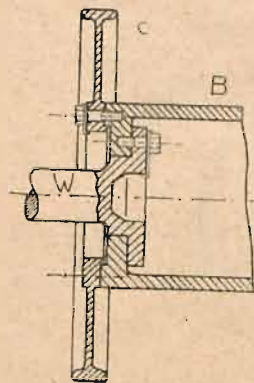
Rys. 131.



Rys. 132.

magają bardzo dokładnego wykonania. Konstrukcję Sulzera przedstawia rys. 133. Ubezpieczenia śrub dokonano zapomocą podkładek miedzianych.

Oprócz powyżej podanych konstrukcji egzystują najróżniejsze inne połączenia, oparte jednakże na tych samych zasadach. Wykonanie bębnow sprawia przedewszystkiem duże trudności przy wielkich wymiarach, które przeważnie zachodzą w turbinach okrętowych.



Rys. 133.

Sprawdzanie wyrównania mas przeprowadza się u bębnow najczęściej w sposób dynamiczny, czyli przy bębnie wirującym, co wymaga starannie obmyślanych przyrządów pomocniczych.

Obliczenie wytrzymałości bębna przeprowadza się w ten sposób, jak wieńca wirującego, mianowicie dopuszczalne naprężenie na rozciąganie wynosi:

$$k_{ru} = \frac{\gamma}{10g} \cdot u^2 \quad (143).$$

We wzorze tym oznacza:  $\gamma$  — ciężar właściwy materiału w  $kg/dm^3$ ;  $g = 9,81 m/sec^2$ ;  $u$  — prędkość obwodową średniej średnicy bębna w  $m/sec$ ; — więc przy  $\gamma = 7,8$  otrzymujemy:

$u = 50$	75	100	125	150	200 $m/sec$ ,
$k_{ru} = 200$	450	800	1250	1800	3200 $kg/cm^2$ .

Z powodu działania siły odśrodkowej łopatek i dokładek powiększa się naprężenie, a możemy je obliczyć, — jeśli oznaczmy przez  $D$  wzgl.  $D_1$  wzgl.  $D_2$  — średnią średnicę bębna wzgl. dokładek wzgl. łopatek w  $m$ , przez  $G_1$  wzgl.  $G_2$  — ciężar dokładek wzgl. łopatek jednego wieńca w  $kg$ , przez  $t$  — osiową podziałkę łopatek w  $cm$ , przez  $s$  — całą grubość ścianki bębna w  $cm$ , przez  $b$  wzgl.  $e$  — szerokość wzgl. głębokość wytoczonej w bębnie wpustki na łopatkę w  $cm$ , przez  $s_m = s - (b : e : t)$  — średnią grubość ścianki bębna, — ze wzoru:



$$k_r = \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot n^2}{g \cdot 3600} \cdot \left( \frac{7,8 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot t \cdot s_m}{2 \cdot 1000} + \frac{G_1 \cdot D_1 + G_2 \cdot D_2}{2} \right) \cdot \frac{1}{2 \pi \cdot t \cdot s_m} =$$

$$= 0,000089 \cdot \left( \frac{G_1 \cdot D_1 + G_2 \cdot D_2}{t \cdot s_m} + 0,0244 \cdot D^2 \right) \cdot n^2 \quad (144).$$

Jeśli nie znamy ciężaru łopatek i dokładek, możemy, po określeniu przez  $l$  długości łopatek w  $cm$ , w przybliżeniu przyjąć:

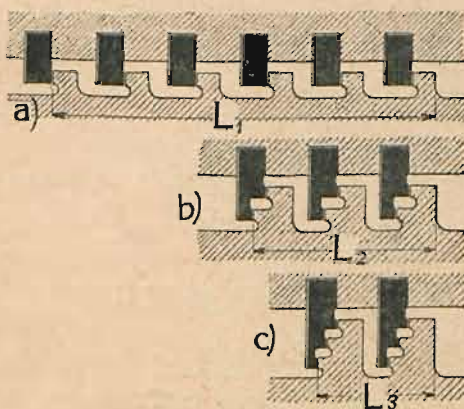
$$k_r = k_{rn} + 0,0083 \frac{u^2}{s_m} \left( \frac{D_2}{D} \cdot l + 2 \right) \quad (145).$$

Dla żelaza zlewego  $k_r \leq 820 \text{ kg/cm}^2$ , dla stali zlewnej  $k_r \leq 1300 \text{ kg/cm}^2$ , dla stali niklowej  $k_r \leq 1850 \text{ kg/cm}^2$ .

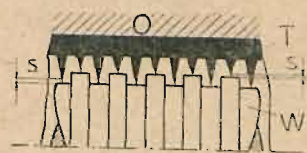
## § 40. Dławnice.

Dławnice turbin parowych pracują w warunkach bardzo niekorzystnych. Wał turbinowy biegnie z bardzo wielką liczbą obrotów, styka się z parą lub znajduje się w bezpośrednim sąsiedztwie pary o wysokiej temperaturze, a nie ochładza się przez promieniowanie, jak np. drąg tłokowy w silnikach tłokowych.

W celu uniknięcia wszelkiego tarcia w dławnicy, większość konstruktorów stosuje w turbinach parowych uszczelnienie grzebieniaste, którego działanie omawiano już szczegółowo na podstawie rys. 11. Układając poszczególne pierścienie obok siebie, otrzymuje



Rys. 134.



Rys. 135.



Rys. 136.

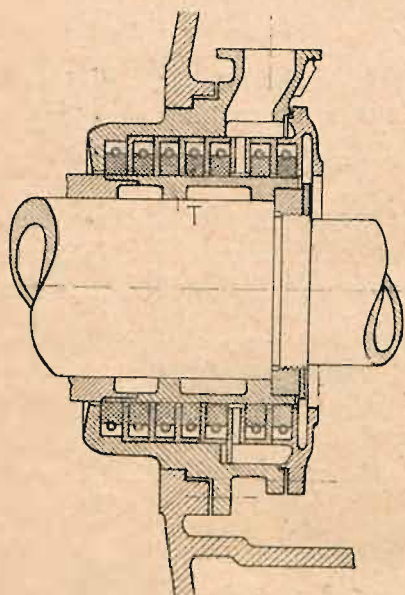
się jednakże bardzo długą dławnicę, jak to wynika z rys. 134 przy  $a$ . Długość dławnicy, a zatem i turbiny, można zmniejszyć, wykonywując dławnicę według  $b$  lub  $c$ ; —  $L_2$  względnie  $L_3$  jest znacznie krótsze niż  $L_1$ .

Zamiast szczeliny uszczelniającej w kierunku osiowym, można stosować także szczelinę uszczelniającą w kierunku promieniowym podług rys. 135. Wał  $W$  posiada występy pierścieniowe, a w osłonie turbiny  $O$  jest umocowana tuleja  $T$  ze spiżu, zaopatrzona wewnątrz w grzebień z ostrymi krawędziami. Szczelina  $s$  wynosi zwykle 0,2 do 0,3  $mm$ . W razie zetknięcia się wału z tuleją, ścierają się tylko ostre krawędzie grzebienia, nie powodując przytem zniszczenia innych części turbiny. W ogólności można uważać dławnicę z promieniową szczeliną uszczelniającą za racjonalniejszą, niż z osiową. Niektóre fabryki używają także połączeń obydwóch rodzajów szczelin według rys. 136, którą to konstrukcję trudno jednakże uznać za lepszą od przedstawionej na rys. 135.



Zadaniem dławnicy po stronie niskoprężnej jest niedopuszczenie powietrza do osłony, które wpłynęłoby ujemnie na wysokość próżni. Dławnica po stronie wysokoprężnej winna natomiast w ogólności zapobiegać uchodzeniu pary z osłony; w turbinach, pracujących z tłokiem odciążającym, musi jednakże dławnica po stronie wysokoprężnej również tylko zapobiegać dostawianiu się powietrza do osłony, jeśli przestrzeń, znajdująca się przy końcu tłoka, jest połączona z rurą wylotową. W celu uzyskania możliwie korzystnych wyników, przede wszystkim w celu zapobiegnięcia dochodzenia powietrza do osłony, stosuje się zwykle doszczelnienie parowe.

Całość podobnego urządzenia można najlepiej omówić na podstawie rys. 32. Razem z wałem turbinowym wirują tutaj tuleje  $T$  i  $P$ ; na zewnętrznej ich powierzchni obwodowej znajdują się uszczelnienia grzebieniaste. W pokazanej turbinie dławnica po stronie wy-



Rys. 137.

koprężnej (przy  $T$ ) musi zapobiegać uchodzeniu pary z turbiny. W celu uzyskania uszczelnienia parowego doprowadza się do przestrzeni  $H$  parę zdławioną na ciśnienie nieznacznie większe od 1 atmosfery absolutnej, tak, że strumień pary, uchodzący rurą  $R$ , jest ledwo widoczny. W zupełnie ten sam sposób doprowadza się po stronie niskoprężnej do przestrzeni  $E$  parę zdławioną, która uchodzi rurą  $R_1$ . Przy  $N$  znajdują się odwodnienia dławnic. Jeśli dławnica po stronie wysokoprężnej ma, jak na rys. 32, zapobiegać uchodzeniu pary z turbiny, to można użyć pary, która przedostała się do przestrzeni  $H$ , do doszczelnienia dławnicy niskoprężnej, czyli połączyć przestrzenie  $H$  i  $E$  rurką. Oprócz tego należy jednakże pozostawić możliwość doprowadzenia pary zdławionej do przestrzeni  $E$ , ponieważ ilość pary, dopływająca z przestrzeni  $H$ , nie zawsze wystarcza na doszczelnienie parowe. Zamiast ostatniego można także stosować doszczelnienie zapomocą wody, które jest jednakże mało rozpowszechnione.

W celu uniknięcia wad dławnic z uszczelnieniem grzebieniastem, jak np. niezupełna szczelność, możliwość zatarcia się grzebieni, niektóre fabryki używają obecnie za przykładem Curtis'a dławnic z pierścieniami, wykonanymi z mieszanki węgla z grafitem, które również nie wymagają smarowania. Konstrukcję tego rodzaju uwidocznia rys. 137. Razem z wałem turbinowym wiruje tuleja  $T$  z żelaza lanego, a na niej pracują pierścienie, ścisłane sprężynkami obwodowymi i umieszczone w komórkach z żelaza lanego. Tutaj używa się również doszczelniania parowego.

## § 41. Obliczanie wałów.

Wały turbinowe dzielimy na: a) pracujące z prędkością kątową większą i b) — mniejszą od krytycznej.

Typowym przedstawicielem pierwszej grupy jest wał turbiny de Laval'a, i jako taki, będzie tu rozpatrywany przy założeniach przyjętych na str. 9. Siła odśrodkowa wyraża się tu wzorem (patrz rys. 7)  $P = m \cdot (y + z) \cdot \omega^2$ , gdzie  $m$  oznacza masę wirnika, zaś  $\omega$  — prędkość kątową (masę wału, jako małą w porównaniu do masy wirnika,



pomijamy). Dla odkształceń sprężystych ugięcie wału  $y$  jest proporcjonalne do siły  $P$ , czyli  $y = \alpha \cdot P$ . W wypadku zastosowania łożysk wahlowych  $\alpha = l^3 : (48 \cdot E \cdot I)$ , zaś dla łożysk długich niewahlowych  $\alpha = l^3 : (192 \cdot E \cdot I)$ , gdzie  $E = 2\,200\,000$ . Z powyższych wzorów otrzymamy:

$$y = \frac{\alpha \cdot m \cdot z \cdot \omega^2}{1 - \alpha \cdot m \cdot \omega^2} \quad (146).$$

Zatem w miarę wzrostu  $\omega$  ugięcie  $y$  rośnie coraz szybciej i przy  $1 - \alpha \cdot m \cdot \omega^2 = 0$  każdy wał musiałby ulec złamaniu, mianowicie przy prędkości kątowej:

$$\omega_k = 1 : \sqrt{\alpha \cdot m} \quad (147),$$

którą nazywamy prędkością krytyczną.

Jeżeli przekroczymy tę prędkość, nie dopuszczając do pęknięcia wału drogą ograniczenia pojawiających się w wale silnych drgań poprzecznych, np. dając stosowne nadlewy w osłonie turbiny (rys. 5), lub zwiększając szybkość kątową w tak krótkim czasie, że nadmierne odkształcenia wystąpić „nie zdążą“, to środek ciężkości przesunę się w położenie, wskazane na rys. 8, a bieg turbiny staje się ponownie spokojnym. Wtedy siła odśrodkowa wyraża się wzorem  $P = m \cdot (y - z) \cdot \omega^2$ , skąd po podstawieniu otrzymamy

$$y = \frac{\alpha \cdot m \cdot z \cdot \omega^2}{\alpha \cdot m \cdot \omega^2 - 1} = \frac{z}{1 - 1 : (\alpha \cdot m \cdot \omega^2)}, \text{ lub podstawiając wzór (147), } y = \frac{z}{1 - (\omega_k : \omega)^2} \quad (148).$$

Jak z powyższego widać, przy dalszym wzroście prędkości, ugięcie  $y$  maleje, dążąc do  $z$ , czyli ruch się ustala.

Na mocy wzoru (148) możemy dla wałów, pracujących z prędkością nadkrytyczną, obliczyć siłę odśrodkową ( $P = y \cdot \alpha$ ), względnie, wstawiając na miejsce  $\alpha$  stosowną wartość — średnicę wału. Wzory powyższe pozwalają nam tak dobrać odległość pomiędzy łożami ( $l$ ), aby turbina pracowała przy założonym stosunku  $\omega : \omega_k$ .

Jeśli uwzględnić dodatkowo ugięcie wału, wynikające z ciężaru wirnika, to otrzymamy na  $\omega_k$  wartość  $\sqrt{2}$  razy mniejszą od wynikającej ze wzoru \*) (147).

W wypadku kilku wirników, zamocowanych na jednym wale, najprędzej prowadzi do celu wzór empiryczny Dunkerley'a  $\frac{1}{\omega_k^2} = \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} + \frac{1}{\omega_3^2} + \dots$ , w którym  $\omega_1, \omega_2, \dots$  oznaczają prędkości krytyczne dla tegoż wału z samym pierwszym, drugim i t. d. wirnikiem, zaś  $\omega_k$  — prędkość krytyczną całego zespołu.

Oznaczmy przez  $G_n$  ciężar wirnika wraz z ciężarem przypadającej nań części wału; wtedy  $G_n = m_n \cdot g$ , zaś ugięcie wału pod tym ciężarem wynosi  $f_n = G_n : \alpha$ . Z drugiej strony mamy  $\alpha = m_n \cdot \omega_n^2$ ; zatem  $\omega_n = \sqrt{g : f_n}$ . Podstawiając na miejsce  $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \dots$  tylko co znalezione wartości otrzymamy:

$$1 : \omega_k^2 = (f_1 + f_2 + f_3 + \dots) : g \text{ względnie } \omega_k = \sqrt{g : \Sigma f} \quad (149).$$

Jeżeli obliczymy ugięcia wału  $f_1, f_2, f_3, \dots$ , jako belki opartej swobodnie na dwóch podporach, ze wzoru  $f = (G \cdot c^2 \cdot c_1^2) : (3 \cdot E \cdot I \cdot l)$  i na mocy tak otrzymanych wartości znajdziemy  $\omega_k$ , to prędkość ta będzie mniejsza od rzeczywistej o około 4,5%.

\*) Patrz „Wytrzymałość materiałów“ Timoszenko—Huber str. 319.



*Przykład: \*)* Obliczyć szybkość krytyczną wału przedstawionego na rys 138. Siły  $G_1, G_2, G_3, \dots$  oznaczają wagę poszczególnych wirników wraz z wagą stosownych części wału.  $G_1 = 18,8 \text{ kg}$ ;  $G_2 = G_3 = 175 \text{ kg}$ ;  $G_4 = 195 \text{ kg}$ ;  $G_5 = 641 \text{ kg}$ ;  $G_6 = 226,4 \text{ kg}$ ;  $G_7 = 23,5 \text{ kg}$ . Z obliczenia otrzymamy:  $f_1 = 0,000 \text{ cm}$ ;  $f_2 = 0,009 \text{ cm}$ ;  $f_3 = 0,017 \text{ cm}$ ;  $f_4 = 0,018 \text{ cm}$ ;  $f_5 = 0,046 \text{ cm}$ ;  $f_6 = 0,008 \text{ cm}$ ;  $f_7 = 0,000 \text{ cm}$ , czyli  $\Sigma f = 0,098 \text{ cm}$ . Zatem  $\omega_k = \sqrt{981 : 0,098} \cong 100$ . Krytyczna liczba obrotów wynosi  $n_k = 30 \cdot 100 : \pi \cong 942,5 \text{ obr/min}$ , natomiast rzeczywista krytyczna liczba obrotów wyniesie  $n'_k = 1,045 \cdot 942,5 \cong 985 \text{ obr/min}$ .

Według Castigliano ugięcie wałów o zmiennej średnicy obliczamy w sposób następujący (rys 138). Pomijając naprężenia tnące, można ugięcie wału  $f$  obciążonego momentem gnącym  $M$  wyrazić wzorem  $f = \int \frac{M}{E \cdot I} \frac{\partial M}{\partial P} \cdot ds$ , jeśli w punkcie, w którym chcemy znaleźć ugięcie działa siła  $P$ . Całkować można tylko do przerwy w ciągłości przekroju. Zakładamy, że wał, przedstawiony na rys. 138, jest zamocowany w płaszczyźnie działania siły  $P$  i że na jego lewy, swobodnie zwisający koniec, oddziałują tylko odpora  $A$ . Jeżeli wał rozdzielimy myślowo na 4 części i momenty występujące w każdej z nich oznaczmy przez  $M_1, M_2, \dots$  to będzie:



Rys. 138.

$$M_1 = A \cdot x; \frac{\partial M_1}{\partial A} = x; f_1 = \int_0^{l_1} \frac{M_1}{E \cdot I_1} \cdot x \cdot dx = \frac{1}{3 \cdot E \cdot I_1} \cdot A \cdot l_1^3$$

$$M_2 = A \cdot x; \frac{\partial M_2}{\partial A} = x; f_2 = \int_{l_1}^{l_2} \frac{M_2}{E \cdot I_2} \cdot x \cdot dx = \frac{1}{3 \cdot E \cdot I_2} \cdot A \cdot (l_2^3 - l_1^3).$$

podobnie

$$f_3 = \frac{1}{3 \cdot E \cdot I_3} \cdot A \cdot (l_3^3 - l_2^3); f_4 = \frac{1}{3 \cdot E \cdot I_4} \cdot A \cdot (l_4^3 - l_3^3).$$

Względne przesunięcie odpory  $A$  wynosi:

$$f_A = A \cdot [l_1^3 : I_1 + (l_2^3 - l_1^3) : I_2 + (l_3^3 - l_2^3) : I_3 + (l_4^3 - l_3^3) : I_4] : (3 \cdot E) \quad (150).$$

W podobny sposób obliczamy przesunięcie prawej odpory pod wpływem siły  $B$ . Jeżeli odłożymy przesunięcia, powstałe pod wpływem obu odpór jako rzędne, których końce połączymy, to otrzymamy wykres odkształceń \*\*).

## § 42. Osłony i łoża turbinowe.

Osłony turbin parowych, których różne konstrukcje są widoczne z rysunków rozdziału III, wykonywa się prawie wyłącznie z żelaza łanego, a pokrywę  $F$  (patrz rys. 30), w której umieszczone są dysze, wykonywa się czasem ze stali łanej. Jedynie w bardzo wielkich turbinach spotyka się wykonania osłon ze stali łanej, lecz tylko w systemach, w których dopływa do osłony para o wysokim ciśnieniu.

Osłony turbinowe, z wyjątkiem małych turbin (patrz rys. 22), są zwykle dzielone w osi poziomej, w celu ułatwienia względnie umożliwienia montażu kierownic i wirników

\*) Przykład zaczerpnięty z „Taschenbuch“ H. Dubbel'a.

\*\*) Dokładne obliczenie wału na mocy prawa Mohra patrz Stodola V wydanie str. 381.

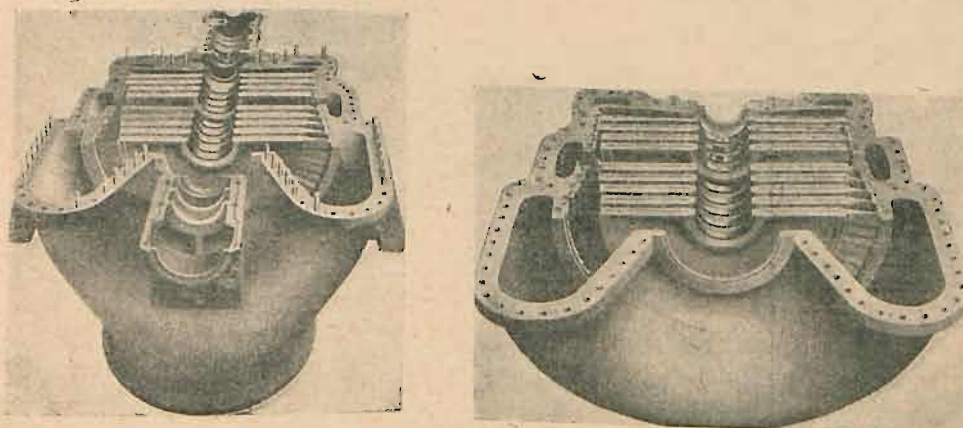


(rys. 139). Bardzo wielkie osłony ze względów odlewniczych składają się z kilku części. Przy kołnierzach nie używa się żadnych uszczeltek; powierzchnie uszczelniające są frezowane, dotuszowane i najwyżej posmarowane pokostem lnianym. Rura wylotowa powinna być tak duża, aby prędkość pary wynosiła 80 do 150 m/sec. Grubość ścianki osłony  $s$  obliczamy ze wzoru:

$$k_r = \frac{D \cdot p}{2 \cdot s} \leq 140 \text{ kg/cm}^2 \quad (151).$$

We wzorze tym oznacza  $D$  — wewnętrzną średnicę,  $p$  — największe nadciśnienie wewnętrzne.

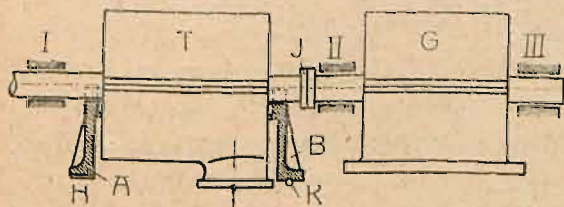
Układ turbiny na ramie fundamentowej zależy od rodzaju turbiny i od rodzaju



Rys. 139.

sprzęgła pomiędzy wałem turbiny i generatora. Obecnie, w celu zaoszczędzenia materiału, używa się rzadko wspólnej ramy dla turbiny i generatora, a przeważnie tylko krótkich płyt pod nogami, co wymaga jednak wielkiej staranności przy montażu.

W turbinach akcyjnych (rys. 30) można stosować sprzęgło stałe  $J$ , a wtedy cały wał turbogeneratora spoczywa tylko w trzech łożyskach. Nogi, na których spoczywa osłona na ramie fundamentowej, winny być wtedy jednakże tak wykonane, aby wydłużanie się ich pod wpływem ciepła nie przyczyniało się do zmiany położenia wału. Można więc wykonać nogi krótkie, umieszczone według rys. 139, tuż przy kołnierzu dolnej części osłony. Korzystniejsza jest jednakże konstrukcja, uwidoczniiona schematycznie na rys. 140. Wał turbiny  $T$  i generatora elektrycznego  $G$  jest połączony stałym sprzęgłem  $J$ , a spoczywa w trzech łożyskach I, II i III, ułożonych na ramie fundamentowej. Osłona turbinowa  $T$  spoczywa na osobno przystawionych nogach  $A$  i  $B$ , uchwytyjących osłonę



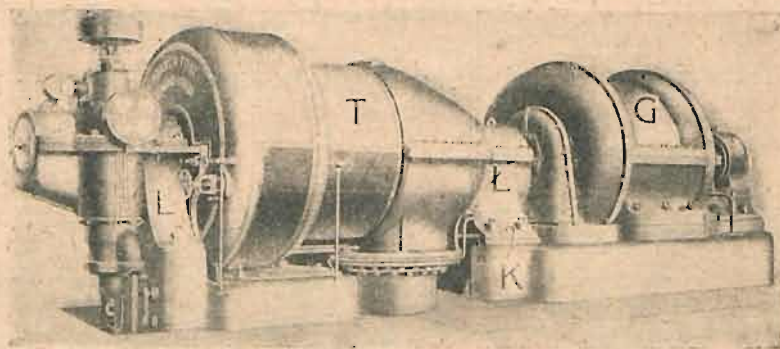
Rys. 140.

w pobliżu wału, aby umożliwić swobodne promieniowe wydłużanie się nóg  $A$  i  $B$  pod wpływem ciepła nie wpływa więc wcale na położenie wału turbogeneratora. Położenie nogi  $B$  względem ramy fundamentowej ustala klin  $K$ , natomiast klin



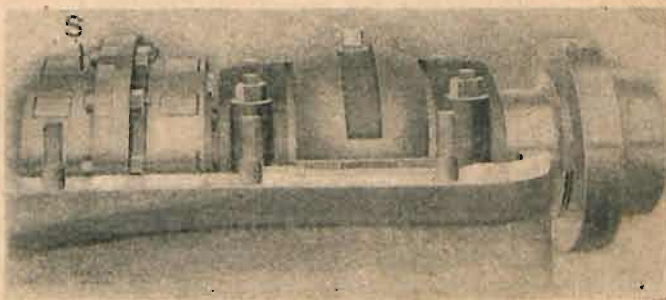
podłużny *H* zapewnia przy wydłużaniu się osłony współosiowe przesuwanie się nogi *A*, znajdującej się po stronie wysokoprężnej.

W wielostopniowych turbinach reakcyjnych i kombinowanych z niskoprężną częścią reakcyjną należy dbać o możliwie dokładne zachowanie wielkości szczelin pomiędzy łopatkami a osłoną, aby zapobiedz wyłamaniu się łopatek. W tym celu podstawy łożysk są zwykle przyłane do dolnej części osłony (rys. 141) lub też podstawa



Rys. 141.

łoża *L* po stronie wysokoprężnej jest przyśrubowana do osłony (patrz także rys. 36 i 37). Połączenie łożysk z osłoną winno być dokonane w pobliżu osi turbinowej, aby umożliwić swobodne promieniowe wydłużanie się osłony turbinowej pod wpływem ciepła. Ponieważ podstawy łożysk wydłużają się pod wpływem ciepła, przeto trzeba zastosować przy połączeniu wału turbiny *T* z wałem generatora *G* sprzęgło elastyczne, co wymaga zastosowania czterech łożysk. Dwa z nich można umieścić w podstawie łoża *L*, układając pomiędzy nimi według rys. 142 elastyczne sprzęgło *S* (patrz także rys. 36). Położenie podstawy *L* względem ramy fundamentowej ustalają kołki *K*, natomiast nie należy dociągać nakrętek śrub u podstawy *L*.



Rys. 142.

Wykonywując cztery łoża dla wału turbogeneratora, można oczywiście także w turbinach akcyjnych używać sprzęgła elastycznego. Długość agregatu wypada jednakże wtedy większa.

Kształt korpusów łożysk podano już na rysunkach poprzednich, wypada natomiast dodać jeszcze kilka uwag o panewkach. Panwie są zwykle dwudzielne, wykonane z żelaza lanego z wyłożeniem białym metalem. Zewnętrzny kształt panewki jest cylindryczny, a przeważnie kulisty, ażeby panew mogła się lepiej dostosowywać do zmian położenia wału turbinowego, wywołanych wydłużaniem się poszczególnych części pod wpływem działania ciepła.



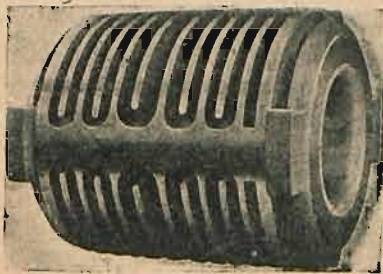
W małych jednostopniowych turbinach stosuje się przeważnie ze względu na tanie wykonanie smarowanie pierścieniowe czopów, w turbinach większych natomiast odbywa się smarowanie oliwą, będącą pod ciśnieniem. Dawniej chłodzono oprócz tego panwie wodą, obecnie używa się do chłodzenia oliwy, która smaruje czopy, pracujące w panwiach.

Całość instalacji, służącej do smarowania i chłodzenia panwi, działa w sposób następujący. Pompka, składająca się z dwóch kół zębatach, całkowicie obrobionych, a pracujących w szczelnie zamkniętej osłonie (rys. 143), ssie oliwę z chłodnicy, umieszczonej w piwnicy oraz tłoczy pod ciśnieniem 1 do 2 atmosfer do łożysk. Dawniej stosowano budowę podług rys. 144, w której oliwa płynie najpierw w kanałkach wokoło grzbietów panwi, chłodząc je, a potem dopiero dopływa w środku górnej panwi do czopa. Oliwa ciepła płynie z łożysk do zbiornika, w którym znajdują się sita mosiężne do oczyszczania jej, stamtąd do chłodnicy. W najniższym miejscu rurociągu powinien znajdować się kurek, aby mógł wypuścić i odnowić wszystką oliwę.

Obecnie, na podstawie nowszych badań\*), rzadko używa się chłodzenia zewnętrznych powierzchni panwi (wyjątek stanowią turbiny, pracujące z przeciwpężnością, w których wał rozgrzewa się więcej), a wytworzone ciepło odprowadza się stosunkowo wielką ilością smaru, który przepływa wokoło czopa. W tym celu wykonywa się wewnętrzną średnicę panwi większą od zewnętrznej czopa. Ściśle biorąc, czop przylega wtedy do panwi tylko wzdłuż jednej linii, lecz, przy doprowadzaniu smaru we właściwym miejscu w stosunku do kierunku



Rys. 143.



Rys. 144.

biegu czopa, tworzy się pomiędzy powierzchniami pracującymi nieprzerwana taśma smaru, zapobiegająca zetknięciu się metalowych powierzchni, a zapewniająca, przy dostatecznej ilości przepływającego smaru, prawidłowe odprowadzanie ciepła. Według wspomnianych badań panew może posiadać średnicę o 1 do 1,8 na tysiąc większą od czopa; — zasadniczo szczelina może być tak duża, jak tego pozwalają inne warunki, np. konieczna szczelina pomiędzy łopatkami a osłoną, szczelina w generatorze. Spółczynnik tarcia zmniejsza się znacznie przy dostatecznie dużym szczelinie w panwiach, natomiast powiększa się przy przepływie za dużej ilości i przy użyciu za zimnego smaru (poniżej 35°C).

Na powyższych zasadach zbudowane przez A. E. G. panwie widzimy na rys. 145. Smar dopływa rurą gazową w środku łoża i panwi (patrz także rys. 33) i płynie do czopa przez szczelinę o wielkości 1 mm, znajdującą się po jednej stronie pomiędzy górną a dolną panwią na całej ich długości. Odpływ odbywa się po drugiej stronie szczeliną o wielkości 3,5 mm do kanału, z którego smar zostaje odprowadzany w dwóch miejscach w przekrojach V—V. Średnica wału wynosi 400 mm, a panwi 400,35 mm, czyli szcze-

\*) 1. v. Freudenreich — B B C Mitteilungen Nr. 1, 2, 3, 4 r. 1917 — „Untersuchungen an Lagern”.  
2. Lasche — „Konstruktion und Material im Bau von Dampfturbinen”.



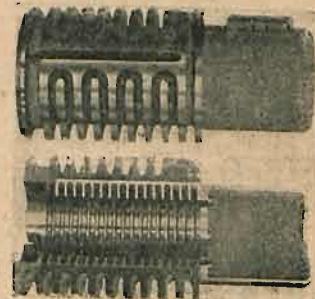




to poleca on, ze względu na niezawodność ruchu, doprowadzanie większej ilości smaru.  $Q_e$  w  $gr/min.$ , według następującej tabelki:

$v$ w $m/sek.$	$\dots\dots\dots = 20$	$40$	$50$	$60$
$q_e : v = Q_e : d \cdot l$ , $v$ w $gr/cm^2/m/min$ (przy $k = 6,5$ atm.)	$= 0,38$	$0,5$	$0,57$	$0,68$
" " " " ( " $k = 15$ atm.)	$= 0,46$	$0,62$	$0,75$	$0,93$
ciśnienie w pompie atm.	$\dots\dots\dots = 0,3$	$—$	$1,7$	$—$

Oprócz łożysk, na których spoczywa wał turbinowy, wszystkie turbiny posiadają łoża stopowe, umieszczone zwykle po stronie wysokoprężnej (patrz rys. 32, litera S). Głównym zadaniem jego jest umożliwienie dokładnego nastawiania szczelin pomiędzy częściami wirującymi a nieruchomymi. W turbinach akcyjnych nie potrzebują łoża stopowe podejmować wielkich nacisków, natomiast w turbinach reakcyjnych i kombinowanych z częścią reakcyjną muszą one opanować także nieuniknione zmiany nacisku, działającego równoległe do osi. Panwie należy wykonać więc nastawne, a czop stopowy łatwo wymienny, ze względu na nieuniknione ścieranie się. Panwie są zwykle dwudzielne ze stali lanej z osobno wsadzonymi pierścieniami ze spiżu twardego, a chłodzone i smarowane oliwą, będącą pod ciśnieniem. Konstrukcję, używaną przez Tow. A. E. G. uwidocznią rys. 148.

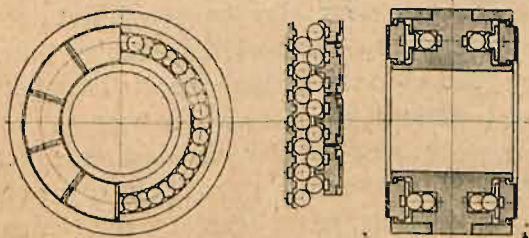


Rys. 148.

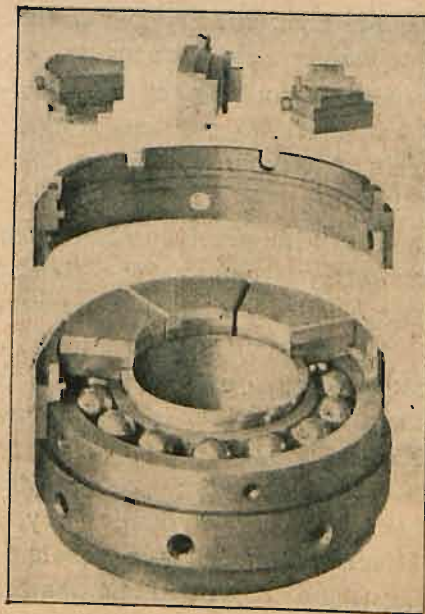
Stopowe czopy grzebieniaste oblicza się w sposób następujący.

Jeśli oznaczymy przez  $D$  w  $cm$  średnią średnicę, a przez  $b$  w  $cm$  wysokość powierzchni pracujących na sobie, przez  $z$  liczbę grzebieni (wzgl. obrzeży), przez  $d$  w  $cm$  wewnętrzną średnicę, a przez  $s$  w  $cm$  szerokość obrzeży na wale, przez  $l$  w  $cm$  dźwignię, na której działa na połowę panwi nacisk osiowy  $P$  (łożo ustala położenie wału w dwóch kierunkach), to obliczamy:

- 1) ciśnienie jednostkowe  $k = P : 0,5 \cdot \pi \cdot D \cdot b \cdot z \leq 6 \text{ kg/cm}^2$ ,
- 2) naprężenie na ścinanie  $k_t = P : 0,5 \cdot \pi \cdot d \cdot s \cdot z$  (jest nieduże),
- 3) naprężenie na gięcie  $k_g = 12 \cdot P \cdot l : z \cdot \pi \cdot d \cdot s^2 \leq 175 \text{ kg/cm}^2$  dla obrzeży, a  $k_g \leq 70$



Rys. 149.



Rys. 150.

$kg/cm^2$  dla wstawianych grzebieni zewnętrznych, które trzeba oczywiście obliczyć, wprowadzając  $l_1$ ,  $d_1$ ,  $s_1$  zamiast  $l$ ,  $d$ ,  $s$ . Liczba obrzeży wynosi 8 do 20, zależnie od rodzaju turbiny.



Znacznie krótsza jest budowa łożysk stopowych według konstrukcji Michell'a, Kingsbury'ego i Brown-Boveri'ego. Konstrukcję ostatniej fabryki widzimy na rys. 149 i 150. W łożu tem dwa szeregi hartowanych kulek stalowych tworzą system, zapewniający równomierne przenoszenie ciśnienia na wszystkie segmenty. Kulki opierają się na płytkach z hartowanej stali, włożonych w segmenty, względnie w korpus łoża. Każdy segment spoczywa na dwóch kulkach, a zewnętrzna, pracująca jego powierzchnia jest wyłożona białym metalem. Krawędzie segmentów są zaokrąglone, tak, że można używać łoża dla obydwóch kierunków biegu. Łoże tej budowy o średnicy 216 mm dla umieszczenia kulek posiada 218  $cm^2$  powierzchni pracującej i może przy  $v = 34$  m/sek podjąć przy średnim ciśnieniu 50 atm. nacisk 14 t.

## VII. Zastosowanie turbin parowych.

### § 43. Turbiny zasilane parą świeżą, pracujące z kondensacją.

Powyższy rodzaj turbin jest najwięcej rozpowszechniony, a w warunkach normalnych zarazem korzystniejszy, niż tłokowa maszyna parowa, jeśli chodzi o moc powyżej 800 do 1000 koni efektywnych w jednym silniku. W porównaniu z maszynami tłokowymi turbina parowa o wielkiej mocy odznacza się małym zapotrzebowaniem miejsca, małymi kosztami zakładowymi, małym zapotrzebowaniem smaru i materiałów do czyszczenia, tanią i dogodną obsługą. Spotrzebowanie pary przez turbinę parową o mocy wielkiej jest mniejsze, niż przez równie wielką tłokową maszynę parową. Również pod względem regulacji dostosowuje się turbina parowa dobrze do zmiennego obciążenia, nie powodując znacznego zwiększenia zapotrzebowania pary na jednostkę mocy przy zmniejszającym się obciążeniu.

Para skroplona może być przy zastosowaniu kondensacji powierzchniowej bezpośrednio użyta do zasilania kotłów, ponieważ nie posiada żadnych domieszek oliwy. W celu uzyskania możliwie najlepszej próżni w turbinie, umieszcza się kondensator tuż pod turbiną.

Skutkiem wyżej wymienionych zalet, turbina parowa o mocy wielkiej znalazła szerokie rozpowszechnienie w wielkich elektrowniach, w których zajmuje stanowisko dominujące, jeśli wielka tłokowa maszyna spalinowa nie może być uwzględniona.

Używana w turbinach liczba obrotów zależy od generatora elektrycznego. Liczba obrotów turbogeneratorów o prądzie stałym dla wielkiej mocy nie jest ograniczona przez turbinę, lecz przez generator elektryczny, gdyż elektrotechnicy potrafią obecnie zbudować takie generatory o mocy 2000 kW przy liczbie obrotów nie większej od  $n = 2000$  obr./min; — chcąc pędzić turbinę o większej mocy z większą liczbą obrotów, celem lepszego wyzyskania pary, stosuje się obecnie pomiędzy turbiną a generatorem elektrycznym przekładnię zębatą. Natomiast w turbogeneratorach o prądzie zmiennym, ze względu na obniżenie ceny sprzedażnej, jest bardzo pożądane osiągnięcie dużej liczby obrotów, mianowicie  $n = 3000$  obr./min, która to liczba jest najwyżej dopuszczalną w generatorach wielkich przy częstotliwości 50 okresów/sek. Obecnie buduje się przy  $n = 3000$  obr./min. takie turbogeneratory o mocy aż do 25 000 kW. Przy większej mocy w jednym silniku stosuje się, ze względu na wytrzymałość wirników i łoż-