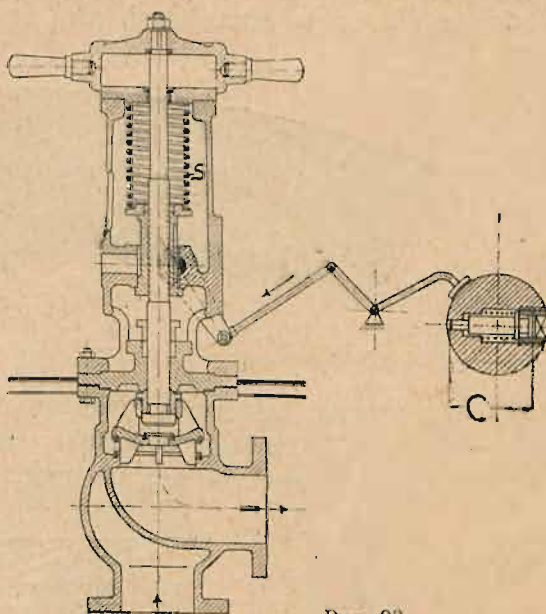


Niektórzy konstruktorzy przeprowadzają działanie regulatora bezpieczeństwa na serwowmotor i to w ten sposób, że zamyka on dopływ oliwy do serwowmotoru i równocześnie wypuszcza oliwę, znajdującą się w dolnej części cylindra serwowmotoru. Skutkiem tego wentyl dławiący zamyka się bezzwłocznie, a turbina zatrzymuje się. Do stosowania działania regulatora na serwowmotor skłaniają obawy o niezupelną niezawodność i szczelność wentyla, wykonanego według rys. 93.

W ogólności przyznać trzeba, że wentyle i suwaki rzadko używane łatwo zawodzą w chwili decydującej, lecz praktyka wykazała drugostronnie, że regulacja bezpieczeństwa, oparta na zasadzie, opisanej przy rysunku 93, działa zupełnie pewnie. Oprócz tego można uważać bezpośrednie działanie tejże regulacji na główny wentyl dopływowy za racjonalniejsze niż na wentyl dławiący.



Rys. 93.

VI. Części składowe.

§ 34. D y s z e.

Dysze wykonywa się jako części poszczególne lub też łączy się kilka dysz w jedną całość, jeden odlew. Zewnętrzny wygląd pierwszego rodzaju widzimy na rys. 94, a rodzaju drugiego na rys. 95. Dysze przytwierdza się do osłony turbiny lub do jej pokrywy po stronie wysokoprężnej (patrz § 8 do 9-b, także rys. 102 i 103).

Dysze poszczególne wykonywa się, przy użyciu pary nasyconej, ze spiżu odpowiedniego, przy użyciu pary przegrzanej — ze stali niklowej. Koniec otworu w dyszy po-



Rys. 94.

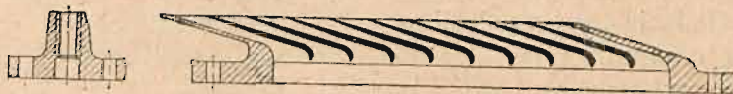
winien być prostokątny, aby nakrywał całkowicie komórki łopatkowe wirników; — przy eliptycznym kształcie otworu powiększa się bowiem rozpryskiwanie pary. Ze względu na zmniejszenie oporów wentylacyjnych powinno zasilenie wirników odbywać się możliwie złączonym strumieniem pary. W tym celu umieszcza się szereg dysz poszczególnych tuż obok siebie, skutkiem czego muszą one posiadać odpowiednie kształty zewnętrzne (patrz rys. 94).

W turbinach większych używa się obecnie przeważnie dysz według rys. 95, przedstawiającego wyraźnie końcowe otwory dysz. Odlew ten wykonywa się ze spiżu odpowiedniego dla turbin, pracujących parą nasyconą, a z żelaza lanego dla turbin, pracu-



Rys. 95.

jących parą wysoko przegrzaną. Niektóre fabryki stosują także przy parze nasyconej dysze według rys. 96, w których ścianki zewnętrzne są ze stali niklowej lub z żelaza lanego, a ścianki wewnętrzne ze spiżu specjalnego.



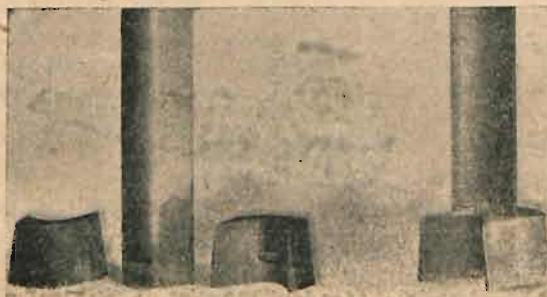
Rys. 96.

W celu zmniejszenia strat, powstałych przez tarcie pary, powinna być powierzchnia wewnętrzna dyszy obrobiona jak najstaranniej, o ile możliwości powinna być polerowana.

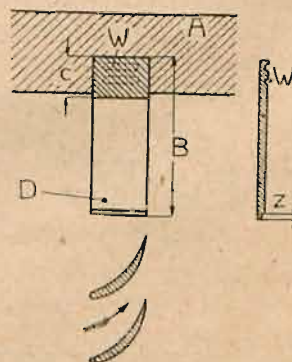
§ 35. Łopatki kierownicze.

Zależnie od rodzaju turbiny łopatki kierownicze są przytwierdzone do osłony turbiny lub też do kół kierowniczych.

W wielostopniowych turbinach reakcyjnych wkłada się najczęściej poszczególne łopatki kierownicze, wykonane ze spiżu lub stali specjalnej, bezpośrednio



Rys. 97.

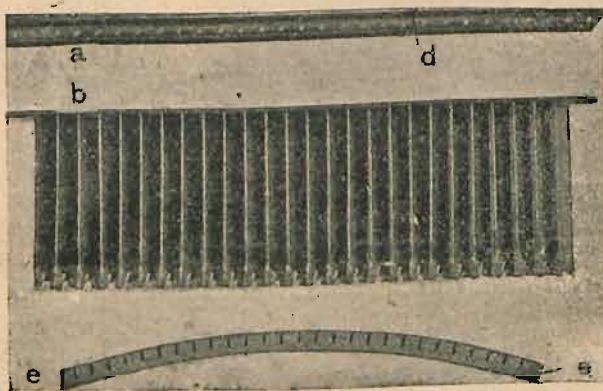


Rys. 98.

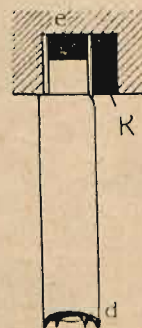
w osłonę turbinową. Kanałki przepływowe dla pary powstają przez umieszczenie pomiędzy dwiema łopatkami dokładki, która służy tutaj przeważnie także do umocowania łopatek w osłonie turbinowej. Na rys. 97, dokładki posiadają występy, które wchodzą

w odpowiednie wpustki łopatek, a boczne strony dokładek są zbieżne. Skutkiem tego po włożeniu ich w zbieżne wpustki wytoczone w osłonie turbinowej, wieniec łopatkowy jest do ostatniej silnie przytwierdzony bez potrzeby roznitowania dokładek.

Inne fabryki stosują w wielostopniowych turbinach reakcyjnych wpustki proste według rys. 98, w którym oznacza *A* osłonę turbiny, *B* łopatkę, *C* dokładkę, wykonaną z mosiądzu miękkiego. Przytwierdzenie łopatek do osłony uskutecznia tutaj silne wbicie dokładek, których materiał wciska się we wpustki *W*, znajdujące się w łopatkach *B*. Stosowanie tych wpustek nie jest w łopatkach kierowniczych konieczne, lecz jest polecenia godne. Wkładanie dokładek z równoległymi bokami jest bardzo kosztowne, bo nadanie dokładkom małej stożkowej pochyłości, koniecznej ze względu na promieniowy układ łopatek, zależy wyłącznie wtedy od sprawności robotnika przy wbijaniu. Chcąc się w tym względzie uniezależnić, należy rysunkowo możliwie dokładnie oznaczyć pochyłość i odpowiednio do tego wykonać dokładki. Wtedy budowa jest znacznie tańsza, ponieważ pracę tę potrafi wykonać nawet pomocnik rzemieślnika. W celu usztywnienia łopatek, niektóre fabryki przeciągają przez wieniec łopatkowy (zwłaszcza długich łopatek) drut



Rys. 99.

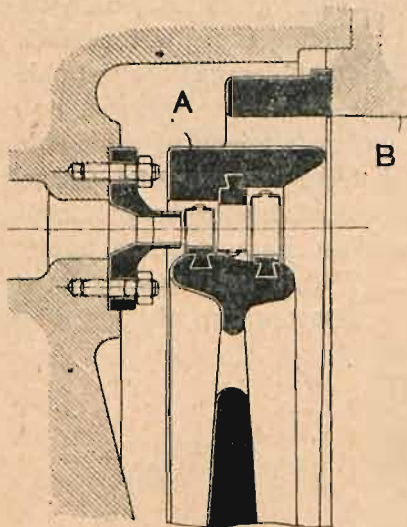


Rys. 100.

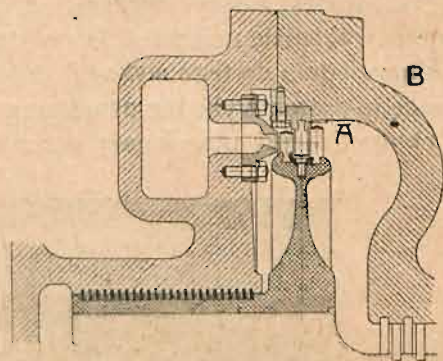
spiżowy *D*, który przylutowują do łopatek lutem srebrnym. Końce łopatek na długości *Z*, wynoszącej kilka milimetrów, są ścięte, aby zetknięcie się łopatek z bębem nie spowodowało wyłamania ich, tylko ograniczyło się na starciu ostrych końców łopatek. Dokładność wykonania powyższego umocowania łopatek zależy w wielkiej mierze od zręczności robotnika.

Ponieważ wielostopniowe turbiny reakcyjne, względnie kombinowane z niskoprężną częścią reakcyjną posiadają bardzo wielką liczbę łopatek, wkładanie poszczególnych łopatek w osłonę wymaga bardzo dużo czasu. Korzystniejsze w tym względzie jest wsadzanie łopatek w segmenty, które umocowuje się w osłonie. Z pręta profilowanego ze spiżu wycina się poszczególne łopatki, przez prasowanie nadaje się im odpowiedni kształt czółenkowy, a wreszcie wycina się końce dla otrzymania występów, służących do zamocowania. Tak wykonane łopatki przytwierdza się przez roznitowanie końców do pierścienia dziurkowanego *d* (rys. 99), jak to przedstawia widok *b*. Drugie końce łopatek wkłada się we wpustki, wycięte w segmencie *e*, który musi być dla łopatek kierowniczych wygięty w kierunku przeciwnym niż na rys. 99. Poszczególne segmenty wkłada się teraz we wpustki, wytoczone w osłonie turbinowej (rys. 100), a przytwierdza się je zapomocą wbicia dokładek obwodowych *K*. Pierścień *a* posiada występy obwodowe z zakończeniem ostrem, aby zapobiedz wyłamaniu się łopatek w razie zetknięcia się z bębem.

W turbinach Curtis'a powstają wieńce kierownicze najczęściej przez włożenie poszczególnych, stosownie wyciętych łopatek i dokładek w pierścien dwudzielny *A*, który przytwierdza się zapomocą śrub do dolnej, względnie górnej części osłony turbinowej *B* według rys. 101 lub 102 lub też w sposób podobny. Rzadziej używa się przymocowania łopatek do osłony zapomocą klina według rys. 103. Przy parze przegrzanej wykonywa się łopatki ze stali niklowej, przy nasyczonej — ze spiżu. Każda łopatka posiada występy, które po nałożeniu pierścienia wewnętrznego, roznitowuje się. Pierścień ten składa się z kilku części, — każda część o długości około 400 *m/m*, — pomiędzy którymi znajdują



Rys. 101.



Rys. 102.

się szczeliny o wielkości 1 do 2 *m/m*. Przez podzielenie pierścienia na kilka części zapobiega się naprężeniom dodatkowym w łopatkach, któreby powstawały z powodu wydłużania się pod wpływem ciepła pierścienia z jednej części.



Rys. 103.



Rys. 104.

Wielostopniowe turbiny akcyjne posiadają koła kierownicze. Umocowanie w nich łopatek kierowniczych, prasowanych z blachy stalowej lub rzadziej niklostalowej o grubości 4 do 9 *m/m*, (przy 9 *m/m* łopatkach blacha jest ścięta na 4 *m/m* po stronie wylotowej), zależy przeważnie od wielkości ostatnich*). Dostateczna grubość blachy zapobiega przegryzieniu materiału przez rdzę w krótkim czasie oraz usztywnia całość kierownicy.

Przy łopatkach niższych od 10 *m/m*, zwłaszcza przy zasilaniu częściowem, stosuje się przeważnie przytwierdzenie, przedstawio-

ne na rys. 104. W wieńcu koła kierowniczego są wyfrezowane wpustki *W*, w które wcho-

*) W bardzo wielkich turbinach grubość blachy dochodzi do 15 *mm*.

dzą występy X łopatek L . Po włożeniu łopatek w każdą połowę kierownicy przytwierdza się je zapomocą pierścieni P , przyśrubowanych do wieńca.

Łopatki wyższe od 10 m/m układa się, zwłaszcza przy zasilaniu kierownicy na całym obwodzie, sposobem maszynowym w skrzynce formierskiej, pocynowuje się końce, wystające z piasku, które mają być oblane żelazem, a potem odlewa się kierownicę.

Rys. 105 uwidocznia skrzynkę formierską z ułożonymi łopatkami. Początek grzbietu łopatki po stronie dopływowej pary jest zwykle ścięty, aby para nie uderzała o całą grubość łopatki, a równocześnie początek tego grzbietu jest równoległy do bezwzględnej prędkości pary.



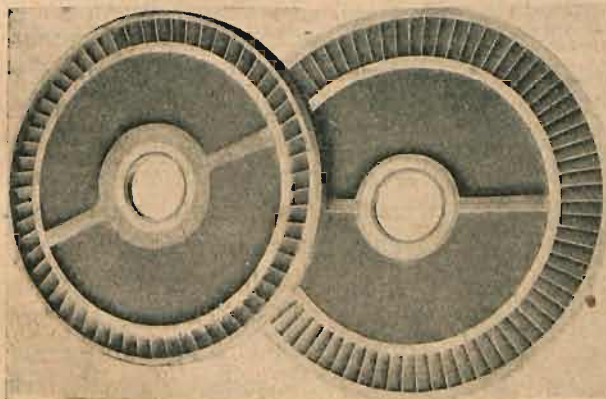
Rys. 105.

§ 36. Koła kierownicze.

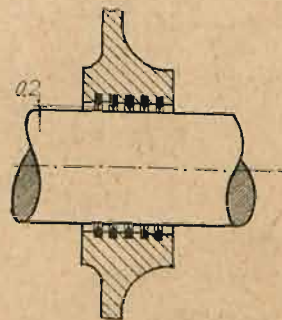
Koła kierownicze (rys. 106) wielostopniowych turbin akcyjnych, wykonywane z żelaza lanego, lub przy wielkich rozmiarach ze stali lanej, a rzadziej ze stali prasowanej są zwykle dwudzielne.

Powierzchnie stykające się powinny być doszlifowane, a położenie obydwóch połówek kół względem siebie należy ustalić. Jedną połowę kierownicy przytwierdza się szczelnie do dolnej części, a drugą połowę do górnej części osłony turbinowej, co uwidocznia także rys. 18.

Aby zapobiedz przepływowi pary z jednego stopnia ciśnienia do drugiego bez oddawania pracy, koła kierownicze posiadają przy piąście uszczelnienie, które najczę-



Rys. 106.

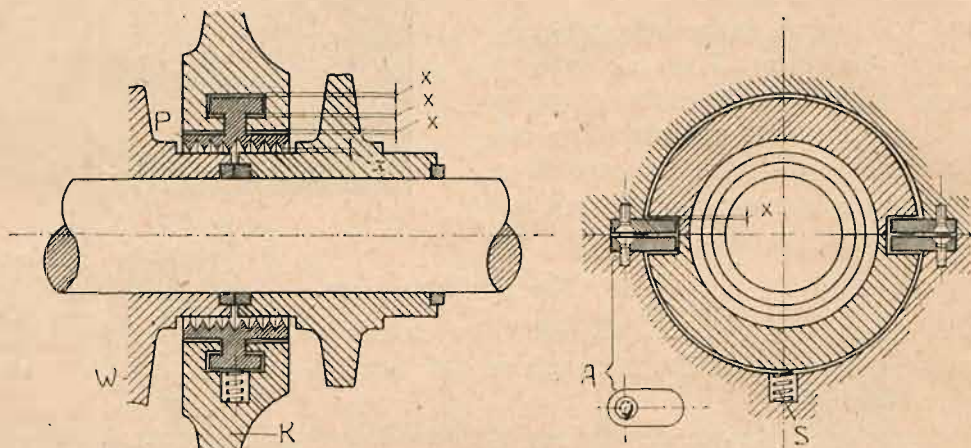


Rys. 107.

ściej wykonywa się jako zwykły grzebień ze spiżu. Konstrukcyjnie najprostsze wykonanie przedstawia rys. 107. Pierścienie, posiadające ostre krawędzie wewnętrzne, są tutaj wbite w piastę kierownicy. Pomiędzy pierścieniami a wałem turbinowym, względnie piastą wirnika, znajduje się szczelina 0,2 m/m . W razie zetknięcia się wału z pierścieniami, ścierają się tylko ostre krawędzie. Konstrukcja powyższa jest jednakże nieracjonalna, ponieważ zaopatrzenie kół kierowniczych w nowe pierścienie uszczelniające wymaga dłuższego unieruchomienia turbiny.

Korzystniejsze w tym względzie są wykonania, w których w piastę każdej połowy kierownicy wkłada się pół pierścienia spiżowego, zaopatrzonego w grzebień. Pierścienie

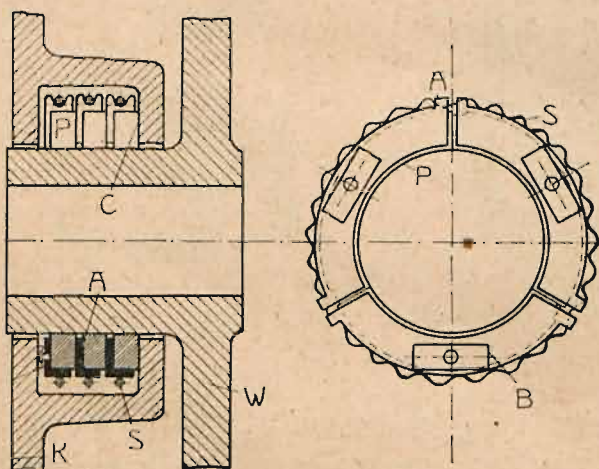
dzielone, wykonane ze spiżu, łatwo się jednakże odkształcają pod wpływem działania ciepła. Odkształcenie może spowodować zatarcie się ich o wał względnie piasty wirników, a nawet zakleszczenie tych części. Tym skutkom ujemnym winna zapobiedz konstrukcja, np. według rys. 108. Tutaj oznaczono przez *K* kierownice, przez *W* wirniki, przez *P* dwudzielne pierścienie spiżowe z grzebieniem uszczelniającym, a przez *X* szcze-



Rys. 108.

liny, wynoszące około 0,2 m/m. Zakleszczeniu pierścieni na piastach wirników zapobiegają przytwierdzenia *A*, przyśrubowane do kierownic. Sprężyna *S* jest tylko potrzebna w dolnej części, aby dźwigała dolną część pierścienia spiżowego.

Zamiast uszczelnienia grzebieniastego, powodującego bezwątpienia pewne straty pary, używa się obecnie coraz częściej uszczelnienia za pomocą pierścieni, wykonanych



Rys. 109.

z mieszaniny grafitu z węglem, które nie wymagają smarowania oliwą. Konstrukcję wykonywaną często w Ameryce, w Europie stosunkowo rzadko, uwidocznia rys. 109, w którym oznacza *W* wirnik, *K* kierownicę. Trójdzielne pierścienie uszczelniające *P* są ściskane sprężynami obwodowymi *S*, znajdującymi się nad dokładkami *A*. Silne przyleganie ostatniego pierścienia do powierzchni *C*, a więc zarazem i uszczelnienie w tym miejscu uskuteczniają częściowo trzy sprężynki *B*, częściowo ciśnienie pary, działające na pierwszy pierścień.

Obliczenie wytrzymałości kół kierowniczych sprawia pewne trudności, ponieważ zwykle są dzielone, a wpływ otworu w piaście na rozkład naprężeń w tarczy nie jest dostatecznie wyświetlony. Jeśli oznaczymy przez:

D — zewnętrzną średnicę kierownicy, *g* — grubość ścianki kierownicy, *p* — nadciśnienie pary, σ_{mac} — naprężenie w środku kierownicy, η — przegięcie w środku kierow-

nicy, k_g — dopuszczalne naprężenie na gięcie, wynoszące dla żelaza lanego 250 kg/cm^2 , a dla stali lanej 400 kg/cm^2 , E — współczynnik sprężystości, to można dzieloną kierownicę obliczyć podług wzorów;

$$\sigma_{\max} = \varphi \cdot \frac{D^2}{4g^2} \cdot p \leq k_g, \text{ gdzie } \varphi = 1,2 \text{ do } 1,3 \quad (121)$$

$$y = \psi \cdot \frac{D^4}{16 \cdot g^3} \cdot \frac{p}{E}, \text{ gdzie } \psi = 0,6 \text{ do } 0,7 \quad (122)$$

Naprężenia w dzielonych kierownikach Stodola ocenia następująco:

$$\sigma_d = \alpha \cdot \sigma_{\max} \leq k_g, \text{ gdzie } \alpha = 1,6 \quad (123)$$

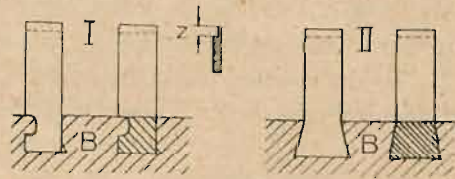
$$y_d = \beta \cdot y, \text{ gdzie } \beta = 2,4 \quad (124)$$

Dopuszczalne przegięcie y , względnie y_d można oceniać na $0,1 \text{ cm}$.

§ 37. Łopatkki wirnikowe.

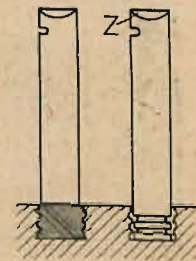
Rodzaj przymocowania łopatek do wirników zależy od prędkości obwodowej wirników i od obciążenia jednostkowego łopatek, oraz od ich długości.

Przy prędkości obwodowej poniżej około 120 m/sek. , więc w wielostopniowych turbinach reakcyjnych i w części reakcyjnej turbin kombinowanych, siły osrodkowe, które opanować musi przymocowanie łopatek, są niezbyt wielkie. Skutkiem tego można tutaj używać przytwierdzeń łopatek do bębna, podobnych do przytwierdzeń łopatek kierowniczych do osłony. Wykonanie, przedstawione na rys. 97, można stosować bez zmiany, — natomiast przedstawione na rys. 98 ze zmianą uwidocznioną na rys. 110. Koniec łopatki, znajdującej się w bębnie B , posiada wycięcie według I lub według II; — oczywiście dokładka posiada również kształt, odpowiadający wpustce, wytoczonej w bębnie. Pozatem konstrukcja nie różni się od opisanej przy rozważaniu rysunku 98-go. Pewną odmianę powyższej konstrukcji tworzy wykonanie według rys. 111. W bocznych ściankach wytoczeń w bębnie znajdują się płytkie wpustki. Łopatkki posiadają także wpustki, a końce ich są ścięte przy Z . Dokładki, wykonane z mosiądzu miękkiego, wbija się silnie, przez co materiał ich wciska się we wpustki, znajdujące się w bębnie i w poszczególnych łopatkach.



Rys. 110.

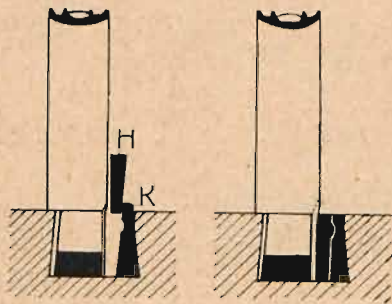
Niektóre fabryki wkładają także łopatkki wirnikowe w segmenty, a te dopiero we wpustki, wytoczone w bębnie turbinowym. Fabrykację tego rodzaju przeprowadza się w ten sam sposób, jak przedstawiono na rys. 99; segment e jest tutaj tak wygięty, jak to uwidoczniła rys. 99. Pomimo, że prędkość obwodowa jest stosunkowo niewielka, bo poniżej 120 m/sek. , należy umocowanie segmentów w bębnie przeprowadzić staranniej niż w osłonie nieruchomej. Uskutecznić to można zapomocą dwóch klinów obwodowych, według rys. 112. Najpierw wkłada się klin K , posiadający wpustkę, a potem wbija się klin H , którego materiał wciska się we wpustkę klina K .



Rys. 111.

Korzystne jest umocowanie długich łopatek (250 do 350 m/m) turbin reakcyjnych podług rys. 113 (patent fabryki E. B.), gdyż łopatkki nie są w miejscach przytwierdzenia

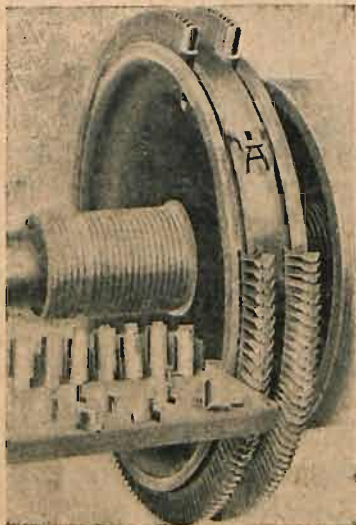
ich do bębna osłabione żadnemi wcięciami, a są trzymane przez odpowiednio wygięte dokładki. Dokładki wypełniają przestrzeń $ABCDEFGH$, końce łopatek natomiast przestrzeń $A m n H$.



Rys. 112.

poszczególne są przynitowane do wieńca. Również nie można polecać wykonań, w których wieńiec wirnika jest dwudzielny, a obie części jego są połączone nitami.

Z przyczyn powyżej podanych zaopatruje się przy prędkościach obwodowych powyżej około 140 m/sek. poszczególne łopatki i dokładki w silne występy, które chwytają we wpustki, wytoczone w wirnikach. Sposób wkładania uwi docznia rys. 114. Wpustki obwodowe są w jednym miejscu A rozszerzone, których robotnik wkłada poszczególne łopatki i dokładki. Po włożeniu kilku sztuk, robotnik okręca mechanicznie wirnik, osadzony na osi, a zapomocą stempla dociska łopatki do dokładek. Gdy cały wirnik jest zaopatrzony w wieńiec łopatkowy, robotnik wbija w rozszerzenie A kołki



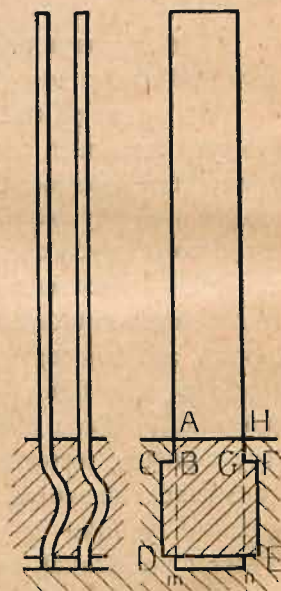
Rys. 114.

miedziane i roznitowuje je. Na zewnętrzny obwód wieńca łopatkowego nakłada się teraz pierścień, składający się, z przyczyny poprzednio podanej, z kilku części o długościach około 400 m/m.

Przynitowanie pierścienia do łopatek można najlepiej uskutecznić mechanicznie zapomocą młotków pneumatycznych.

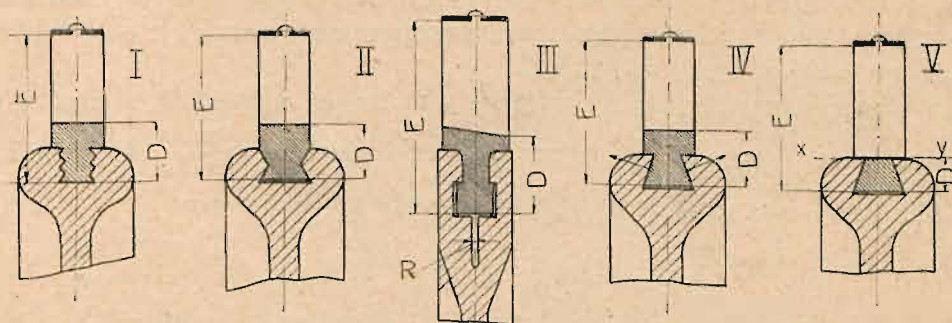
Różne sposoby przytwierdzenia łopatek E i dokładek D przedstawia rys. 115. Wykonanie I, odpowiadające rys. 114, jak i wykonanie II są dobre, lecz kosztowne. Tańsza, a równie dobra jest konstrukcja III. Dostyć rozpowszechniona jest także konstrukcja IV, pomimo, że wywiera ona duże naprężenia boczne w kierunku wskazanym strzałkami. Natomiast nie można polecać wykonania V, ponieważ łopata posiada w przekroju $X-Y$, narażonym najwięcej na zginanie, ostre wcięcie, które

nie jest wzmocnione dokładką. W ogólności należy unikać ostrych wcięć w łopatkach, zwłaszcza w przekrojach, narażonych na naprężenia zginające i na rozciąganie, a o ile możliwości stosować choć małe zaokrąglenia.



Rys. 113.

Przy bardzo wielkich prędkościach obwodowych wykonywa się łopatkę i dokładkę z jednego kawała (frezowane). Np. rys. 116 przedstawia konstrukcję fabryki



Rys. 115.

A. E. G.,³ która w długich łopatkach zwięża ich górną część w celu zmniejszenia naprężeń, skutkiem czego prowadzenie pary jest w tej części gorsze.

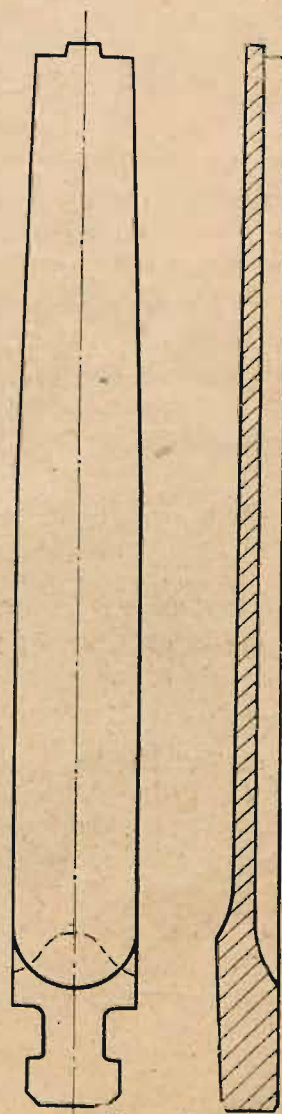
Rzadziej jest używana konstrukcja, uwidoczniiona na rys. 117, ponieważ jest bardzo kosztowna. Łopatka tworzy jedną część z dokładką, a ograniczenie strumienia pary na obwodzie zewnętrznym uskutecznia odpowiedni występ łopatki, tak, że pierścień zewnętrzny jest zbyteczny.

Dobre zachowanie się łopatek w ruchu turbiny zależy w mierze głównej od doboru stosownego materiału. Z biegiem czasu fabryki zdobyły w tym kierunku rozległe doświadczenie. Obecnie wykonywa się łopatki przeważnie z następujących materiałów: α) w części wysokoprężnej, w której obciążenie jednostkowe łopatek jest wielkie, przy parze przegrzanej — ze stali niklowej (5% do 6% niklu), przy parze nasyconej — ze spizu; β) w części średnioprężnej, przy temperaturze pary



Rys. 117.

poniżej około 200° C. z mosiądzu; γ) w części niskoprężnej ze spizu, a to ze względu na parę mokrą i naprężenia, powstające z powodu długości łopatek; — niektóre fabryki używają także stali specjalnej, a profil łopatek jest czasami pocynowany i polerowany. Dokładki, wkładane według rys. 115, wykonywa się ze stali, a dokładki wbijane z mosiądzu miękkiego. Poszczególne łopatki i dokładki wycina się maszynowo lub frezuje się z prętów profilowanych z materiału ciągniętego lub walcowanego; — stal niklowa, ciągnięta w stanie zimnym, dała ujemne wyniki.



Rys. 116.

Przyczyną nadmiernego zużywania się łopatek może być także nieodpowiednia woda, — pod względem mechanicznym, jeśli para porywa z kotła wodę i szlam, — pod względem chemicznym, jeśli woda, używana do zasilania kotłów, zawiera składniki, wyzerające materiał łopatek, lub też, jeśli woda nieodpowiednia dostanie się z powodu nie szczelności rurek w kondensatorze do kotła.

Jeśli oznaczymy przez γ = ciężar właściwy materiału łopatek, D_m = średnią średnicę wieńca łopatkowego, l = wystającą długość łopatek, $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$ = prędkość kątową, to obliczamy dopuszczalne naprężenie na rozciąganie ze wzoru:

$$k_r = \frac{\gamma}{g} \cdot l \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \omega^2 \quad (125),$$

przy wykonaniu łopatek ze stali niklowej można dopuszczać $k_r \leq 1200 \text{ kg/cm}^2$, ze spiżu 800 kg/cm^2 , z mosiądzu 600 kg/cm^2 , do którego to naprężenia dochodzi naprężenie na gięcie, wywołane działaniem pary, a wynoszące 30 do 50 kg/cm^2 .

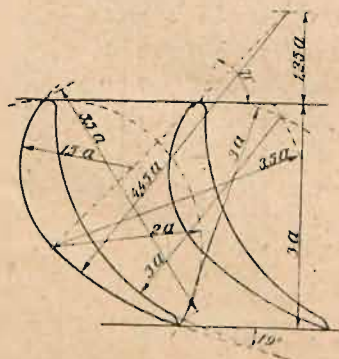
Siła odśrodkowa, działająca na łopatki, a liczona na jednostkę długości wynosi:

$$C = \frac{G}{g} \cdot 0,5 \cdot D_m \cdot \omega^2 \quad (126),$$

gdzie G oznacza ciężar łopatek, liczony na 1 cm średniego obwodu wirnika. $N.p.$ jeśli $\gamma = 0,008$; $l = 18 \text{ cm}$; $D_m = 140 \text{ cm}$; $n = 3000 \text{ obr./min.}$; $\omega = 100 \cdot \pi$, to obliczamy: $k_r = \frac{0,008 \cdot 18}{981} \cdot 70 \cdot 100^2 \cdot \pi^2 \cong 1000 \text{ kg/cm}^2$, a przy $G \cong 0,4 \text{ kg/cm}$: $C = \frac{0,4}{981} \cdot 70 \cdot 100^2 \cdot \pi^2 \cong 280 \text{ kg}$.

Powyższego rodzaju obliczenie nie wystarcza dla łopatek długich, pracujących z wielką prędkością obwodową i wielką prędkością pary. Ponieważ łopatki takie z powodu możliwości ich drgania, powinny móc opanować naprężenia zmienne, należy materiał ich poddać w osobnym przyrządzie próbom ciągłym, pozwalającym przeprowadzenia po kilka tysięcy zmian obciążenia na minutę. Tylko taki materiał może być użyty na łopatki, który wykaże w próbach tego rodzaju swą dobroć i niezawodność.

Zasady konstrukcyjne łopatek omówiono już w § 16 i 22. Dodać należy, że grubość krawędzi łopatki po stronie dopływowej wynosi najczęściej $d_1 = 0,2$ do $0,5 \text{ m/m}$, a po stronie odpływowej $d_2 = 0,8$ do $1,2 \text{ m/m}$. Skutkiem tego w turbinach akcyjnych promień r nie jest wykreślony ze środka łopatek nawet przy $\beta_1 = \beta_2$. Przy szerokości łopatek s wynosi $r =$



Rys. 118.

$= \frac{s}{\cos \beta_1 + \cos \beta_2}$. Uwzględniając grubości d_1 i d_2 , podziałka łopatek wynosi $\tau = \frac{a_1 + d_1}{\sin \beta_1} = \frac{a_2 + d_2}{\sin \beta_2}$ (rys.

68). Największa grubość łopatek wynosi 2 do 6 m/m , a otrzymuje się ją z kątów pochylenia i szerokości łopatek, oraz na podstawie założenia, że końce grzbietów łopatek (więc na rys. 68 poza przekrojami a_1 i a_2) mają być liniami prostymi. W turbinach reakcyjnych można stosować konstrukcję łopatek, przedstawioną na rys. 118; — jako jednostkę przyjęto tutaj średnią grubość

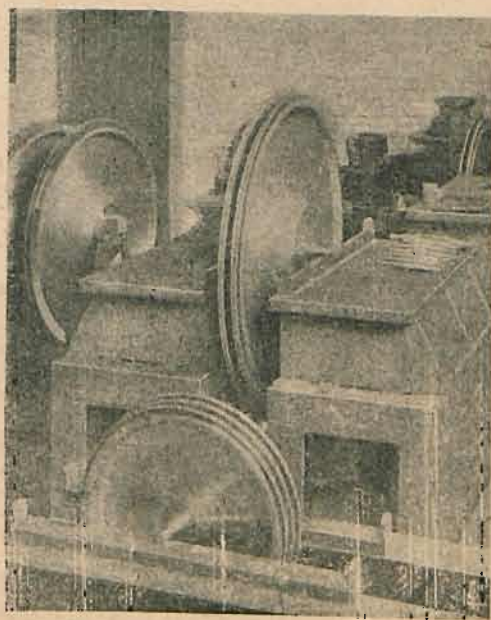
a strumienia parowego. W celu skrócenia turbiny szerokość łopatek nie może być tutaj duża, mianowicie używa się, w zależności od długości łopatek, szerokość $s = 6 \text{ m/m}$ przy

$\tau = 4,2 \text{ m/m}$, $s = 10 \text{ m/m}$ przy $\tau = 6 \text{ m/m}$, $s = 25 \text{ m/m}$ przy $\tau = 14$ do 16 m/m ; —osiowa odległość pomiędzy łopatkowym wieńcem kierowniczym a wirnikowym wynosi 4 do 8 m/m , w zależności od długości łopatek.

Przy długich łopatkach różni się ich prędkość obwodowa na wewnętrznej średnicy znacznie od tejże na zewnętrznej. Z tej przyczyny niektóre fabryki zmniejszają w pobliżu wieńca wirnikowego kąty wlotowe, a powiększają kąty wylotowe, aby zmniejszyć zwięźnienie przekroju przepływowego w okolicy przymocowania łopatek.

§ 38. Koła wirnikowe.

Koła wirnikowe wykonywa się ze stali zlewnej Siemens-Martina lub z niskoprotentowej stali niklowej. Przy średniej prędkości obwodowej używa się materiału o wytrzymałości powyżej 4500 kg/cm^2 , a wydłużeniu 28%, przy wielkiej prędkości obwodowej natomiast — materiału o wytrzymałości na zerwanie 7000 kg/cm^2 , o granicy płynności 5000 kg/cm^2 , a wydłużeniu 18% przy pięciokrotnej długości. Nie wystarcza jednakże sama jakość materiału, gdyż nie mniej ważną rolę odgrywa umiejętne wykonanie wirników, które powinny posiadać materiał możliwie równomiernie przekuty. Największe trudności w tym względzie sprawia, już ze względu na sam sposób odkuwania wirnika, piasta, ponieważ konstruktor zmuszony jest, ze względu na obliczenie dopuszczalnej wytrzymałości, nagromadzić w niej więcej materiału. Celem otrzymania w piastie, w której zachodzą największe naprężenia, materiału możliwie dobrze przekutego, wbija się w blok stalowy, z którego ma być odkuty wirnik, sworzeń okrągły w miejscu, w którym później wytacza się otwór na wał. Po odkuciu należy wirniki wyżarzyć, aby usunąć naprężenia materiału, powstałe przez odkuwanie, i aby osiągnąć dobre wartości wydłużania; — przytem należy również zwrócić uwagę na piastę i wieńiec wirnika, gdzie zachodzą największe nagromadzenia materiału. Jeśli przy wyżarzaniu nie osiągnie się równomiernego ogrzania poszczególnych części wirnika, to powstają dodatkowe naprężenia, które mogą przy dalszej obróbce wirnika na tokarce łatwo spowodować jego odkształcenie. W wielu wypadkach stosuje się oprócz tego, w celu osiągnięcia materiału najprzedsniejszej jakości, hartowanie wirników w oliwie i powtórne wsadzania ich do pieca wyżarzającego.

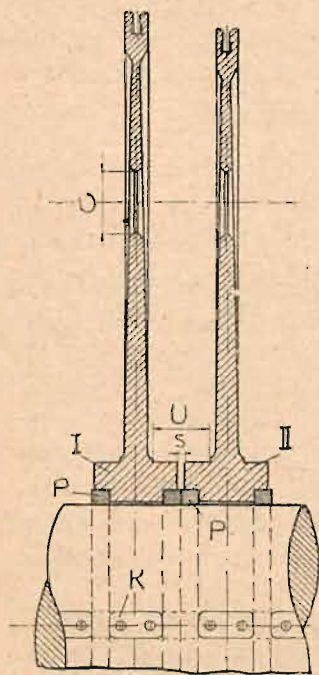


Rys. 119.

W celu uzyskania całkowitego wyrównania mas obrabia się koła wszechstronnie, a w celu zmniejszenia pracy tarcia kół, wirujących w parze, winny być one polerowane.

Z powodu wielkiej liczby obrotów wału turbinowego, możliwie całkowita równowaga sił odśrodkowych jest warunkiem nieodzownym niezawodnej pracy turbiny. Sprawdzanie wyrównania mas przeprowadza się w praktyce wyłącznie w sposób statyczny, uwiarygodniony na rys. 119. Koło gotowe, więc zaopatrzone w wieńiec łopatkowy osadza się

na osi odpowiedniej i wkłada się na linijki stalowe, umocowane na podstawach. Ostatnie muszą być bardzo dokładnie wykonane i ustawione. Jeśli koło popchnięte lekko palcem, porusza się po wymienionych linijkach bardzo powoli i z prędkością zupełnie równą, to statyczne wyrównanie jest osiągnięte. Jeśli natomiast robotnik zauważy przyspieszenie lub zwolnienie okręcania się koła, to nakłada na stronę przeciwną tej, która spowodowała przyspieszenie, masę odpowiednią, dodaje i ujmuje jej, dopóki nie uzyska równomiernego okręcania się koła. Teraz waży ową masę, nałożoną na różnych częściach koła, a ciężar jej daje mu pewną wskazówkę, ile materiału winien zebrać po tej stronie koła, która wywołała przyspieszenie.

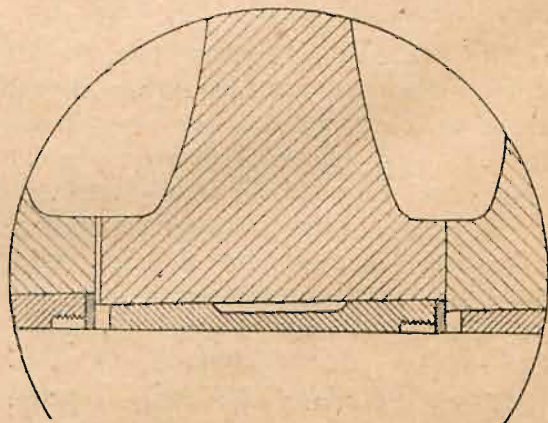


Rys. 120.

W celu usunięcia możliwości powstawania maksymalnych naprężeń zmiennych nasadza się wirnik na wał z pewnem naprężeniem wstępnem. Przy mniejszych naprężeniach wirników turbin wielostopniowych stosuje się nasadzanie ogrzanych wirników, więc ze skurczem, na stosunkowo wąskie pierścienie, aby zapewnić łatwy demontaż (rys. 120), — przy większych naprężeniach w piastach i przy większym, obecnie używanym skurczu, poleca się używać budowy, przedstawionej na rys. 121 ze stożkową tuleją, umożliwiającą również łatwe zdejmowanie kół. W budowie, przedstawionej na rys. 120, znajduje się pomiędzy piastami mała szczelina *s*. Poszczególne koła uruchamiają wał turbinowy zapomocą klinów *K*; — na długości *U* znajduje się uszczelnienie w piastach kierownicy, koła posiadają kilka otworów *O* w celu wyrównania ewentualnej różnicy ciśnienia pary po obydwóch stronach koła i w celu zmniejszenia ssania pary do wieńca wirnika ze szczeliny, znajdującej się pomiędzy wieńcami łopatkowymi kierownicy i wirnika. Rozcięcie *R* o szerokości 2 mm, uwidocznione przy konstrukcji III, rys. 115, ma zapobiedz ściśnięciu łopatek, lecz jest rzadko wykonywane.

Ponieważ zachodziły wypadki, że koła wirnikowe, pomimo zastosowania skurczu, obluźniały się na wale, niektóre fabryki wykonywały wał razem z wirnikami z jednego kawałka. Budowa tego rodzaju, spotykana od szeregu lat w Ameryce i wymagająca odpowiednich pras, obecnie zaczyna rozpowszechniać się także w Europie. Sprawdzanie zrównoważenia mas należy wtedy przeprowadzać w sposób dynamiczny.

Koła Curtis'a turbin kombinowanych nie zawsze posiadają zewnętrzną średnicę piasty o kształcie cylindrycznym dla uszczelki *U*. Tarcza koła może przechodzić dużym łukiem *M* (rys. 122) w piastę, co jest tutaj bardzo pożądane, ponieważ wirniki te posiadają zwykle wielką średnicę i wielką prędkość obwodową.



Rys. 121.

Ułożenie poszczególnych kół w turbinach wielostopniowych na wale turbinowym uwidoczniają rysunki podane w rozdziale III.

W turbinach kilkostopniowych, np. posiadających tylko dwa lub trzy stopnie ciśnienia, można stosować konstrukcję, pokazaną na rys. 123. Wirnik spoczywa tutaj na rozciętej tulei *B* z zewnętrzną powierzchnią stożkową, a opiera się z jednej strony na pierścieniu stalowym *A*, który spoczywa na występie wału turbinowego. Do przytwierdzenia koła służy nakrętka stalowa *N*, ubezpieczona przeciw obluźnieniu podkładką miedzianą. Uszczelnienie kierownicy *U* znajduje się tutaj przy wale turbinowym.

Obliczenie wytrzymałości kół wirnikowych. W tarczach wirujących największe naprężenia występują w środku tarczy, lub, gdy tarcza jest przewiercona, na wewnętrznej krawędzi otworu, a rozkład naprężeń jest uwidoczniony na rys. 124. W tarczach o jednostajnej wytrzymałości grubość tarczy na zewnętrznym jej obwodzie y_4 obieramy konstrukcyjnie, uwzględniając połączenie jej z wieńcem. Wówczas grubość tarczy w poszczególnych przekrojach, jeśli nie jest ona przewiercona, znajdziemy ze wzoru:

$$y = y_4 \cdot e^{\frac{\gamma \cdot v^2}{g \cdot 2 \sigma}} \dots \dots \dots (127)^*),$$

gdzie: y = grubość tarczy w *cm*; γ = ciężar właściwy materiału w kg/cm^3 ; v = prędkość obwodowa w rozważanym przekroju w cm/sek. ; g = przyspieszenie ziemskie w cm/sek.^2 ; σ = naprężenie w materiale w kg/cm^2 , które

można przyjąć dla stali zlewnej 800 do 1200, zaś dla stali niklowej 1200 do 1600. W tarczach o jednostajnej wytrzymałości z otworem w środku uwzględniamy w przybliżeniu wzrost naprężenia na krawędziach otworu przez współczynnik $\varphi = 1,6$ do 1,8, zależnie od tego, czy otwór jest mały lub duży, a otrzymujemy wtedy:

$$y = \varphi \cdot y_4 \cdot e^{\frac{\gamma \cdot v^2}{g \cdot 2 \sigma}} \dots \dots \dots (128)^*).$$

Naprężenia maksymalne, panujące w środku tarczy o jednakowej i nieznacznej grubości w wypadku tarczy pełnej znajdziemy, przy stałej Poisson'a $m = 0,3$, ze wzoru:

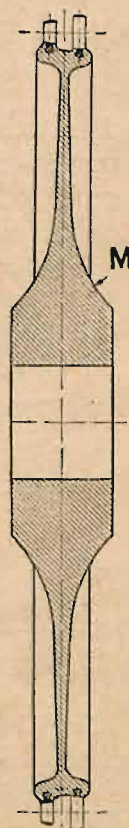
$$\sigma = \gamma \cdot \frac{v^2}{g} \cdot \frac{3 + m}{8} \dots \dots \dots (129)^{**}),$$

oraz naprężenia na krawędzi wewnętrznej, w wypadku tarczy z otworem w środku (rys. 125), jeśli oznaczymy przez $\alpha = x_0 : r_0$, ze wzoru:

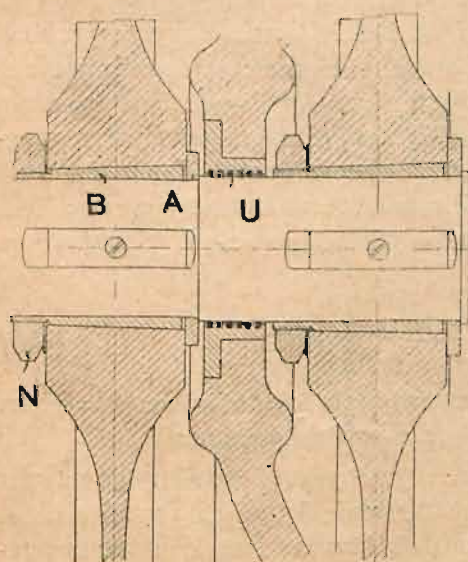
$$\sigma = \gamma \cdot \frac{v^2}{g} \cdot \frac{3 + m}{4} \cdot \left(1 + \frac{1 - m}{3 + m} \cdot \alpha^2 \right) \dots \dots \dots (130)^{**}).$$

*) Dubbel-Dampfmaschinen und Dampfturbinen 1921 str. 471 i 467.

**) Timoszenko—Huber—Wytrzymałość materiałów 1922 r. str. 297.



Rys. 122.



Rys. 123.

W ogólnym wypadku tarczy symetrycznej kształtu dowolnego naprężenia znajdziemy ze wzorów:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-m^2} \left(m \cdot \frac{\xi}{x} + \frac{d\xi}{dx} \right) \quad (131),$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-m^2} \left(\frac{\xi}{x} + m \cdot \frac{d\xi}{dx} \right) \quad (132).$$

gdzie oznacza: σ_r = naprężenie promieniowe, σ_t = naprężenie styczne, ξ = przesunięcie promieniowe rozważanego punktu pod działaniem σ_r i σ_t , x = odległość rozważanego punktu od osi, E = spółośczynnik sprężystości materiału. Po przekształceniu wzorów powyższych dla tarczy o kształcie hyperboloidy $y = C \cdot x^{2\beta}$ znajdziemy naprężenia ze wzorów:

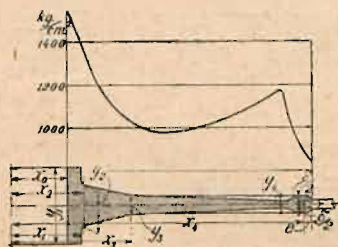
$$\sigma_r = \frac{E}{1-m^2} \left[(3+m) a \cdot x^2 + k' (\psi' + m) \cdot x^{\psi'-1} + k'' (\psi'' + m) \cdot x^{\psi''-1} \right] \quad (133),$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-m^2} \left[(1+3m) a \cdot x^2 + k' (1+m \cdot \psi') \cdot x^{\psi'-1} + k'' (1+m \cdot \psi'') \cdot x^{\psi''-1} \right] \quad (134),$$

gdzie a określimy z zależności: $a = -$

$$-\frac{(1-m^2) \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2}{E [8 + 2\beta (3+m)]}, \text{ zaś } \psi' \text{ i } \psi'' \text{ są pierwiastkami równowania: } \psi^2 + 2\beta \cdot \psi + 2m \cdot \beta - 1 = 0.$$

Stałe całkowania k' i k'' wyznaczymy z warunku granicznego dla krawędzi otworu: $\sigma_{r0} = 0$. Wówczas otrzymamy z równań (133) i (134) te stałe w funkcji jedynej niewiadomej σ_{t0} . Aby wyznaczyć σ_{t0} musimy rozważyć naprężenia, panujące w miejscu przytwierdzenia łopatek. Zatem w równaniu (133) zamiast x wstawiamy x_4 (rys. 124), zamiast σ_r wstawiamy σ_t , t. j. naprężenie



Rys. 124.



Rys. 125.

jednostkowe, wywołane przez łopatki, przyczem:

$$\sigma_t = \frac{\gamma \cdot q \cdot (x_4 + e) \cdot \omega^2 \cdot z}{g \cdot 2 \cdot \pi \cdot x_4 \cdot \delta} \text{ w kg/cm}^2 \quad (135),$$

gdzie q = objętość łopatki w cm^3 ; e = wysokość zamocowania łopatki w cm , z = liczba łopatek, δ = najmniejsza szerokość wirnika w miejscu zamocowania w cm .

W wypadku, gdy kształt tarczy jest złożony, lecz symetryczny, dzielimy go na szeregi części, z których każdą zastępujemy możliwie dokładnie kształtem hyperboloidu, a dobrane w ten sposób kontury kształtów osobnych części muszą zadość czynić równaniu $y = C \cdot x^{2\beta}$. Np. przy piąście o stałej szerokości równanie to przyjmie postać $y_1 = C$ przy $\beta = 0$. W ogólnym wypadku, mając dane y_1 ; x_1 ; y_3 ; x_3 ; piszemy równanie $\frac{y_1}{y_3} = \left(\frac{x_1}{x_3} \right)^{2\beta}$; $2\beta = \frac{\lg y_1 - \lg y_3}{\lg x_1 - \lg x_3}$ i znajdziemy β oraz $C = \frac{y_1}{x_1^{2\beta}} = \frac{y_3}{x_3^{2\beta}}$.

Z powyższych rozważań, a w szczególności z porównania wzorów (127), (128), (129) i (130) widzimy, że naprężenia przy otworze środkowym w tarczach są około 2 razy większe jak w pełnych wirnikach, przymocowywanych śrubami do obrzeża wału lub prasowanych razem z wałem z jednego kawała. Również otwory w wirnikach turbin akcyj-

nych, służące do wyrównania ciśnienia pary po obydwóch stronach wirnika, mogą powodować wzrost naprężeń na krańcach otworów, przekraczający trzykrotnie naprężenia w tarczy pełnej w tem samym miejscu.

Wieniec kół wirnikowych, gdy szerokość ich niezbyt różni się od grubości tarczy i przejścia od wienca do tarczy tworzą łagodne łuki, a naprężenia σ mają być takie same, jak na zewnętrznej krawędzi tarczy, obliczamy ze wzoru (rys. 125):

$$h = r_0 \cdot \frac{\frac{\sigma \cdot y_1}{b} - \sigma_i}{\frac{\gamma \cdot v^2}{g} - \sigma \left(1 - \frac{1}{m}\right)} \quad (136),$$

gdzie: h = wysokość, a b = szerokość wienca, którą przyjmujemy, uwzględniając zamocowanie łopatek; r_0 wzgl. R_0 = średnia średnica wienca wzgl. piasty. Gdy szerokość wienca jest znacznie większa od grubości tarczy, obliczamy wieniec na zasadach, podanych dla obliczania bębnow (str. 139).

Piastę wirników przy tarczy jednakowej grubości i słabej, przewierconej piastie obliczamy ze wzorów *) (rys. 125):

$$k_{rt} = \frac{1}{4} \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 (3,3 r_0^2 + 0,7 R_0^2) + \frac{\sigma_a \cdot r_0^2}{r_0^2 - R_0^2} \cdot 2 + \frac{\sigma_i}{r_0^2 - R_0^2} (0,7 R_0^2 + 1,3 r_0^2) \quad (137),$$

gdzie: k_{rt} = naprężenie w tarczy, σ_a = naprężenie jednostkowe, jakie wywiera ciśnienie tarczy na wieniec, σ_i = naprężenie jednostkowe, jakie wywiera tarcza na piastę;

$$k_{rw} = \frac{\sigma_i \cdot r_0}{h} + \frac{\gamma \cdot v^2}{g} - \frac{\sigma_a \cdot y_1 \cdot r_0}{b \cdot h} \quad (138),$$

gdzie k_{rw} = naprężenie w wiencu:

$$k_{rp} = \frac{\sigma_i \cdot R_0}{H} + \frac{\gamma \cdot \omega^2 \cdot R_0^2}{g} - \frac{\sigma_i \cdot y_1 \cdot R_0}{B \cdot H} \quad (139),$$

gdzie: k_{rp} = naprężenie w piastie, σ_i = jednostkowe naprężenie wstępne, wywołane zamocowaniem wirnika na wale (np. $\sigma_i = 50 \text{ kg/cm}^2$), H = grubość, B = długość piasty;

$$\frac{\sigma_i \cdot r_0}{h} + \frac{\gamma \cdot v^2}{g} - \frac{\sigma_a \cdot y_1 \cdot r_0}{b \cdot h} = \frac{1}{4} \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 [3,3 R_0^2 + 0,7 r_0^2] \quad (140).$$

Z powyższych czterech wzorów mamy określić 6 niewiadomych b , h , B , H , σ_a i σ_i . Dwie z tych niewiadomych musimy zatem założyć.

Jeśli tarcza jest stałej wytrzymałości, a piasta gruba i przewiercona, to obliczamy ją ze wzoru (rys. 124):

$$B = \frac{\frac{y_2 \cdot \sigma}{x_2^2 - x_0^2} \{1,3 x_0^2 + 0,7 x_2^2\}}{\sigma \left(1 - \frac{1}{m}\right) - \frac{1}{4} \frac{\gamma}{g} \omega^2 \{3,3 x_0^2 + 0,7 x_2^2\} - 2 \frac{\sigma_i x_0^2}{x_2^2 - x_0^2}} \quad (141),$$

a miarodajne naprężenie przy wewnętrznej krawędzi piasty wyniesie:

$$k_{rp} = \frac{1}{4} \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \{3,3 x_2^2 + 0,7 x_0^2\} + \frac{\sigma_i}{x_2^2 - x_0^2} \{0,7 x_0^2 + 1,3 x_2^2\} + 2 \frac{\sigma \cdot y_2 \cdot x_2^2}{B (x_2^2 - x_0^2)} \quad (142).$$

*) Bach-Elastizität und Festigkeit 1911. str. 602 i 603.