

Jeśli oznaczymy przez η_e — termodynamiczny efektywny współczynnik sprawności turbiny, a przez η_d — współczynnik sprawności generatora elektrycznego, to obliczamy zużycie pary na 1 kW·godz. ze wzoru:

$$G_{el} = \frac{632,3}{0,736 \cdot \eta_e \cdot \eta_d \cdot (i_1 - i_2)} \quad (97)$$

Moc maksymalna w kW, którą można osiągnąć zapomocą turbiny osiowej wynosi więc:

$$N_{kw} = \frac{3600 \cdot G_{sek}}{G_{el}} = \frac{3600 \cdot 91,5 \cdot \sin \alpha_2 \cdot \lambda \cdot \pi \cdot D_m \cdot l_2 \cdot \eta_e \cdot \eta_d \cdot (i_1 - i_2)^{\frac{3}{2}} \cdot \sqrt{\zeta_a}}{858 \cdot v_k} \quad (98)$$

§ 25. Wielostopniowe osiowe turbiny akcyjne.

Opis tego systemu, podany w § 7, należy uzupełnić kilku uwagami, odnoszącymi się do obliczenia tych turbin. Podług wzorów (37) i (38) prędkość pary c_1 , uzyskana przez ekspansję, jest proporcjonalną do pierwiastka z rozporządzalnego spadku ciepła. W turbinie akcyjnej o z stopniach ciśnienia, w której w każdym stopniu zamienia się na energję kinetyczną z — ta część całkowitego spadku ciepła, wynosi prędkość c_1 w poszczególnym stopniu tylko \sqrt{z} — tą część tejże prędkości w jednostopniowej turbinie. Skutkiem tego przy zastosowaniu w obydwu rodzajach turbin tego samego stosunku $u : c_1$, może prędkość obwodowa u turbiny o z stopniach ciśnienia równać się \sqrt{z} — tej części tejże prędkości turbiny jednostopniowej, bez wywierania ujemnego wpływu na współczynnik η_m . W wielostopniowej turbinie akcyjnej można więc osiągnąć znacznie mniejsze prędkości obwodowe, czyli mniejszą liczbę obrotów i mniejsze średnice wirników, niż w jednostopniowej, zmniejszając zarazem ścieranie się łopatek z powodu zmniejszenia obciążenia jednostkowego tychże.

Wielostopniowe turbiny akcyjne można podzielić na dwa rodzaje:

I) turbiny, pracujące z mniejszą prędkością pary od prędkości krytycznej,

II) turbiny, pracujące z większą prędkością pary od prędkości krytycznej;

oczywiście często buduje się turbiny, w których para posiada w jednej części stopni mniejszą, a w drugiej części większą prędkość od krytycznej.

Wymienione dwa rodzaje turbin mogą pracować z wyzyskaniem wylotowej prędkości pary z pewnego wirnika w następnym stopniu ciśnienia, lub też bez tego wyzyskania. Wyzyskanie wylotowej prędkości, tworzącej prędkość wlotową w następnej kierownicy, wymaga umieszczenia kierownicy w małym odstępnie od wirnika poprzedniego stopnia, a następuje zawsze przy zasilaniu wirników na całym obwodzie, jeśli średnica D_m pozostaje ta sama.

Przy częściowym zasilaniu można wspomnianą prędkość wylotową również wyzyskać przez zasilanie wirników na tym samym łuku obwodowym w poszczególnych po sobie następujących stopniach ciśnienia. Turbiny tego rodzaju budują np. fabryki Oerlikon w Szwajcarii i Bergmann w Berlinie. Kilka wirników częściowo wysoko- i częściowo nisko- prężnej są tutaj zasilane na tym samym łuku obwodowym, skutkiem czego długość łopatek musi dość znacznie wzrastać w poszczególnych stopniach ciśnienia, — wirniki nisko- prężne, umieszczone w pobliżu wysokoprężnych w tej samej osłonie, są natomiast zasilane na całym obwodzie. W turbinach tych nie można więc wyzyskać wylotowej prędkości

kości z ostatniego wirnika części niskoprężnej, gdzie strata wylotowa jest nieunikniona, oraz prędkości wylotowej z ostatniego wieńca części turbiny częściowo zasilanej, gdzie przyjmujemy, że prędkość pary zostaje zużyta przez wiry, powiększając przez to ciepłok całkowity pary, która wykonywa pracę w następnym stopniu ciśnienia.

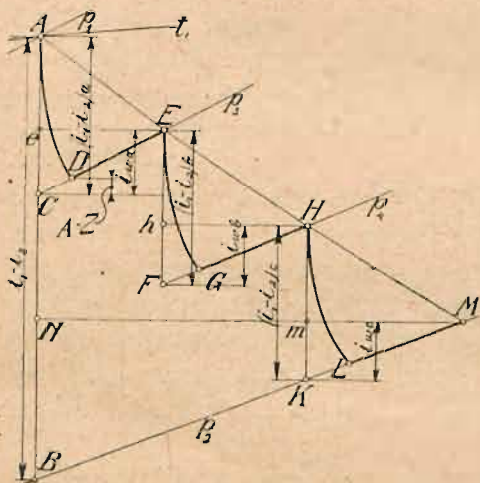
Z wielostopniowych turbin akcyjnych są najwięcej rozpowszechnione te rodzaje (Zoelly, Rateau), w których część wysokoprężna posiada kilka wirników częściowo zasilanych, pracujących bez wyzyskania prędkości wylotowej poprzedniego stopnia ciśnienia, a część niskoprężna składa się z kilku wirników zasilanych na całym obwodzie, więc wyzyskujących w kierownicach prędkość wylotową z poprzedniego wirnika. Łuk zasilania poszczególnych po sobie następujących wirników po stronie wysokoprężnej wzrasta stopniowo, skutkiem czego wysokość łopatek nie potrzebuje być znacznie powiększona. Ponieważ jednakże prędkość wylotowa pary w tej części turbiny służy do powiększenia ciepłoka całkowitego pary, pracującej w następnym stopniu ciśnienia, przeto współczynnik indykowany η_i całej turbiny jest o 3% do 8% korzystniejszy od tegoż współczynnika dla jednego stopnia ciśnienia w części wysokoprężnej.

Jeśli spadek adyabatyczny ciepłoka dla całej turbiny oznaczymy przez $s_a = i_1 - i_2$, to przy uwzględnieniu odzyskanego ciepła ze strat możemy przyjąć spadek ciepłoka, który wszystkie stopnie ciśnienia przerabiają, jako:

$$s_p = \alpha \cdot (i_1 - i_2) \quad (99),$$

gdzie α oznacza 1,03 do 1,08.

W wykresie $J - S$ przedstawia się przebieg pracy, którą wykonywa para w wielostopniowej turbinie akcyjnej, jako suma przebiegów w poszczególnych turbinach. Rys. 75 przedstawia np. przebieg w trzystopniowej turbinie, jeśli założymy, że prędkość wylotowa



Rys. 75.

z wirnika nie zostaje wyzyskana w następnej kierownicy. Gdyby turbina ta pracowała bez strat w granicach ciśnień p_1 i p_2 , to mogłaby wyzyskać spadek ciepłoka $(i_1 - i_2)$. Jeśli przyjmujemy, że strata w kierownicy wynosi $A \cdot Z$ i że wszystkie straty wewnętrzne wynoszą dla pierwszego stopnia ciśnienia $i_{wa} = A \cdot Z + A \cdot Z_1 + A \cdot Z_2 + A \cdot Z_3 + A \cdot Z_4$, to otrzymamy dla tegoż stopnia przebieg $A D E$. Analogicznie do tego mamy w drugim stopniu ciśnienia, po określeniu wszystkich strat przez i_{wb} , przebieg podług $E G H$, a w trzecim stopniu przy stratach wewnętrznych i_{wc} przebieg podług $H L M$.

Ponieważ $(i_1 - i_2)_a$, wzgl. $(i_1 - i_2)_b$, wzgl. $(i_1 - i_2)_c$ są teoretycznymi spadkami ciepłoka w poszczególnych stopniach ciśnienia, przeto

otrzymamy dla nich:

$$\eta_{ia} = \frac{Ae}{AC}, \quad \text{wzgl.} \quad \eta_{ib} = \frac{Eh}{EF}, \quad \text{wzgl.} \quad \eta_{ic} = \frac{Hm}{HK}.$$

Oczywiście przy równym podziale pracy na poszczególne stopnie, indikowany współczynnik sprawności jest jednakowy w poszczególnych stopniach. Natomiast tenże współczynnik dla całej turbiny określamy jako:

$$\eta_i = \frac{AN}{AB} \quad (100)$$

W turbinie, względnie w tej części turbiny (np. na całym obwodzie zasilane wirniki Zoelly'ego), w której prędkość pary wylotowej z wirnika zostaje wyzyskana w następnej kierownicy, przedstawiamy przebieg pracy podług rys. 76. Jeśli odejmiemy od adiabatyicznego spadku ciepła w pierwszym stopniu ciśnienia $(i_1 - i_2)_a$ straty $i_{sa} = A \cdot Z + A \cdot Z_1 + A \cdot Z_3 + A \cdot Z_4$, to znajdziemy punkt F , a wartość ciepła wylotowej energii pary z pierwszego wirnika wynosi $A \cdot Z_{2a} = A \cdot \frac{c_2^2}{2g} = F G$.

Ponieważ para dopływa do kierownicy drugiego stopnia ciśnienia z prędkością c_2 przeto otrzymujemy w tym stopniu teoretyczny spadek ciepła, miarodajny dla obliczenia teoretycznej prędkości wylotowej z kierownicy drugiego stopnia, jako $(i_1 - i_2)_b = G H$. W następnych stopniach przebieg jest analogiczny do przedstawionego dla drugiego stopnia jedynie w ostatnim stopniu, w którym nie możemy wyzyskać energii wylotowej oznaczając: $i_{sc} = A \cdot Z + A \cdot Z_1 + A \cdot Z_2 + A \cdot Z_3 + A \cdot Z_4$. Indikowany współczynnik sprawności dla całej turbiny wynosi tutaj:

$$\eta_i = \frac{AR}{AB} \quad (101)$$

i jest większy od współczynnika, uzyskanego w razie straty energii wylotowej przez wiry.

Liczba stopni ciśnienia zależy od zastosowanej prędkości pary.

1) W turbinach, pracujących we wszystkich stopniach z mniejszą prędkością pary od krytycznej, obliczamy liczbę stopni, jeśli przez ξ określimy krytyczny stosunek, ciśnień w sposób następujący.

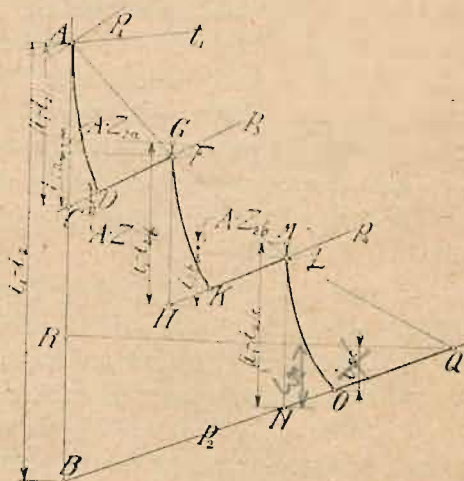
$$\begin{array}{lll} \text{Ciśnienie wylotowe pierwszego stopnia: } p_3 = \xi \cdot p_1, \\ \text{" " " drugiego " : } p_4 = \xi \cdot p_3 = \xi^2 \cdot p_1, \\ \text{" " " trzeciego " : } p_5 = \xi \cdot p_4 = \xi^3 \cdot p_1, \\ \text{" " " z tego " : } p_2 = \xi^n \cdot p_1, \end{array}$$

czyli:

$$n = \frac{\log p_2 - \log p_1}{\log \xi} \quad (102)$$

przyczem $\xi = 0,5774$ dla pary suchej, a $\xi = 0,5457$ dla pary przegrzanej.

II) Jeśli turbina, w celu zmniejszenia kosztów jej budowy, ma pracować z większą prędkością od krytycznej, wtedy przyjmujemy pewną liczbę stopni, którą ze względu na koszty fabrykacyjne uważamy za najodpowiedniejszą. Pomimo, że współczynnik sprawności na obwodzie η_u jest w wielostopniowych turbinach akcyjnych, podobnie jak w jed-



Rys. 76*).

* Długość i_{sc} ma być odłożona od N do linii QR , a nie od O do QR .

nostopniowych (rys. 70 krzywa I), najkorzystniejszy przy $u : c_1 = 0,5$, stosujemy ze względu na dopuszczalną prędkość obwodową tylko w turbinach o wielkiej mocy $u : c_1 = 0,35$ do $0,5$, a w turbinach o średniej mocy $u : c_1 = 0,25$ do $0,35$. Przy obliczaniu bilansu ciepła można przyjąć straty oporu tarcia wirników i wentylacji (N_r) jako 4% do 2% od spadku ciepłika w odpowiednim stopniu ciśnienia dla wirników częściowo zasilanych, a 2% do 1% dla wirników zasilanych na całym obwodzie. Przy obliczaniu musimy więc uwzględnić, czy dopuszczalna prędkość obwodowa (w turbinach o średniej mocy $u \leq 160$ m/sek, a o wielkiej mocy przy zastosowaniu wyborowego materiału $u \leq 260$ m/sek, licząc dla średniej średnicy D_m , nie zostanie przekroczona, a równocześnie uwzględnić także odchylenie strumienia pary o kąt ω_1 z powodu dalszej ekspansji pary w trójkącie wylotowym kierownicy. Nadmienić należy, że często stosuje się większą prędkość pary od krytycznej tylko w kilku ostatnich wirnikach niskoprężnych.

Jeśli mamy zbudować turbinę o bardzo wielkiej mocy, musimy przede wszystkim obliczyć wolny przekrój przepływowy w ostatnim wirniku, aby straty wylotowe nie były za duże (patrz § 24).

Przykład. Obliczyć turbinę Zoelly'ego o mocy efektywnej, mierzonej przy sprzęgle między turbiną i dynamo 10 000 kW; $p_1 = 15$ atm. abs.; $t = 300^\circ \text{C}$; $p_2 = 0,06$ atm.; $n = 3000$ obr./min. Turbina ma posiadać 7 stopni ciśnienia, przyczem w dwóch ostatnich stopniach może zachodzić większa prędkość pary od krytycznej (§ 21).

Z tablic $J-S$: $i_1 = 725$ ciepł.; $i_2 = 507,5$ ciepł.; $s_a = i_1 - i_2 = 217,5$ ciepł., a uwzględniając odzyskane ciepło, powstałe ze strat ($\alpha = 1,08$), wyniesie $s_p = 1,08 \cdot 217,5 \cong 235,8$ ciepł. W dwóch pierwszych stopniach, jako częściowo zasilanych, oraz w szóstym stopniu, ze względu na powiększenie średnicy, nie wyzyskujemy prędkości wylotowej, w innych stopniach jest ona wyzyskana. W pięciu pierwszych stopniach określamy jednakowy spadek ciepłika w każdym stopniu 29,06 ciepł.; w 6 tym stopniu — 47 ciepł.; w 7-y m stopniu — 43,5 ciepł.

$$c_0 = 91,5 \sqrt{29,06} \cong 493 \text{ m/sek}; \varphi = 0,945; c_1 = 0,945 \cdot 493 \cong 466 \text{ m/sek}.$$

Zakładamy dla pierwszych 5 stopni ciśnienia: $D_m = 1350$ m/m; $\alpha_1 = 14^\circ$; $u = \frac{\pi \cdot 1,35 \cdot 3000}{60} \cong 212$ m/sek; $\frac{u}{c_1} \cong 0,455$.

Z wykresu prędkości: $w_1 = 266$ m/sek; $\beta_1 = 25^\circ 30'$; zakładamy: $\beta_2 = \beta_1$; $\phi = 0,81$; $w_2 = 0,81 \cdot 266 = 215,7$ m/sek; z wykresu prędkości: $c_2 = 94,5$ m/sek; $\alpha_2 = 100^\circ 10'$.

Straty w pierwszym stopniu ciśnienia:

$$1) \text{ w kierownicy } A \cdot Z = \frac{1}{427} (1 - 0,945^2) \frac{493^2}{2 \cdot 9,81} \cong 3,1 \text{ ciepł. } (v_{3a} = 0,263 \text{ m}^3/\text{kg}).$$

$$2) \text{ w wirniku } A \cdot Z_{1a} = \frac{1}{427} (1 - 0,81^2) \frac{266^2}{2 \cdot 9,81} \cong 2,9 \text{ ciepł. } (v_{4a} = 0,271 \text{ m}^3/\text{kg});$$

$$3) \text{ wylotowa } A \cdot Z_{2a} = \frac{1}{427} \cdot \frac{94,5^2}{2 \cdot 9,81} = 1,06 \text{ ciepł.};$$

3) na rozpryskiwanie i nieuszczelności (pomiędzy stopniami uszczelnienie węglowe) przyjmujemy 3% adiabatyicznego spadku ciepłika, czyli $A \cdot Z_{3a} = 0,03 \cdot 29,06 \cong 0,87$ ciepł.;

5) na pracę tarcia i wentylacji przyjmujemy 2% tegoż spadku ciepłika t. j. $A \cdot Z_{4a} = 0,02 \cdot 29,06 \cong 0,58$ ciepł. Suma wszystkich strat $A \cdot Z_s = 8,51$ ciepł. W drugim stopniu ciśnienia straty te same co i w pierwszym. Suma wszystkich strat bez straty wylotowej wyniesie $A \cdot Z_b - A \cdot Z_{2b} = 7,45$ ciepł. ($v_{3b} = 0,415 \text{ m}^3/\text{kg}$, $v_{4b} = 0,423 \text{ m}^3/\text{kg}$).

W trzecim — te same co w pierwszym, prócz strat na rozpryskiwanie i wentylację, których nie uwzględniamy wobec zasłaniania wirnika na całym obwodzie, zaś straty tarcia i nieszczelności przyjmujemy 2% t. j. $A \cdot Z_{3c} = 0,02 \cdot 29,06 \cong 0,58$ ciepł. Suma wszystkich strat bez straty wylotowej wyniesie $A \cdot Z_c - A \cdot Z_{2c} = 6,58$ ciepł. ($v_{3c} = 0,673 \text{ m}^3/\text{kg}$, $v_{4c} = 0,688 \text{ m}^3/\text{kg}$). W czwartym i piątym stopniu ciśnienia straty są te same co w trzecim: $A \cdot Z_d - A \cdot Z_{2d} = A \cdot Z_e - A \cdot Z_{2e} = 6,58$ ciepł. ($v_{3d} = 1,19 \text{ m}^3/\text{kg}$, $v_{4d} = 1,195 \text{ m}^3/\text{kg}$, $v_{3e} = 2,264 \text{ m}^3/\text{kg}$, $v_{4e} = 2,274 \text{ m}^3/\text{kg}$).

W szóstym stopniu ciśnienia, z powodu założonego dużego spadku ciepłika, otrzymujemy prędkość większą od krytycznej. Obliczamy kąt odchylenia strumienia pary. Z wykresu $J-S$ rys. 77 znajdujemy: ciśnienie przed kierownicą (punkt S) $p_{1f} = 0,735 \text{ kg/cm}^2$; za kie-

rownicą — $p_{2f} = 0,194 \text{ kg/cm}^2$; z rys. 65 przy $\frac{p_{2f}}{p_{1f}} =$

$$= \frac{0,194}{0,735} \cong 0,264 \text{ znajdziemy bez uwzględnienia strat } \rho =$$

$= 69^\circ$. Podług wzoru (78-a), zakładając ze względu na uzyskanie większych wolnych przekroji, a przez to niż-

$$\text{szych łopatek, } \alpha_1 = 18^\circ, \text{ otrzymujemy: } \rho_{DE} = \frac{\pi}{2} - \alpha_1 =$$

$$= 90^\circ - 18^\circ = 72^\circ, \text{ czyli, że ekspansja na zamierzone}$$

ciśnienie p_{2f} odbędzie się w trójkącie wylotowym ($\rho_{DE} >$

$> \rho$). Ze względu na powiększenie średnicy w szóstym

stopniu, nie wyzyskujemy prędkości wylotowej piątego

stopnia. Przy spadku ciepłika 47 ciepł. $c_{0f} = 91,5 \sqrt{47} =$

$$\cong 628 \text{ m/sek.}; \text{ przy } \varphi = 0,95 \text{ jest } c_{1f} = 0,95 \cdot 628 =$$

$$\cong 596 \text{ m/sek. Ciśnienie krytyczne dla pary suchej } p_{mf} =$$

$$= 0,5774 \cdot p_{1f} = 0,5774 \cdot 0,735 = 0,424 \text{ atm. abs., a przy}$$

ciśnieniu tem znajdziemy z rys. 77 na linii rzeczywistego

przebiegu w kierownicy, a więc z uwzględnieniem strat,

$$i_{mf} \cong 599,2 \text{ ciepł. Ciepłik przy wejściu do kierownicy wynosi: } i_{1f} = 618,5 \text{ ciepł., stąd}$$

$$c'_{mf} = 91,5 \sqrt{i_{1f} - i_{mf}} \cong 402 \text{ m/sek.}; v'_{mf} \cong 3,6 \text{ m}^3/\text{kg. Podług wzoru (71) otrzymamy *)}: \sin \alpha'_1 =$$

$$\frac{v_{3f}}{v'_{mf}} \cdot \frac{c'_{mf}}{c_{1f}} \cdot \sin \alpha_1 = \frac{7,41}{3,6} \cdot \frac{402}{596} \cdot 0,309 \cong 0,43, \text{ skąd } \alpha'_1 \cong 25^\circ 30', \text{ zaś } \omega_1 = \alpha'_1 -$$

$$- \alpha_1 = 7^\circ 30'. \text{ Zakładamy: } D_m = 1500 \text{ m/m; } u = \frac{\pi \cdot 1,5 \cdot 3000}{60} = 236 \text{ m/sek.}; \frac{u}{c_1} \cong 0,396.$$

Z wykresu prędkości: $w_1 = 397 \text{ m/sek.}; \beta_1 = 40^\circ 30';$ zakładamy $\beta_2 = \beta_1; \psi = 0,9; w_2 =$

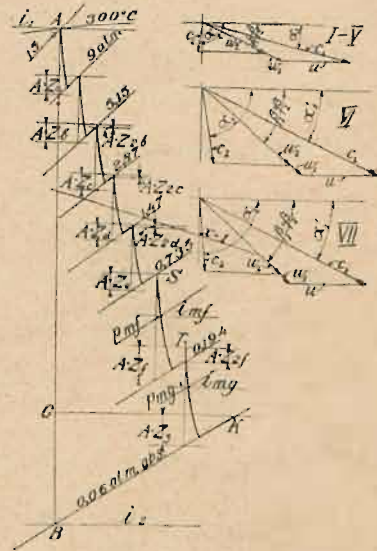
$$= 0,9 \cdot 397 \cong 357 \text{ m/sek.}; \text{ z wykresu prędkości: } c_2 = 235 \text{ m/sek.}; \alpha_2 = 81^\circ.$$

Straty w szóstym stopniu ciśnienia: 1) w kierownicy $A \cdot Z = \frac{1}{427} (1 - 0,95^2) \cdot$

$$\frac{628^2}{2 \cdot 9,81} \cong 4,59 \text{ ciepł. } (v_{3f} = 7,41 \text{ m}^3/\text{kg}); 2) \text{ w wirniku } A \cdot Z_{1f} = \frac{1}{427} (1 - 0,9^2) \frac{397^2}{2 \cdot 9,81} =$$

$$\cong 3,58 \text{ ciepł. } (v_{4f} = 7,47 \text{ m}^3/\text{kg}); 3) \text{ wylotowa } A \cdot Z_{2f} = \frac{1}{427} \cdot \frac{235^2}{2 \cdot 9,81} \cong 6,6 \text{ ciepł.}; 4) \text{ na}$$

nieszczelności i pracę tarcia przyjmujemy 1% t. j. $A \cdot Z_{3f} = 0,01 \cdot 47 = 0,47$ ciepł.; suma wszystkich strat $A \cdot Z_f = 15,24$ ciepł., a bez straty wylotowej $A \cdot Z_f - A \cdot Z_{2f} = 8,64$ ciepł.



Rys. 77.

*) Przy znajdowaniu ω_1 nie należy posługiwać się rys. 65, który jest słuszny tylko przy stałym wykładniku k , a lepiej jest stosować metodę, tutaj podaną.

W siódmym stopniu ciśnienia, ze względu na wyzyskaną prędkość wylotową z szóstego stopnia, obliczamy kąt odchylenia strumienia pary przy ciśnieniu przed kierownicą $p_{1g} = 0,233$ atm. abs., większem od p_{2f} w szóstym wirniku (rys. 77 punkt T), oraz $p_{2g} = 0,06$ atm. abs. Z rys. 65 przy $\frac{p_{2g}}{p_{1g}} = \frac{0,06}{0,233} \cong 0,258$ znajdziemy $\rho \cong 70^\circ$, a rzeczywście miarodajne ρ_e będzie mniejsze (patrz rys. 65); podług wzoru (78 a), zakładając $\alpha_1 = 19^\circ 30'$, otrzymamy: $\rho_{DE} = \frac{\pi}{2} - \alpha_1 = 90^\circ - 19^\circ 30' = 70^\circ 30'$, czyli że ekspansja na zamierzone ciśnienie p_{2g} odbędzie się w trójkącie wylotowym. Przy spadku ciepła 43,5 ciepł. jest $c_{0g} = 91,5 \sqrt{43,5} \cong 604$ m/sek.; $\varphi = 0,95$; $c_{1g} = 0,95 \cdot 604 \cong 574$ m/sek. Ciśnienie krytyczne $p_{mg} = 0,5774 \cdot p_{1g} = 0,5774 \cdot 0,233 = 0,134$ atm. abs. Z rys. 77 znajdziemy $i_{mg} \cong 568$ ciepł.; $i_{1g} \cong 587$ ciepł.; $c'_{mg} = 91,5 \sqrt{19} \cong 398$ m/sek.; $v_{mg} = 11,3$ m³/kg. Ze wzoru (71) otrzymamy: $\sin \alpha_1' = \frac{v_{3g}}{v'_{mg}} \cdot \frac{c'_{mg}}{c_{1g}} \cdot \sin \alpha_1 = \frac{21,55}{11,3} \cdot \frac{398}{574} \cdot 0,334 \cong 0,446$, skąd $\alpha_1' = 26^\circ 30'$, zaś $\omega_1 = \alpha_1' - \alpha_1 = 7^\circ$. Przy $D_m = 1500$ m/m jest $u = 236$ m/sek.; zaś $\frac{u}{c_1} \cong 0,411$.

Z wykresu prędkości: $w_1 = 378$ m/sek.; $\beta_1 = 42^\circ 30'$; zakładamy: $\beta_2 = \beta_1$; $\phi = 0,91$; $w_2 = 0,91 \cdot 378 \cong 344$ m/sek.; z wykresu prędkości: $c_2 = 234$ m/sek.; $\alpha_2 = 85^\circ 45'$.

Straty w siódmym stopniu ciśnienia: 1) w kierownicy $A \cdot Z = \frac{1}{427} \cdot (1 - 0,95^2) \cdot \frac{604^2}{2 \cdot 9,81} \cong 4,24$ ciepł. ($v_{3g} = 21,55$ m³/kg); 2) w wirniku $A \cdot Z_{1g} = \frac{1}{427} (1 - 0,91^2) \cdot \frac{378^2}{2 \cdot 9,81} \cong 2,93$ ciepł. ($v_{4g} = 21,6$ m³/kg); 3) wylotowa $A \cdot Z_{2g} = \frac{1}{427} \cdot \frac{234^2}{2 \cdot 9,81} \cong 6,53$ ciepł.; 4) na nieszczelności i pracę tarcia przyjmujemy 1% czyli $A \cdot Z_{3g} = 0,01 \cdot 43,5 \cong 0,44$ ciepł. Suma strat w siódmym stopniu wyniesie 14,14 ciepł. Stąd znajdziemy punkt K oraz C na rys. 77 i określimy $\eta_i = \frac{AC}{AB} = \frac{168,5}{217,5} \cong 0,777$. Zakładając $\eta_m = 0,96$ z uwzględnieniem pracy pomp kondensacyjnych, lecz bez strat nieszczelności dławnic, otrzymamy $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,746$. Zużycie pary na 1 KM/godz. $G_e = \frac{632,3}{0,746 \cdot 217,5} = 3,9$ kg.; $G_{sek} \cong 14,8$ kg. Przyjmując straty pary na nieszczelności dławnic około 1%, otrzymamy całkowite zużycie pary na sekundę $G_c = 14,9$ kg. Powyższe wyniki obliczenia są zbliżone do rezultatów pomiarów odbiorczych, dokonanych z podobnymi turbinami (patrz Stodola V wyd. str. 573).

Wolne przekroje wirników i kierownic obliczamy przy pomocy rys. 77 oraz tabel parowych Schüle'go.

Pierwsza kierownica: osiowy przekrój wylotowy $f_{2a} = \frac{G_{sek} \cdot v_{3a}}{c_1 \cdot \sin \alpha_1} = \frac{14,8 \cdot 0,263}{466 \cdot 0,242} \cong 34600$ mm². Przyjmujemy 40 kierownic zasilanych parą. Przekrój wylotowy jednej kierownicy wynosi $\frac{34600}{40} \cong 866$ mm². Zakładając wysokość kierownicy na wylocie

$W_a = 16$ m/m, otrzymamy długość wylotowego przekroju $\frac{866}{16} \cong 54,2$ m/m. Przyjmując grubość ścianki 4 m/m, obliczamy $\tau_a = 54,2 + \frac{4}{\sin \alpha_1} = 54,2 + 16,5 = 70,7$ m/m.

W turbinie będzie zastosowana regulacja ilościowo-jakościowa z czterema samoczynnymi

wentylami regulującymi. Od każdego z wentyli para dopływać będzie do kierownic oddzielnymi kanałami, a kierownice będą podzielone na 4 niezależne segmenty, po 10 kierownic w każdym, przez zalanie żeliwem po jednej krańcowej kierownicy, czyli ogółem 3 kierownice nie będą czynne. Prócz tego, aby móc przeciążać turbinę o około 28%, dodajemy jeszcze 12 kierownic w osobnym segmencie, włączanych ręcznie. Uczyni to razem $40 + 3 + 12 + 1 = 56$ kierownic. Zajmą one $\frac{56 \cdot 70,7}{\pi \cdot 1350} \cong 0,934 = 93,4\%$ obwodu.

W górnej części osłony pomieścimy 30 kierownic, w dolnej — 26 kierownic.

Pierwszy wirnik. Przyjmujemy: $s_a = 18$ m/m^{*}); $r_a = 10$ m/m; liczbę łopatek 400; znajdujemy $\tau_a = \frac{\pi \cdot D_m}{400} = \frac{\pi \cdot 1350}{400} = 10,6$ m/m. Osiowy wolny przekrój na wlocie do wirnika jest równy odpowiedniemu wylotowemu przekrojowi kierownicy czyli $l_{1a} \cong W_a = 16$ m/m; (spółczynnik zwężenia jest tu już uwzględniony przez obliczenie ściętej długości ścianki kierownicy) wykonamy $l_{1a} = 18$ m/m; na wylocie $l_{2a} = l_{1a}$. $\frac{w_1 \cdot v_{4a} \cdot \sin \beta_1}{w_2 \cdot v_{3a} \cdot \sin \beta_2} = 16 \cdot \frac{266 \cdot 0,271}{215,7 \cdot 0,263} \cong 20,3$ m/m; wykonamy $l_{2a} = 21$ m/m.

Druga kierownica. $f_{2b} = \frac{G_{sek} \cdot v_{3b}}{c_1 \cdot \sin \alpha_1} = \frac{14,8 \cdot 0,415}{466 \cdot 0,242} \cong 54600$ mm²; przyjmujemy 52 kierownice; osiowy przekrój wylotowy jednej kierownicy $\frac{54600}{52} = 1050$ mm². Przyjmując $W_b = 17,4$ m/m, otrzymamy długość osiowego wylotowego przekroju $\frac{1050}{17,4} = 60,4$ m/m; $\tau_b = 60,4 + \frac{4}{\sin \alpha_1} = 76,9$ m/m. Kierownica zajmie $\frac{52 \cdot 76,9}{\pi \cdot 1350} \cong 0,944 = 94,4\%$ obwodu (wykonać kierownice podobne do rys. 16).

Drugi wirnik. $s_b = 18$ m/m; $r_b = 10$ m/m; liczba łopatek 360; $\tau_b = \frac{\pi \cdot D_m}{360} = 11,78$ m/m; $l_{1b} \cong W_b = 17,4$ m/m; wykonamy $l_{1b} = 20$ m/m; na wylocie $l_{2b} = l_{1b}$. $\frac{w_1 \cdot v_{4b} \cdot \sin \beta_1}{w_2 \cdot v_{3b} \cdot \sin \beta_2} = 17,4 \cdot \frac{0,423 \cdot 266}{0,415 \cdot 215,7} \cong 21,85$ m/m; wykonamy $l_{2b} = 22$ m/m.

Trzecia kierownica. $f_{2c} = \frac{G_{sek} \cdot v_{3c}}{c_1 \cdot \sin \alpha_1} = \frac{14,8 \cdot 0,673}{466 \cdot 0,242} \cong 88300$ mm²; przyjmujemy 56 kierownic; przekrój wylotowy jednej kierownicy $\frac{88300}{56} \cong 1575$ mm². Przyjmując $W_c = 26,6$ m/m, otrzymamy długość wylotowego przekroju $\frac{1575}{26,6} = 59,2$ m/m; $\tau_c = 75,73$ m/m, skąd $75,73 \cdot 56 = \pi \cdot D_m = 4241$ m/m; czyli że kierownice zajmą cały obwód.

Trzeci wirnik. $s_c = 18$ m/m; $r_c = 10$ m/m; liczba łopatek 364; $\tau_c = \frac{\pi \cdot D_m}{364} = 11,65$ m/m; $l_{1c} \cong W_c = 26,6$ m/m; wykonamy $l_{1c} = 28,5$ m/m; na wylocie $l_{2c} = l_{1c}$. $\frac{v_{4c} \cdot w_1 \cdot \sin \beta_1}{v_{3c} \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2} = 26,6 \cdot \frac{0,688 \cdot 266}{0,673 \cdot 215,7} \cong 33,6$ m/m; wykonamy $l_{2c} = 34$ m/m.

Czwarta kierownica. $f_{2d} = \frac{14,8 \cdot 1,19}{466 \cdot 0,242} \cong 156000$ mm²; przyjmujemy 48 kierownic; przekrój wylotowy jednej kierownicy $\frac{156000}{48} = 3250$ mm². Przyjmując $W_d =$

*) Niektóre fabryki w podobnych warunkach wykonywują $s = 20$ do 25 mm z dwoma występnymi do przynitowania pierścieni.

$= 45,25 \text{ m/m}$, otrzymamy długość wylotowego przekroju $\frac{3250}{45,25} = 71,8 \text{ m/m}$; $\tau_d = 88,35 \text{ m/m}$;
 $88,35 \cdot 48 \cong \pi D_m = 4241 \text{ m/m}$.

Czwarty wirnik. $s_d = 20 \text{ m/m}$; $r_d = 11,08 \text{ m/m}$; liczba łopatek 360, $\tau_d =$
 $= 11,79 \text{ m/m}$; $l_{1d} \cong W_d = 45,25 \text{ m/m}$; wykonamy $l_{1d} = 48 \text{ m/m}$; na wylocie $l_{2d} = l_{1d}$.
 $\frac{v_{1d} \cdot w_1 \cdot \sin \beta_1}{v_{3d} \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2} = 45,25 \cdot \frac{1,195 \cdot 266}{1,19 \cdot 215,7} \cong 56,2 \text{ m/m}$; wykonamy $l_{2d} = 57 \text{ m/m}$.

Piąta kierownica. $f_{2e} = \frac{14,8 \cdot 2,264}{466 \cdot 0,242} \cong 297000 \text{ mm}^2$; przyjmujemy 40 kie-
rownic; przekrój wylotowy jednej kierownicy $\frac{297000}{40} = 7425 \text{ mm}^2$. Przyjmując $W_e =$
 $= 83,1 \text{ m/m}$, otrzymamy długość wylotowego przekroju $\frac{7425}{83,1} \cong 89,5 \text{ m/m}$; $\tau_e = 106 \text{ m/m}$;
 $106 \cdot 40 \cong \pi D_m = 4241 \text{ m/m}$.

Piąty wirnik. $s_e = 24 \text{ m/m}$; $r_e = 13,3 \text{ m/m}$; liczba łopatek 360; $\tau_e = 11,79 \text{ m/m}$;
 $l_{1e} \cong W_e = 83,1 \text{ m/m}$; wykonamy $l_{1e} = 86 \text{ m/m}$; na wylocie $l_{2e} = l_{1e}$. $\frac{v_{1e} \cdot w_1 \cdot \sin \beta_1}{v_{3e} \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2} =$
 $= 83,1 \cdot \frac{2,274 \cdot 266}{2,264 \cdot 215,7} \cong 103 \text{ m/m}$; wykonamy $l_{2e} = 103 \text{ m/m}$.

Szósta kierownica (odchylenie strumienia pary) $f_{2f} = \frac{G_{sek} \cdot v_{3f}}{c_1 \cdot \sin \alpha_1'} = \frac{14,8 \cdot 7,41}{596 \cdot 0,43} =$
 $\cong 428000 \text{ mm}^2$; przyjmujemy 40 kierownic; przekrój wylotowy jednej kierownicy
 $\frac{428000}{40} = 10700 \text{ mm}^2$. Przyjmując $W_f = 102 \text{ m/m}$, otrzymamy szerokość wylotowego prze-
kroju $\frac{10700}{102} \cong 104,9 \text{ m/m}$; $\tau_f = 117,8 \text{ m/m}$; $117,8 \cdot 40 = \pi \cdot D_m = \pi \cdot 1500 = 4712 \text{ m/m}$.

Szósty wirnik. $s_f = 24 \text{ m/m}$; $r_f = 15,79 \text{ m/m}$; liczba łopatek 360; $\tau_f = 13,1 \text{ m/m}$;
 $l_{1f} \cong W_f = 102 \text{ m/m}$; wykonamy $l_{1f} = 105 \text{ m/m}$; na wylocie $l_{2f} = l_{1f}$. $\frac{v_{1f} \cdot w_1 \cdot \sin \beta_1}{v_{3f} \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2} =$
 $= 102 \cdot \frac{7,47 \cdot 397}{7,41 \cdot 357} \cong 114 \text{ m/m}$; $l_{2f} = 114 \text{ m/m}$.

Siódma kierownica. $f_{2g} = \frac{G_{sek} \cdot v_{3g}}{c_1 \cdot \cos \alpha_1'} = \frac{14,8 \cdot 21,55}{574 \cdot 0,446} \cong 1245000 \text{ mm}^2$; przyj-
mujemy 40 kierownic; przekrój wylotowy jednej kierownicy $\frac{1245000}{40} = 31125 \text{ mm}^2$.
Przyjmując $W_g = 294,5 \text{ m/m}$, otrzymamy długość wylotowego przekroju $\frac{31125}{294,5} =$
 $= 105,82 \text{ m/m}$; $\tau_g = 105,82 + \frac{4}{\sin 19^\circ 30'} = 117,8 \text{ m/m}$.

Siódmy wirnik. $s_g = 30 \text{ m/m}$; $r_g = 20,34 \text{ m/m}$; liczba łopatek 360; $\tau_g = 13,1 \text{ m/m}$;
 $l_{1g} \cong W_g = 294,5 \text{ m/m}$; wykonamy $l_{1g} = 300 \text{ m/m}$; na wylocie $l_{2g} = l_{1g}$. $\frac{v_{1g} \cdot w_1 \cdot \sin \beta_1}{v_{3g} \cdot w_2 \cdot \sin \beta_2} =$
 $= 294,5 \cdot \frac{21,6 \cdot 378}{21,55 \cdot 344} \cong 325 \text{ m/m}$; wykonamy $l_{2g} = 325 \text{ m/m}$.

§ 26. Turbiny kombinowane.

Obliczanie turbin kombinowanych, opisanych w § 9-a, 9-b i 9-c, przeprowadza się w zależności od systemu. Jeśli część wysokoprężną tworzy koło Curtis'a, to w dyszach, znajdujących się przed tenże kołem, odbywa się ekspansja pary z ciśnienia admisyjnego

na ciśnienie 3 do 2 atm. abs., przeważnie 2,5 atm. abs., a obliczanie koła Curtis'a przeprowadza się podług danych § 23; — przy ustawianiu bilansu ciepła oceniamy straty, spowodowane przez tarcie wirnika i wentylację (N_r), na 2% do 4% adjabatycznego spadku ciepłika, który opanowuje koło Curtis'a. Jeśli część wysokoprężna składa się z kilku kół Zoelly'ego, to para posiada w ostatnim z nich zwykle ciśnienie nie wyższe od 2 atm. abs., a obliczenie uskuteczniamy na podstawie danych § 25. Ostatni paragraf jest także miarodajny w razie, gdy część niskoprężna turbiny jest zbudowana jako kilkostopniowa turbina akcyjna, przeważnie na całym obwodzie wirników zasilana. Używaną prędkość obwodową i stosowaną przez różne fabryki liczbę stopni podano w § 9-a, 9-b i 9-c.

Szczegółowych uzupełnień wymaga sposób obliczania niskoprężnej części turbiny kombinowanej, jeśli ma ona być zbudowana jako reakcyjna turbina Parsons'a (patrz § 16-b). Niechaj para o ciśnieniu p_1 i temperaturze t_1 rozpręża się w turbinie Curtis — Parsons na ciśnienie wylotowe p_2 , (rys. 78), przyczem ekspansja w kole Curtis'a ma być doprowadzona do p_3 , czyli część wysokoprężna ma opanowywać adjabatyczny spadek ($i_1 - i_3$). Po obliczeniu wszystkich strat w kole Curtis'a i odłożeniu ich od punktu B, znajdujemy w wykresie entropijnym punkt D.

Adjabatyczny spadek ciepłika w części niskoprężnej wynosi ($i_4 - i_5$), a dla obliczenia tej części przyjmujemy następujące straty:

	w turbinach wielkości średniej dużej	
spowodowane tarciami w łopatkach i nieszczelnościami przy końcach		
łopatek w % od ($i_4 - i_5$)	$\zeta_r = 28\% - 24\%$	$24\% - 18\%$
wylotowe z ostatniego wirnika w % od ($i_1 - i_2$)	$2\% - 7\%$	$2\% - 5\%$
tarcia bębna i łopatek w % od ($i_4 - i_5$)	$2\% - 4\%$	$1\% - 2\%$

Po obliczeniu wszystkich powyższych strat w turbinie Parsons'a i odłożeniu ich od punktu E, znajdujemy z wykresu entropijnego indykowany współczynnik sprawności:

$$\eta_i = \frac{A H}{A G} \quad \quad (103).$$

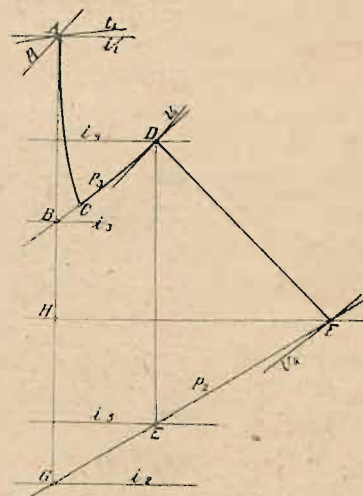
Przyjmujemy teraz sprawność mechaniczną η_m i obliczamy:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad \quad (104)$$

$$G_s = \frac{632,3}{\eta_e (i_1 - i_2)} \quad \quad (105)$$

$$G_{sek} = \frac{G_s \cdot N_s}{3600} \quad \quad (106).$$

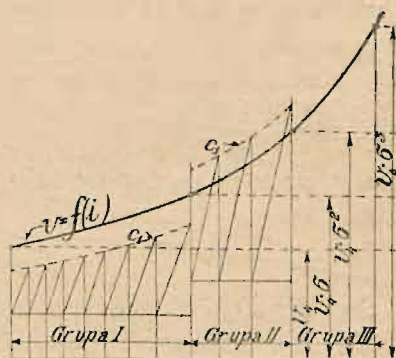
Znalezione η_e i G_s należy porównać z otrzymanymi wartościami przy pomiarach odbiorczych. G_{sek} jest tym ciężarem pary, która przepływa przez turbinę i jest miarodajna dla obliczenia wolnych przekrojów w wieńcach łopatkowych. Turbina potrzebuje jednakże więcej pary, ponieważ przez uszczelnienia grzebieniaste tłoków odciążających



Rys. 78.

Podług trzech ostatnich wzorów można łatwo dobrać odpowiedni stosunek D_m i l .

Ponieważ turbina Parsons'a posiada wielką liczbę stopni, przeto objętość właściwa pary wzrasta powoli, skutkiem czego może kilka wirników posiadać jednakową wysokość łopatek, tworząc tak zwaną grupę, a prędkość pary wzrasta w tym samym stosunku, co v [patrz wzór (110)]. Przy obliczaniu D_m i l dla pierwszego wieńca części reakcyjnej przyjęliśmy c_1 , a prędkość pary w ostatnim wieńcu tej samej grupy nie powinna wynosić więcej niż 1,4 do $2 \times c_1$; — oznaczamy $\sigma \leq 1,4$ do 2. Jeśli określimy objętość właściwą pary przy końcu pierwszej grupy przez v_I , drugiej grupy przez v_{II} , trzeciej grupy przez v_{III} i t. d., to możemy obliczyć: $v_I = \sigma \cdot v_1$; $v_{II} = \sigma \cdot v_I = \sigma^2 \cdot v_1$; $v_{III} = \sigma \cdot v_{II} = \sigma^3 \cdot v_1$ i t. d., oraz wykreślić krzywą v , na której odcinają się poszczególne grupy łopatek jednakowej długości (rys. 79). Krzywe prędkości c w poszczególnych grupach wzrastają równomiernie do krzywej v . Ponieważ w grupach o równie długich łopatkach mamy $v : v' : v'' \dots = c_1 \cdot \sin \alpha_1 : c'_1 \cdot \sin \alpha'_1 : c''_1 \cdot \sin \alpha''_1 \dots$, przeto można także nie powiększać c_1 w tym samym stosunku, jak wzrasta v , a przez zwiększenie kąta α_1 osiągnąć nieznaczne powiększenie c_1 .



Rys. 79.

W celu obliczenia liczby stopni ciśnienia musimy najpierw oznaczyć pracę jednego stopnia. Jeśli oznaczmy przez c_k prędkość dopływową do kierownicy, przez c_1 prędkość wylotową z kierownicy, przez w_1 względną prędkość wlotową do wirnika, przez w_2 względną prędkość wylotową z wirnika, oraz jeśli przyjmiemy, że prędkość wylotowa c_2 zostaje wyzyskana w następnym stopniu i turbina jest półreakcyjną, w której $c_1 = w_2$, $c_k = c_2 = w_1$, to otrzymujemy pracę 1 kg pary w jednym stopniu turbiny:

$$A \cdot L_t = \frac{A}{2g} (c_1^2 - c_k^2 + w_2^2 - w_1^2) = \frac{A}{g} (c_1^2 - w_1^2) \text{ ciepł.} \quad (113).$$

Ponieważ $c_1 = k \cdot u$, a $w_1^2 = c_1^2 \cdot \sin^2 \alpha_1 + (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u)^2 = c_1^2 - 2k \cdot u^2 \cdot \cos \alpha_1 + u^2$, przeto wynosi:

$$A \cdot L_t = A \cdot \frac{2k \cdot \cos \alpha_1 - 1}{g} \cdot u^2 \quad (114).$$

Jeśli przez ϕ_{rs} oznaczmy współczynnik strat, to otrzymamy współczynnik sprawności na obwodzie dla jednego stopnia ciśnienia:

$$\eta_u = \frac{c_1^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi_{rs}}\right)^2 - w_1^2} \quad (115).$$

Ponieważ $w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1$, zaś $\zeta_{rs} = \frac{1}{\phi_{rs}^2} - 1$ to znajdujemy:

$$\eta_u = \frac{2\left(\frac{u}{c_1}\right) \cdot \cos \alpha_1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)^2}{\zeta_{rs} + 2\left(\frac{u}{c_1}\right) \cos \alpha_1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)^2} \quad (116).$$

Współczynnik ζ_{rs} jest w pierwszych wieńcach mniej korzystny niż w ostatnich; — dla całości turbiny podano go jako ζ_r . Rzeczywistą sprawność η'_u znajdujemy z η_u po uwzględnieniu strat tarcia bębna i łopatek.

Jeśli przez y oznaczymy liczbę grup łopatek o jednakowej długości i przyjmiemy, że średni spadek cieplika $A \cdot L_t$ w jednym stopniu ciśnienia każdej grupy jest jednakowy, to liczbę stopni ciśnienia w każdej grupie obliczamy ze wzoru:

$$z = \frac{\alpha (i_4 - i_3) \cdot \eta_u}{y \cdot A \cdot L_t} \quad (117),$$

gdzie α oznacza 1,03 do 1,08 z przyczyn, podanych przy omawianiu wzoru (99).

Na podstawie powyższych danych możemy obliczyć poszczególne grupy kierownic i wirników oraz wykreślić szczegółowy plan prędkości pary. Przy podobnym obliczaniu można jednakże otrzymać w ostatnim stopniu niedopuszczalnie długie łopatki. Z tej przyczyny poleca się w turbinach o wielkiej mocy przyjąć najpierw stratę wylotową w ostatnim wirniku $\frac{A \cdot c_2^2}{2g}$ jako 2% do 5% od $(i_1 - i_2)$, wykreślić wykres prędkości i obliczyć osiowy wolny przekrój ostatniego koła (patrz rys. 78):

$$f_2 = \frac{G_{sek} \cdot v_k}{c_2 \cdot \sin \alpha_2} \quad (118).$$

Średnicę D_m i długość łopatek l można tutaj odpowiednio dobrać.

Nacisk osiowy P powstaje w turbinach reakcyjnych wskutek różnicy ciśnień przed i za wirnikami oraz wskutek działania różnych ciśnień na poszczególne średnice bębna. Jeśli oznaczymy przez p_1 — ciśnienie przed kierownicą, przez p_2 — ciśnienie za wirnikiem, G_{sek} — ciężar przepływający w 1 sekundzie pary w kg., F — powierzchnię podlegającą naciskowi pary, to:

$$P = (p_1 - p_2) \cdot F - \frac{G_{sek}}{g} (c_2 \cdot \sin \alpha_2 - c_1 \cdot \sin \alpha_1) \quad (119).$$

Oznaczmy przez v' i v'' objętości właściwe na początku i końcu odnośnego stopnia, to mamy:

$$c_2 \cdot \sin \alpha_2 : c_1 \cdot \sin \alpha_1 = v'' : v',$$

a jeśli uwzględnimy, że turbina jest półreakcyjną, to otrzymamy:

$$P = \frac{p_1 - p_2}{2} \cdot F - \frac{G_{sek}}{2g} \left(\frac{v''}{v'} - 1 \right) \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad (120).$$

Druga część wzoru daje małe wartości i nie potrzebuje być w obliczeniach uwzględniona.

§ 27. Obliczenie turbiny kombinowanej Curtis-Zoelly.

Obliczyć turbinę kombinowaną Curtis — Zoelly o mocy 3000 kW elektr., $n = 3000$ obr./min., $p_1 = 15$ atm. abs., $t = 300^\circ \text{C}$., $p_2 = 0,06$ atm. abs.

Koło Curtis'a. Przyjmujemy, że w tej części turbiny para rozpręża się do $p_3 = 2,2$ atm. abs. Z tablic $J-S$ znajdujemy $i_1 = 725$ ciepł., $i_3 = 629,5$ ciepł.; $i_1 - i_3 = 95,5$ ciepł.; $c_0 = 91,5 \sqrt{95,5} \cong 894$ m/sek. Przyjmujemy $\varphi = 0,945$; $c_1 = 0,945 \cdot 894 \cong 845$ m/sek. Przyjmujemy $D_m = 1050$ m/m.; $u = \frac{\pi \cdot 1,05 \cdot 3000}{60} \cong 165$ m/sek. Przyjmujemy $\alpha_1 = 19^\circ$. Z wykresu prędkości: $\beta_1 = 23^\circ 30'$; $w_1 = 691$ m/sek. Przyjmujemy $\beta_2 = 20^\circ$; $\psi = 0,83$; $w_2 = 0,83 \cdot 691 \cong 574$ m/sek. Z wykresu prędkości: $\alpha_2 = 27^\circ 35'$; $c_2 = 423$ m/sek. Przyjmujemy $\alpha_3 = 22^\circ$; $\psi = 0,86$; $c_3 = 0,86 \cdot 423 \cong 364$ m/sek. Z wykresu prędkości: $w_3 = 220$ m/sek.; $\beta_3 = 38^\circ 10'$. Przyjmujemy $\beta_4 = 22^\circ$; $\psi = 0,81$; $w_4 = 0,81 \cdot 220 \cong 178$ m/sek. Z wykresu prędkości: $c_4 = 66,5$ m/sek.; $\alpha_4 = 89^\circ 50'$.

- Straty: 1) w dyszach $A \cdot Z = \frac{1}{427} (1 - 0,945^2) \frac{894^2}{2,9,81} \cong 10,18$ ciepł.
- 2) w pierwszym wieńcu wirnika $A \cdot Z_1 = \frac{1}{427} (1 - 0,83^2) \frac{691^2}{2,9,81} \cong 17,71$ „
- 3) w kierownicy $A \cdot Z_2 = \frac{1}{427} (1 - 0,86^2) \frac{423^2}{2,9,81} \cong 5,56$ „
- 4) w drugim wieńcu wirnika $A \cdot Z_3 = \frac{1}{427} (1 - 0,81^2) \frac{220^2}{2,9,81} \cong 1,98$ „
- 5) wylotowa $A \cdot Z_4 = \frac{1}{427} \frac{66,5^2}{2,9,81} \cong 0,53$ „

Na rozpryskiwanie i nieszczelności przyjmujemy $A \cdot Z_5 = 0,03 (i_1 - i_3) \cong 2,86$ ciepł. Na pracę tarcia i wentylacji również $A \cdot Z_6 = 0,03 (i_1 - i_3) \cong 2,86$ ciepł. Suma strat w wysokoprężnej części turbiny wynosi $A \cdot Z_a = 41,68$ ciepł. Ciepłik pary po wyjściu z koła Curtis'a wynosi $i_4 = i_3 + 41,68 = 671,18$ ciepł.

Część niskoprężna (Zoelly). Liczba stopni ciśnienia dla przebiegu w obrębie pary nasyconej:

$$z = \frac{\lg 0,06 - \lg 2,2}{\lg 0,5774} \cong 6,56. \text{ Przyjmiemy } z = 7.$$

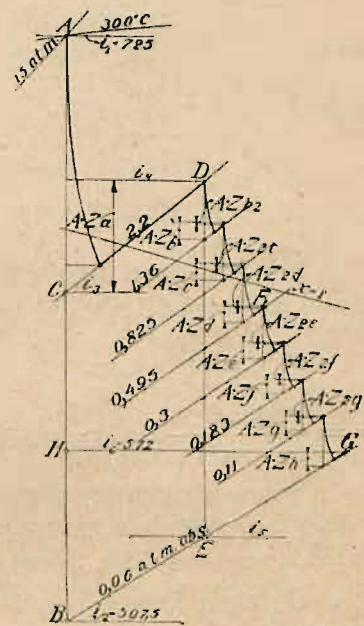
Z tablic $J - S$ (rys. 80) znajdujemy adyabatyczny spadek ciepłika dla całej niskoprężnej części $s_a = i_4 - i_5 = 133$ ciepł., a uwzględniając ciepło odzyskane ze strat ($\alpha = 1,05$), otrzymamy $s_p = 1,05 \cdot 133 \cong 139,8$ ciepł. W pierwszych trzech stopniach przyjmujemy spadek ciepłika 21,4 ciepł., a w czterech ostatnich 18,9 ciepł., z tego powodu, że, przyjmując równe spadki ciepłika we wszystkich stopniach, otrzymalibyśmy w ostatnich stopniach prędkości pary większe od krytycznych. Zakładamy $D_m = 1050$ m/m. dla wszystkich kół Zoelly'ego. Prędkość wylotową wyzyskujemy we wszystkich stopniach za wyjątkiem pierwszego.

$c_0 = 91,5 \sqrt{21,4} \cong 423$ m/sek. Przyjmujemy $\varphi = 0,933$;
 $c_1 = 0,933 \cdot 423 \cong 394,5$ m/sek. Zakładamy $\alpha_1 = 15^\circ$.
 Z wykresu prędkości: $w_1 = 239$ m/sek.; $\beta_1 = 25^\circ 15'$.
 Przyjmujemy $\beta_2 = \beta_1$; $\psi = 0,8$; $w_2 = 0,8 \cdot 239 \cong 191$ m/sek.
 Z wykresu prędkości: $c_2 = 82$ m/sek.; $\alpha_2 = 84^\circ 30'$.

Straty w pierwszych trzech stopniach ciśnienia:

- 1) w kierownicach $A \cdot Z = \frac{1}{427} (1 - 0,933^2) \frac{423^2}{2,9,81} \cong 2,78$ ciepł.;
- 2) w wirniku $A \cdot Z_1 = \frac{1}{427} (1 - 0,8^2) \frac{239^2}{2,9,81} \cong 2,46$ „
- 3) wylotowa $A \cdot Z_2 = \frac{1}{427} \frac{82^2}{2,9,81} \cong 0,8$ „

Na straty tarcia i nieszczelności (dławnice węglowe) przyjmujemy $\cong 1\%$ adyabatycznego spadku ciepłika t. j. $A \cdot Z_3 = 0,01 \cdot 21,4 \cong 0,22$ ciepł. Suma strat w pierwszym stopniu wynosi $A \cdot Z_b = 6,26$ ciepł.



Rys. 80

Dla pozostałych czterech stopni $c_0 = 91,5 \sqrt{18,9} \cong 397,5$ m/sek. Przyjmujemy $\varphi = 0,93$; $c_1 = 0,93 \cdot 397,5 \cong 370$ m/sek. Zakładamy $\alpha_1 = 13^\circ 30'$. Z wykresu prędkości: $w_1 = 213$ m/sek.; $\beta_1 = 24^\circ 5'$. Przyjmujemy $\beta_2 = \beta_1$; $\psi = 0,78$; $w_2 = 0,78 \cdot 213 \cong 166$ m/sek. Z wykresu prędkości: $c_2 = 69$ m/sek.; $\alpha_2 = 101^\circ$.

Straty w każdym z czterech ostatnich stopni ciśnienia:

$$1) \text{ w kierownicach } A \cdot Z = \frac{1}{427} (1 - 0,93^2) \frac{397,5^2}{2,9,81} \cong 2,55 \text{ ciepł.}$$

$$2) \text{ w wirniku } A \cdot Z_1 = \frac{1}{427} (1 - 0,78^2) \frac{213^2}{2,9,81} \cong 2,12 \text{ „}$$

$$3) \text{ wylotowa } A \cdot Z_2 = \frac{1}{427} \cdot \frac{69^2}{2,9,81} \cong 0,57 \text{ „}$$

Na pracę tarcia i nieszczelności przyjmujemy $\sim 1\%$ adiabaticznego spadku ciepła t. j. $A \cdot Z_3 = 0,01 \cdot 18,9 \cong 0,19$ ciepł. Suma strat dla 1 kg pary w każdym z tych stopni wynosi $A \cdot Z_e = A \cdot Z_f = A \cdot Z_g = A \cdot Z_h = 5,43$ ciepł.

W ostatniej kierownicy teoretyczna prędkość wylotowa wypada nieco większa od krytycznej, co można w danym wypadku dopuścić, gdyż rzeczywista prędkość wylotowa jest mniejsza od c_m .

Przy rozprężaniu adiabaticznym (od p. A do B) wyzyskalibyśmy spadek ciepła $i_1 - i_2 = 217,5$ ciepł.; w rzeczywistości wyzyskujemy w turbinie tylko spadek ciepła (od p. A do H) $i_1 - i_6 = 153$ ciepł., zatem $\eta_i = \frac{153}{217,5} \cong 0,704$.

Przyjmujemy: dla turbiny (z uwzględnieniem pomp kondensacyjnych oraz strat na promieniowanie i t. p.) $\eta_m = 0,95$, a dla generatora — $\eta_a = 0,94$. Zatem $\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,669$.

Moc mierzona na sprzęgle: $N_e = \frac{3000}{0,736 \cdot 0,94} \cong 4340$ KM. Zużycie pary na godzinę:

$$G = \frac{632,3}{(i_1 - i_2) \cdot \eta_e} \cdot N_e \cong 18860 \text{ kg. Zużycie pary na sekundę: } G_{sek} = \frac{G}{3600} \cong 5,24 \text{ kg.}$$

Wolne przekroje wirnika i kierownicy dla koła Curtis'a należy liczyć zgodnie z drugim przykładem, podanym w § 23, natomiast część niskoprężną — podług przykładu podanego w § 25, a dysze według § 15.

Uwaga: Lepsze rezultaty można osiągnąć, stosując w części niskoprężnej łopatki okręcone.

§ 28. Obliczenie turbiny Curtis-Parsons.

Obliczyć turbinę kombinowaną Curtis-Parsons o mocy efektywnej 1000 kW elektr.; $p_1 = 15$ atm. abs.; $t = 300^\circ \text{ C}$; $p_2 = 0,06$ atm. abs.; $n = 3000$ obr./min.

Część wysokoprężna (Curtis). Ciśnienie za kołem Curtis'a zakładamy $p_3 = 2,5$ atm. abs. (rys. 81). Z tablic $J-S$: $i_1 = 725$ ciepł.; $i_3 = 635$ ciepł.; $i_1 - i_3 = 90$ ciepł.; $c_0 = 91,5 \sqrt{90} \cong 868$ m/sek. Przyjmujemy $\varphi = 0,95$; $c_1 = 0,95 \cdot 868 \cong 824$ m/sek. Zakładamy $D_m = 850$ m/m; $u = \frac{\pi \cdot 0,85 \cdot 3000}{60} \cong 133,5$ m/sek.; $\alpha_1 = 22^\circ$.

Z wykresu prędkości: $w_1 = 703$ m/sek.; $\beta_1 = 26^\circ 15'$. Przyjmujemy: $\beta_2 = 22^\circ$; $\psi = 0,85$; $w_2 = 0,85 \cdot 703 \cong 598$ m/sek. Z wykresu prędkości: $c_2 = 477$ m/sek.; $\alpha_2 = 28^\circ$. Przyj-

mujemy $\alpha_s = 22^\circ$; $\psi_h = 0,86$; $c_s = 0,86 \cdot 477 \cong 410 \text{ m/sek}$. Z wykresu prędkości: $w_s = 290 \text{ m/sek}$; $\beta_s = 32^\circ$. Przyjmujemy: $\beta_4 = 22^\circ$; $\psi_1 = 0,84$; $w_4 = 0,84 \cdot 290 \cong 244 \text{ m/sek}$. Z wykresu prędkości: $c_4 = 130 \text{ m/sek}$; $\alpha_4 = 45^\circ$. Straty w części wysokoprężnej, licząc 2% na rozpryskiwanie i nie szczelności ($A \cdot Z_5$) oraz 2% na tarcie i wentylację ($A \cdot Z_6$) wyniosą $A \cdot Z + A \cdot Z_1 + A \cdot Z_2 + A \cdot Z_3 + A \cdot Z_4 + A \cdot Z_5 + A \cdot Z_6 = 8,89 + 16,38 + 7,06 + 2,95 + 2,02 + 1,8 + 1,8 = 40,9$ ciepł. Rozporządzalny spadek ciepłika na część średnio i niskoprężną (Parsons) wyniesie: $i_4 - i_5 = 675,9 - 538,4 = 137,5$ ciepł.

Straty w Parsons'ie przyjmijmy jak następuje: 1) na tarcie pary w łopatkach i nieuszczelnności przy końcach łopatek 27,6% spadku ciepła w Parsons'ie $\cong 37,9$ ciepł.; 2) wylotowa z ostatniego wirnika 2% spadku ciepła w całej turbinie $\cong 4,35$ ciepł.; 3) tarcie bębna i łopatek 2% spadku ciepła w Parsons'ie $\cong 2,75$ ciepł. czyli ogółem 45 ciepł. (EM rys. 81). Z wykresu znajdziemy $HG = 75$ ciepł. Indikowany współczynnik sprawności całej turbiny wyniesie $\eta_i = \frac{AH}{AG} = \frac{725 - 507,5 - 75}{725 - 507,5} \cong 0,655$

bez uwzględnienia strat w dławnicach i tłokach odciażających. Zakładamy $\eta_m = 0,98$ bez pracy pomp kondensacyjnych. Otrzymamy $\eta_e' = \eta_i \cdot \eta_m = 0,655 \cdot 0,98 \cong 0,643$; $G_e = \frac{632,3}{0,643 \cdot 217,5} \cong 4,52 \text{ kg}$. Moc przy sprzęgle, zakładając

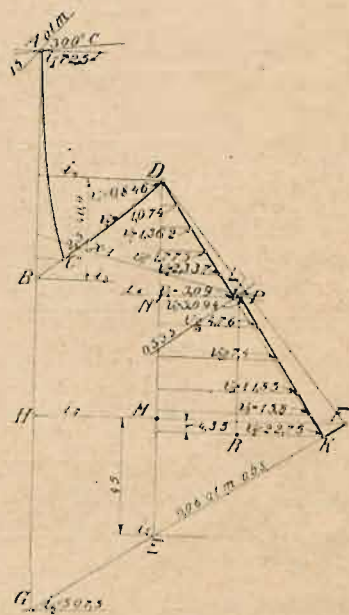
$$\eta_{dyn} \cong 0,94, \text{ wyniesie } \frac{1000 \cdot 1,36}{0,94} \cong 1445 \text{ KM}; G_{sek} = \frac{4,52 \cdot 1445}{3600} \cong 1,81 \text{ kg. } G_e = G_{sek} + 6\%_0 G_{sek} \cong 1,92 \text{ kg.}$$

Dysze, łopatki wirników i kierownicy w części wysokoprężnej (Curtis) obliczamy sposobem podanym w § 23 z wyjątkiem krytycznych przekrojów dysz, które określamy sposobem podanym w § 15 (para przegrzana).

Ponieważ w części reakcyjnej ψ_r (patrz w § 16) nie jest dostatecznie znane, jako podstawę do obliczania łopatek wirników i kierownic przyjmujemy straty określone poprzednio. Na rys. 81 wyobraża je odcinek ME , tak że w tej części otrzymujemy $\eta_i = DM : DE$.

Ponieważ $\eta_n' \cdot (i_4 - i_3) = \frac{A \cdot c_2^2}{2g} +$ suma prac poszczególnych stopni, jeśli przez $\frac{A \cdot c_2^2}{2g}$ oznaczymy stratę wylotową z ostatniego wirnika, przeto z dostatecznym przybliżeniem można przyjąć prostą DK jako średnią linię przebiegu. Przyjmujemy, że w części średnioprężnej wyzyskamy rzeczywiście 44 ciepłotki (DN) i że przebieg odbywa się podług linii DL . Wskutek niewyzyskania prędkości wylotowej w następnym wirniku, z powodu powiększenia średnicy bębna, otrzymamy jako początek przebiegu dla części niskoprężnej punkt P , spadek ciepłotki wyzyskany w tej części wyniesie $PR = 53,85$ ciepł., a PK przedstawi nam średnią linię przebiegu. Objętości właściwe v_0 do v_V znajdziemy z rys. 81 na linii DL , zaś od v_{VI} do v_{XI} na linii PK .

Część średnioprężna (Parsons). Spadek ciepłota $i_4 - i_6 = 44$ ciepł. dzielimy na 5 grup łopatek o wzrastającej wysokości. Każda grupa ma opanować 8,8 ciepł.



Rys. 81.

i posiadać 4 stopnie ciśnienia o jednakowej wysokości łopatek, przyczem $\frac{v_I}{v_0}$ wzgl. $\frac{v_{II}}{v_I}$ i t. d. ma być mniejsze od 2. Średni spadek ciepłika w jednym stopniu każdej grupy wynosi więc 2,2 ciepł.

Dla całej części średnioprężnej przyjmujemy $u : c_1 = 0,6$; $k = c_1 : u \cong 1,67$ oraz stałe $\lambda = 0,86$ (jakkolwiek λ zależy od α_1).

I grupa. Przyjmujemy $\alpha_1 = 30^\circ$ i obliczamy ze wzoru (114): $u = \sqrt{\frac{2,2 \cdot 9,81 \cdot 427}{2 \cdot 1,67 \cdot 0,866 - 1}} \cong 69,9 \text{ m/sek.}$ $D_m = 446 \text{ m/m}$; $c_1 = 116,4 \text{ m/sek.}$; z rys. 81: $v_m = \frac{v_0 + v_I}{2} = \frac{0,846 + 1,074}{2} = 0,96 \text{ m}^3/\text{kg}$; $\frac{v_I}{v_0} = 1,27 < 2$. Ze wzoru (110): $l' = \frac{G_{tek} \cdot v_m}{\pi \cdot D_m \cdot \sin \alpha_1 \cdot c_1 \cdot \lambda} = \frac{1,81 \cdot 0,96}{\pi \cdot 0,446 \cdot 0,5 \cdot 116,4 \cdot 0,86} \cong 25 \text{ m/m}$. Odliczając na szczelinę $\sim 1 \text{ m/m}$, otrzymamy $l = 24 \text{ m/m}$, a średnica zewnętrzna bębna wyniesie $D_b = D_m - l = 422 \text{ m/m}$.

Podobnie obliczono następne 4 grupy, zachowując stałą zewnętrzną średnicę bębna, a rezultat tych obliczeń przedstawia załączona tabelka.

Grupa	α_1	u m/sek	D_m m/m	c_1 m/sek	v_m m ³ /kg	$\frac{v_I}{v_0}$	l' m/m	l m/m
I	30°	69,9	446	116,4	0,96	1,27	25	24
II	31°30'	70,7	450	117,6	1,218	1,271	29	28
III	33°	71,7	456,5	119,3	1,568	1,302	35,5	34,5
IV	35°	72,8	464	121,3	2,056	1,316	43	42
V	36°50'	74,3	473	123,9	2,714	1,321	52	51

Stratę wylotową z części średnioprężnej znajdujemy jak następuje: rzeczywista prędkość $c_{lrx} = c_1 \cdot \frac{v_y}{v_m} = 123,9 \cdot \frac{3,09}{2,714} \cong 138 \text{ m/sek.}$ Z wykresu prędkości przy $\alpha_1 = \beta_2 = 36^\circ 50'$ oraz $u = 74,3 \text{ m/sek}$ znajdziemy $c_2 \cong 92 \text{ m/sek}$; stąd $A \cdot Z = \frac{A \cdot c_2^2}{2 \cdot g} = \frac{92^2}{427 \cdot 2 \cdot 9,81} \cong 1 \text{ ciepł.}$ i określamy położenie punktu P .

Część niskoprężna (Parsons). Przyjmujemy 13 stopni ciśnienia, z których każdy ma opanować średnio tą samą ilość ciepłostek, czyli $PR : 13 = 53,85 : 13 \cong 4,142 \text{ ciepł.}$ Pierwsze 9 stopni ciśnienia dzielimy na 3 grupy, ostatnie 4 stopnie ciśnienia na 2 grupy. Każda z grup posiadać będzie łopatki różnej wysokości, łopatki w grupie będą jednakowej wysokości. Odpowiednio do podziału na grupy dzielimy spadek ciepłika i znajdujemy na linii PK objętości właściwe. Dla całej części niskoprężnej przyjmujemy $u : c_1 = 0,52$; $k = c_1 : u \cong 1,924$, oraz $\lambda = 0,91 - 0,93$; $D_{bębna} = 518 \text{ m/m}$.

Poszczególne grupy obliczymy na zasadzie tych samych wzorów, co w części średnioprężnej. Rezultaty obliczenia podane są w tabelce.

Grupa	α_1	u m/sek	D_m m/m	c_1 m/sek	v_m m ³ /kg	$\frac{v_{VII}}{v_{VI}}$	l' m/m	l m/m
VI	33°30'	88,5	564	170	3,927	1,54	47,3	46
VII	36°30'	91	580	175	6,08	1,55	63,3	62
VIII	40°10'	94,5	602	182	6,62	1,6	85,4	84
IX	43°	97,8	623,5	188	13,82	1,33	107	105,5
X	46°	101,7	648	195,5	19,27	1,43	131,5	130

V. Regulacja turbin parowych.

§ 29. Rodzaje regulacji.

Turbiny parowe podlegają w ruchu, tak samo jak wszystkie inne silniki, zmianom obciążenia. Regulacja ich musi być bardzo czuła, aby zadość uczynić wymaganiom pędzonych maszyn elektrycznych, t. j. aby zapewnić możliwie dokładne zachowanie normalnej liczby obrotów przy wszystkich zachodzących obciążeniach i możliwie najkrótszą i najmniejszą zmianę prędkości przy zmianie obciążenia. Beznaganne spełnienie zadania jest tutaj stosunkowo łatwe, bo turbina, w przeciwstawieniu do silników tłokowych, posiadających pewien stopień niejednostajności, biegnie zupełnie równomiernie. Z powodu działania mas wirników następuje zmiana liczby obrotów powoli, a regulacja ma pewien czas do dyspozycji na wywieranie swego działania.

Dobra regulacja winna, oprócz niezawodności mechanicznej, zapobiegać znacznieszemu wzrostowi spożyczenia pary na jednostkę mocy przy zmniejszającym się obciążeniu. Najkorzystniejsze wyniki w tym względzie możnaby uzyskać w turbinach parowych zapomocą regulacji, któraby zmieniała, zależnie od obciążenia, wolne przekroje przepływowe i kąty nachylenia we wszystkich dyszach, kierownicach i wirnikach. Do tego ideału można się najwięcej zbliżyć w jednostopniowej turbinie akcyjnej, np. przez samoczynne (zapomocą regulatora) zamykanie i otwieranie jednej dyszy po drugiej lub też przez samoczną (zapomocą regulatora) zmianę wolnych przekrojów w dyszach;—np. w turbinie Elektra regulacja odbywa się zapomocą zmniejszania najmniejszego przekroju dyszy F_m przez wsuwanie w dyszę stożkowego sworznia. Ze względu na zawartość konstrukcji i duże koszty wykonania zaniechano stosowania tego rodzaju regulacji nawet w jednostopniowych turbinach akcyjnych.

W turbinach wielostopniowych trzeba z konieczności ograniczyć regulację na pierwszy stopień ciśnienia. Jedynie w razie przeciążenia turbiny można przy pomocy wentyla samoczynnego doprowadzać parę świeżą do jednego z dalszych stopni ciśnienia.