

Dr inż. Andrzej Miller
Instytut Techniki Ciepłej

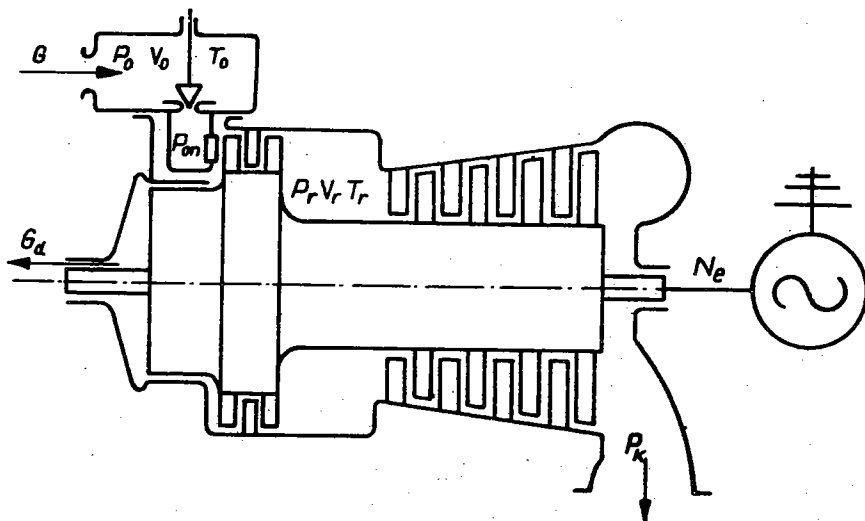
MODEL MATEMATYCZNY TURBINY PAROWEJ PRZECIWPREŻNEJ

Rola modelu matematycznego w wyborze optymalnych rozwiązań przy projektowaniu, tj. rozwiązań najlepszych w odniesieniu do określonego kryterium projektowania, była niejednokrotnie pokazywana i nabiera obecnie coraz większego znaczenia [1]. Rozwój techniki obliczeniowej umożliwił użycie modeli matematycznych i metod optymalizacji również w zastosowaniu do tak złożonych układów jak siłownie ciepłe [2]. Niejednokrotnie w rozważaniach takich zachodzi potrzeba uwzględnienia zachowania się układu i w szczególności turbiny parowej w warunkach pracy zmienionych w porównaniu z obliczeniowymi, co wymaga posiadania odpowiedniego modelu matematycznego.

Przedmiotem rozważań jest turbina przeciwprężna w często spotykanym układzie konstrukcyjnym, z regulacją grupową, bez upustów pary, której część przepływowa składa się ze stopnia regulacyjnego i grupy stopni nieregulowanych (rys.1). Rozpatrywana turbina napędza prądnicę elektryczną, w związku z czym prędkość obrotowa turbiny traktowana jest jako wielkość stała. Parametry pary dolotowej oraz ciśnienie pary odlotowej z turbiny również traktowane są jako wielkości stałe.

Celem rozważań jest zbudowanie modelu matematycznego takiej turbiny przeciwprężnej, określającego zmiany sprawności wewnętrznej turbiny w funkcji zmian natężenia przepływu pary oraz podziału spadku entalpii w turbinie w warunkach obliczeniowych. Podstawę do rozważań stanowią opublikowane prace i badania dotyczące właściwości i zachowania się w zmienionych warunkach pracy zwykle spotykanych, typowych elementów części

przepływowej turbiny. Przy formułowaniu związków dążono do uzyskania dostatecznie ogólnych a jednocześnie możliwie pros-



Rys.1. Schemat turbiny przeciwprężnej

tych zależności. Kierowano się tu chęcią ograniczenia obliczeń przy optymalizacji, co jest niejednokrotnie warunkiem jej przeprowadzenia.

Określenie charakterystyk turbin parowych w zmienionych warunkach pracy stanowi problem sam dla siebie, ważny zarówno w projektowaniu, jak i w eksploatacji. Szereg wyników otrzymanych przy budowie omawianego modelu matematycznego turbiny może być w związku z tym wykorzystany w różnych spotykanych w praktyce analizach zachowania się turbin parowych w zmienionych warunkach pracy. Nadaje to poszukiwaniom szersze znaczenie. Ten aspekt wykorzystania modelu będzie szerzej omówiony.

W rozpatrywanym przypadku sprawność wewnętrzną turbiny można przedstawić w następującej postaci wygodnej do analizy

$$\eta_i = \left(\frac{H_{ri}}{H} + \frac{H_{ni}}{H} \right) \eta_v,$$

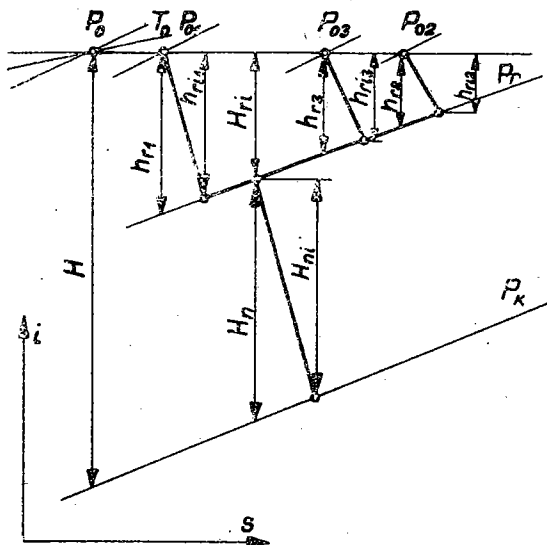
gdzie: H - izentropowy spadek entalpii w turbinie,
 H_{ri} , H_{ni} - wewnętrzne spadki entalpii odpowiednio stopnia regulacyjnego i grupy stopni nieregulowanych (rys.2),

η_v - współczynnik uwzględniający straty związane z przeciekami pary przez dławnice zewnętrzne turbiny.

Poszczególne części wyrażenia η_i będą dalej wyznaczone.

Jako model matematyczny własności przegrzanej pary wodnej przyjęto model pary idealnej Eichelberga [3], [4], dający dobrą zgodność z wynikami doświadczeń w znacznym obszarze wykresu i - s pary przegrzanej, przy stosunkowo prostych zależnościach opisujących ten model.

W ogólnym przypadku w stopniu regulacyjnym wyróżnić można kilka strumieni pary pracujących z różną sprawnością przy rozprężaniu się od różnych ciśnień początkowych p_{on} przed grupami dysz segmentu dyszowego do wspólnego ciśnienia p_r w kom-



Rys.2. Schemat rozprężania pary w turbinie

rze stopnia regulacyjnego (rys.2). Ciśnienia p_{on} związane są z różnymi w ogólnym przypadku otwarciami zaworów regulacyjnych.

Izentropowy spadek entalpii h_r w strumieniu pary przepływającym przez grupę dysz, przed którą panuje ciśnienie p_{on} wyliczono z zależności:

$$h_r = j_0 \psi_r; \quad j_0 = \frac{k}{k-1} p_0 v_0; \quad \psi_r = 1 - \varepsilon_r \frac{k-1}{k},$$

gdzie: k - wykładnik izentropy, dobrany do rozważanego obszaru rozprężania;

$p_0; v_0$ - parametry pary dolotowej (rys.2);

$\varepsilon_r = \frac{p_r}{p_{on}}$ - stopień rozprężania.

W zmienionych warunkach pracy wskaźnik prędkości x w rozpatrywanym strumieniu pary zmienia się według zależności

$$x = \frac{u}{c_t} = \frac{x_0 \sqrt{\psi_{r0}}}{\sqrt{\psi_r}},$$

gdzie: u - stała prędkość obwodowa,

$c_t = \sqrt{2 h_r}$ - prędkość teoretyczna,

$x_0; \sqrt{\psi_{r0}}$ - wartość w warunkach obliczeniowych.

Po wprowadzeniu stosunku \bar{x} chwilowego wskaźnika prędkości x do wskaźnika prędkości x_b , odpowiadającego największej sprawności, powyższa zależność uzyskuje postać

$$\bar{x} = \frac{x}{x_b} = \bar{x}_0 \frac{\sqrt{\psi_{r0}}}{\sqrt{\psi_r}}.$$

Sprawność wewnętrzna η_{ri} stopnia regulacyjnego w zmienionych warunkach pracy, przy jednym strumieniu pary (stały łuk zasilania), jest funkcją dwóch wielkości: wskaźnika prędkości x oraz stopnia rozprężania ε_r [4], [5], [6], [7], przy dostatecznie dużych liczbach Reynoldsa, umożliwiającym pominięcie ich wpływu. Wpływ wskaźnika prędkości jest tu zwykle znacznie silniejszy niż wpływ stopnia rozprężania. Jak pokazano wyżej, zmiany wskaźnika x oraz stosunku ε_r są w turbinie o stałej prędkości obrotowej wzajemnie związane, więc jako zmienna niezależna może być wybrana tylko jedna z tych wielkości, np. x .

Sprawność wewnętrzna równa jest

$$\eta_{ri} = \eta_{ru} - \Delta\eta_r,$$

gdzie: η_{ru} - oznacza sprawność obwodową,

$\Delta\eta_r$ - pozostałe straty nie uwzględnione przez sprawność η_{ru} .

Wyniki badań i obliczeń odnośnie sprawności η_{ru} stopni regulacyjnych dają się z dobrym przybliżeniem opisać związkiem o postaci

$$\eta_{ru} = -a_1 x^2 + b_1 x,$$

gdzie: a_1 i b_1 są współczynnikami stałymi, zależnymi od właściwości konkretnego stopnia [3], [8], [9].

Taka postać zależności η_{ru} znajduje uzasadnienie między innymi w niewielkich zwykle reakcyjnościach stopni regulacyjnych w warunkach obliczeniowych oraz w niewykorzystaniu energii kinetycznej pary wpływającej ze stopnia w stopniu następnym.

Straty $\Delta\eta_r$ przedstawione mogą być w ogólnym przypadku wielomianem $W(x)$ względem wskaźnika x , stopnia wyższego niż drugi [3], [4], [6], [7], [8]. W wielomianie $W(x)$ współczynniki przy wyrazach z wyższymi niż druga potęgami wskaźnika x są na ogół znacznie mniejsze w porównaniu z a_1 i b_1 . Przy badaniu pracy w zmienionych warunkach zwykle interesujące są stosunkowo ograniczone zakresy zmian wskaźnika x , wynoszące w przypadku stopni jedno i dwu wieńcowych odpowiednio około $0,3 < x < 0,7$ oraz $0,15 < x < 0,35$, w związku z tym, można w tych zakresach wyrazy wielomianu $W(x)$ o wyższych potęgach niż druga, wobec małej ich wartości, zastąpić odpowiednim wyrażeniem stopnia drugiego. W związku z tym z dobrym przybliżeniem, w najbardziej interesującym zakresie zmian wskaźnika x można przyjąć związek

$$\eta_{ri} = -a x^2 + b x,$$

gdzie a i b są jak poprzednio współczynnikami stałymi dla danego stopnia. Zależność ta dotyczy stopni regulacyjnych zarówno jedno jak i dwuwieńcowych. Taka postać funkcji η_{ri} znajduje potwierdzenie w opracowaniu wyników szeregu doświadczeń [7], [10], [11].

Po przekształceniach otrzymuje się

$$\frac{\eta_{ri}}{(\eta_{ri})_{\max}} = 2 \bar{x} - \bar{x}^2,$$

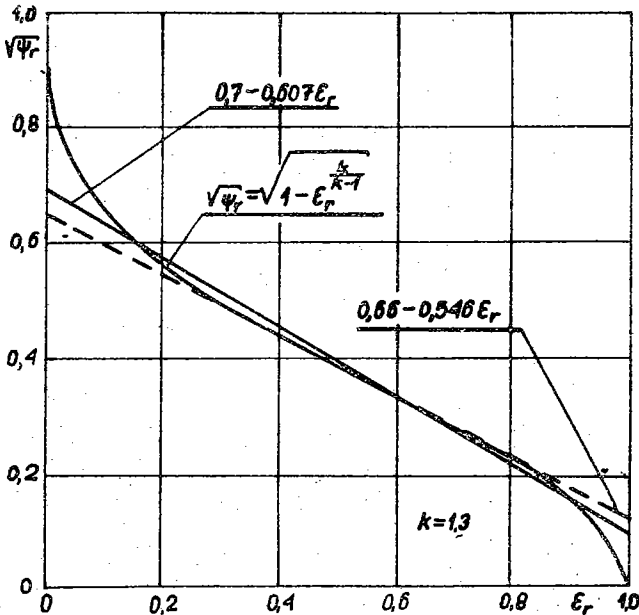
gdzie $(\eta_{ri})_{\max}$ oznacza największą sprawność odpowiadającą wskaźnikowi x_b .

Wewnętrzny spadek entalpii w rozpatrywanym strumieniu pary wynosi

$$h_{ri} = h_r \eta_{ri} = j_0 (\eta_{ri})_{\max} (2 x_0 \sqrt{\psi_{ro}} \sqrt{\psi_r} - x_0^2 \psi_{ro}),$$

przy czym przy zmianie warunków pracy turbiny zmienia się tylko wielkość $\sqrt{\psi_r}$.

Badanie przebiegu funkcji $\sqrt{\psi_r} = f(\varepsilon_r)$ w zakresie możliwych zmian stosunku ε_r w turbinie ($0 < \varepsilon_r < 1$) wykazuje,



Rys.3. Wykres zależności $\sqrt{\psi_r} = f(\varepsilon_r)$

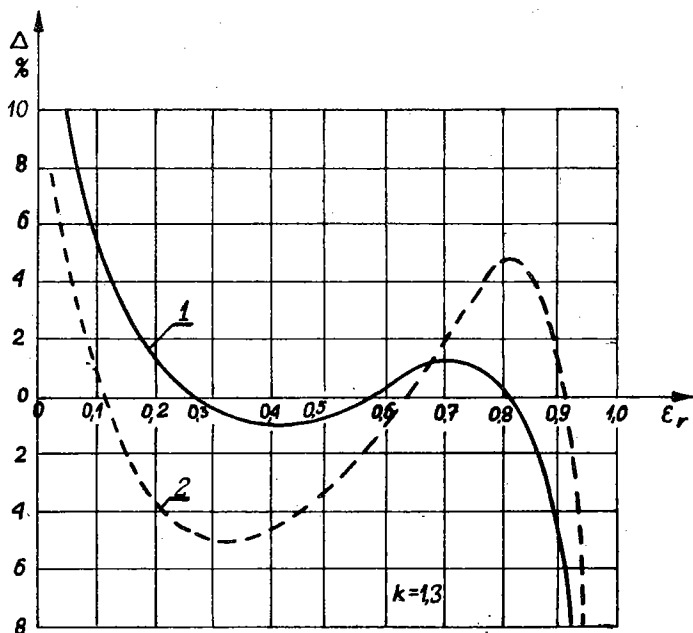
że z dobrą dokładnością można w znacznej, praktycznie ważnej części tego zakresu zastąpić zależność ścisłą przez liniową funkcję ε_r o postaci (rys.3)

$$\sqrt{\psi_r} = \sqrt{1 - \varepsilon_r^{\frac{k-1}{k}}} \approx C_1 - C_2 \varepsilon_r,$$

gdzie: C_1 oraz C_2 są współczynnikami stałymi dla danego k .

Wyznaczenie współczynników C_1 oraz C_2 celowe jest tu przeprowadzić graficznie [12]. Błąd względny, wynikający z zastąpienia funkcji $\sqrt{\psi_r}$ przy $k = 1,3$ zależnością liniową o postaci $\sqrt{\psi_r} \approx 0,66 - 0,546 \varepsilon_r$, pokazano na rys.4. Widać,

że w zakresie $0,18 < \epsilon_r < 0,86$ największy błąd względny nie przekracza ok. 2%, a wartości dokładne otrzymuje się w trzech



Rys.4. Błąd względny wartości funkcji $\sqrt{\psi_r}$;

krzywa 1:
$$\Delta = \frac{\sqrt{\psi_r} - (0,66 - 0,546 \epsilon_r)}{\sqrt{\psi_r}} 100\%;$$

krzywa 2:
$$\Delta = \frac{\sqrt{\psi_r} - (0,7 - 0,607 \epsilon_r)}{\sqrt{\psi_r}} 100\%$$

punktach. Przy dopuszczeniu nieco większego błędu do ok. 5% zakres stosowalności przybliżenia liniowego można zwiększyć do $0,05 < \epsilon_r < 0,925$ stosując dla $k = 1,3$ zależność $\sqrt{\psi_r} \approx 0,7 - 0,607 \epsilon_r$, dla której przebieg błędu względnego przedstawia również rys.4.

Widać stąd, że w szerokim, praktycznie ważnym zakresie zmian stopnia rozprężania, wielkość $\sqrt{\psi_r}$ z dostateczną dokładnością uważana być może za liniową funkcję ϵ_r . W związku z tym również i wewnętrzny spadek entalpii w każdym strumieniu pary w stopniu regulacyjnym w zmienionych warunkach

pracy w zakresie słuszności powyższego przybliżenia jest liniową funkcją stopnia rozprężania o postaci

$$h_{ri} = j_0 (\eta_{ri})_{\max} \left[2 \bar{x}_0 \sqrt{\psi_{ro}} (C_1 - C_2 \varepsilon_r) - \bar{x}_0^2 \psi_{ro} \right] =$$

$$= (h_{ri})_0 + 2 j_0 (\eta_{ri})_{\max} \bar{x}_0 C_2 \sqrt{\psi_{ro}} (\varepsilon_{ro} - \varepsilon_r).$$

Wyprowadzony związek wyjaśnia nieprzypadkowość otrzymywania w dokładnych obliczeniach [8], [16], [17], [18] zależności h_{ri} lub $h_{ru} = f(\varepsilon_r)$ liniowych w szerokim zakresie.

W regulacji grupowej, w której zastosowano tzw. przykrycie zaworowe (kolejny zawór zaczyna się otwierać, zanim poprzedni otworzył się całkowicie), w różnych warunkach pracy turbiny w stopniu regulacyjnym wyróżnić można jeden, dwa lub trzy strumienie pary (ciśnienia p_{on}). W przypadku trzech strumieni pary natężenie przepływu pary przez turbinę G równe jest

$$G = G_1 + G_2 + G_3; \quad G_1 = \sum_{k=1}^n G_{1k},$$

- gdzie: G_{1k} - natężenie przepływu pary przez grupę dysz zasilanych parą o ciśnieniu p_{01} z całkowicie otwartego zaworu regulacyjnego (indeks k);
 n - ilość grup dysz zasilanych przez całkowicie otwarte zawory regulacyjne,
 G_2, G_3 - natężenie przepływu pary przez grupę dysz zasilanych parą z częściowo otwartego zaworu regulacyjnego.

Wprowadzając wielkości względne otrzymuje się:

$$g = \frac{G}{G_0} = m_1 b_1 + m_2 b_2 + m_3 b_3; \quad b_1 = \sum_{k=1}^n b_{1k},$$

- gdzie: g - względne natężenie przepływu pary przez turbinę, określone w stosunku do obliczeniowego natężenia przepływu przez turbinę G_0 ,

$$m_i = \frac{G_i}{G_{kri}} - \text{względne natężenie przepływu pary przez grupę dysz,}$$

G_{kri} - krytyczne natężenie przepływu pary przez grupę dysz, odpowiadające ciśnieniu p_{o1} (niezdławionemu) przed dyszami,

$b_i = \frac{G_{kri}}{G_o}$ - stosunek natężeń przepływu.

W różnych warunkach pracy turbiny co najwyżej dwa stosunki m_i mogą być równe zero (brak odpowiednich strumieni pary).

Wewnętrzny spadek entalpii stopnia regulacyjnego H_{ri} wyznacza się z zależności

$$H_{ri} = m_1 b_1 h_{ri1} + m_2 b_2 h_{ri2} + m_3 b_3 h_{ri3},$$

gdzie: h_{ri1} , h_{ri2} , h_{ri3} oznaczają wewnętrzne spadki entalpii w poszczególnych strumieniach pary.

Dla określenia wielkości m_i oraz ε_{ri} w poszczególnych strumieniach pary wykorzystano zależności wynikające z siatki Szczegłajewa [16]. Pominięto nieznaczny wpływ reakcyjności stopnia regulacyjnego.

Dla strumienia pary przepływającego przez całkowicie otwarty zawór regulacyjny znany jest stopień rozprężania $\varepsilon_{r1} = \frac{p_r}{p_{o1}}$ (znane ciśnienie p_r) i wylicza się stosunek m_1 z zależności:

$$I \quad m_1 = \sqrt{1 - \left(\frac{\varepsilon_{r1} - \beta_k}{1 - \beta_k} \right)^2},$$

jeśli przepływ jest podkrytyczny, tj. $\varepsilon_{r1} > \beta_k$ lub

$$II \quad m_1 = 1,$$

jeśli przepływ jest nadkrytyczny, tj. $\varepsilon_{r1} \leq \beta_k$, gdzie β_k jest krytycznym stosunkiem ciśnień.

Dla strumienia pary przepływającego przez częściowo otwarty zawór przy znanym stosunku m_i wyznacza się stopień rozprężania ε_{ri} z zależności

$$I \quad \varepsilon_{ri} = \frac{p_r}{m_i p_{o1}},$$

jeśli przepływ jest nadkrytyczny, tj. $m_i \geq \frac{p_r}{p_{o1} \beta_k}$ lub

$$\text{II} \quad \varepsilon_{ri} = \frac{1 - 2\beta_k}{-\beta_k + (1-\beta_k) \sqrt{1 + (1-2\beta_k) \frac{m_i^2 p_{o1}^2}{p_r^2}}}$$

jeśli przepływ jest podkrytyczny, tj. $m_i < \frac{p_r}{p_{o1} \beta_k}$.

W przypadku trzech strumieni pary stosunek m_2 wyznacza się z zależności $m_2 = f(g)$ wynikającej z zależności $G_2 = f(G)$, która jest indywidualną cechą konkretnego układu regulacji, a stosunek m_3 z równania

$$m_3 = \frac{1}{b_3} (g - m_1 b_1 - m_2 b_2).$$

Izentropowy spadek entalpii grupy stopni nieregulowanych w obszarze pary przegrzanej równy jest:

$$H_n = j_r \psi_n; \quad j_r = \frac{k}{k-1} p_r v_r; \quad \psi_n = 1 - \pi^{\frac{k-1}{k}},$$

gdzie: p_r ; v_r - parametry pary w komorze stopnia regulacyjnego (rys.1,2),

$$\pi = \frac{p_k}{p_r} - \text{stopień rozprężania w grupie stopni,}$$

p_k - ciśnienie pary odlotowej z turbiny.

Wyniki licznych prac i badań poświęconych przelotności grupy stopni w zmienionych warunkach pracy (np. [3], [5], [8], [16]) wykazują, że dla grupy stopni nieregulowanych w turbinie przeciwprężnej można się zazwyczaj posługiwać zależnością

$$\varepsilon = \frac{G}{G_o} = \frac{p_r}{p_{ro}} \sqrt{\frac{p_{ro} v_{ro}}{p_r v_r}} \sqrt{\frac{1 - \pi^2}{1 - \pi_o^2}},$$

gdzie indeks o dotyczy, jak poprzednio, warunków obliczeniowych.

Można wykazać, że w rozpatrywanym przypadku, nie popełniając większych błędów, przyjmując można ponadto

$$\sqrt{\frac{p_{ro} v_{ro}}{p_r v_r}} = \sqrt{\frac{j_{ro}}{j_r}} \approx \sqrt{\frac{\pi_{ro}}{\pi_r}} \approx 1$$

i wyznaczyć ciśnienie w komorze stopnia regulacyjnego z zależności prostszej [3], [5], [9], [12], [16]

$$p_r = p_{ro} \sqrt{g^2 (1 - \pi_0^2) + \pi_0^2}.$$

Właściwe określenie sprawności grupy stopni nieregulowanych w zmienionych warunkach pracy jest zagadnieniem trudnym. Analiza opublikowanych danych i informacji na ten temat [12] [14] wykazuje, że są one stosunkowo szczupłe i często niewystarczające. W związku z tym zaistniała konieczność znalezienia odpowiedniego sposobu postępowania, opartego o możliwie ogólne własności grupy stopni, nadającego się do zastosowania w omawianym przypadku.

Sprawność wewnętrzna η_{ni} grupy stopni w zmienionych warunkach pracy przy dostatecznie dużych wartościach liczby Reynoldsa, umożliwiającą pominięcie jej wpływu, jest ogólnie funkcją dwu zmiennych: stopni rozprężania π oraz wielkości

$$\frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{j_{ro}}{j_r}} \quad [3], [4], [7], \quad \text{czyli:}$$

$$\eta_{ni} = f\left(\pi, \frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{j_{ro}}{j_r}}\right),$$

gdzie n oznacza prędkość obrotową.

Postać funkcji η_{ni} zależy od właściwości konkretnej grupy stopni. W rozpatrywanym przypadku sprawność grupy stopni w zmienionych warunkach pracy opisana jest funkcją o postaci $\eta_{ni} = f(\pi)$ wobec praktycznie stałej wartości wyrażenia

$$\frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{j_{ro}}{j_r}}.$$

Dla wyznaczenia zmian sprawności grupy stopni wykorzystano potwierdzoną wielokrotnymi obserwacjami, zbliżoną do liniowej, zależność $G = f(N_i)$ zużycia pary w funkcji mocy turbiny z regulacją dławieniową. Wykorzystanie tej zależności pozwala ponadto wyznaczyć bezpośrednio poszukiwaną zależność

$$H_{ni} = H_n \eta_{ni} = f(g)$$

według poniższego rozumowania.

Traktując rozpatrywaną grupę stopni jako układ przepływowy hipotetycznej turbiny z regulacją dławieniową (stała entalpia pary na wlocie do grupy stopni, $j_r = j_{ro} = \text{const}$) można na podstawie istniejących danych określić zależność $N_i = f(g)$ i wyznaczyć z niej związek $H'_{ni} = f(g)$ dla takiego przypadku w postaci [12], [13]

$$H'_{ni} = (H_{ni})_0 \frac{1 - g_j}{1 - g_j} \left[1 - C_3 (g - 1)^2 \right],$$

gdzie: $g_j = \frac{G_j}{G_0}$ - umowne względne natężenie przepływu pary, przy którym sprawność wewnętrzna grupy stopni równa się zero;

$C_3 = f(\pi_0)$ - stała, uwzględniająca odchylenie zależności $N_i = f(g)$ od linii prostej.

Staża C_3 równa jest

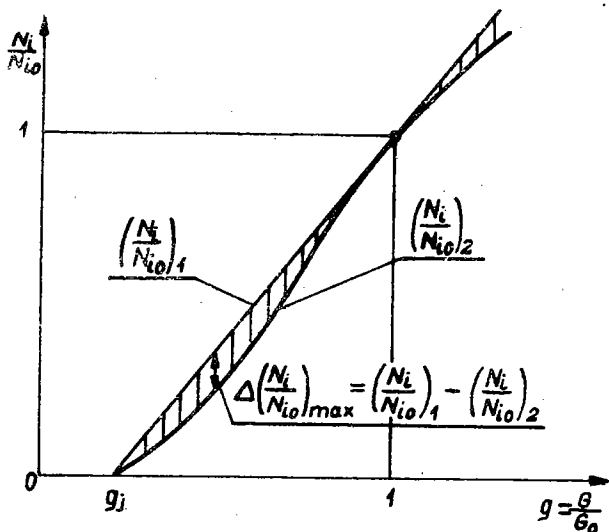
$$C_3 = 6,75 \frac{\Delta\left(\frac{N_i}{N_{i0}}\right)_{\max}}{(1 - g_j)^2},$$

gdzie $\Delta\left(\frac{N_i}{N_{i0}}\right)_{\max}$ oznacza największą różnicę pomiędzy względ-

ną wartością mocy $\left(\frac{N_i}{N_{i0}}\right)_1$ odpowiadającą ściśle liniowej za-

leżności $G = f(N_i)$, a rzeczywistą względną wartością mocy

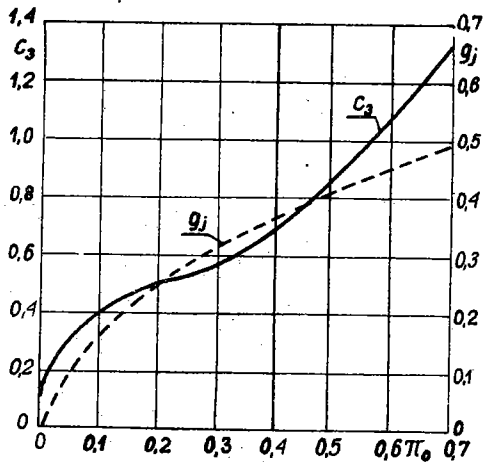
$\left(\frac{N_i}{N_{i0}}\right)_2$ (rys.5).



Rys.5. Wyznaczenie odchylenia $\Delta(\frac{N_i}{N_{i0}})_{max}$

Wartości g_j oraz $\Delta(\frac{N_i}{N_{i0}})_{max}$ w funkcji \mathcal{T}_0 określone mogą być według odpowiednich danych doświadczalnych lub pochodzących z obliczeń. Wartości g_j oraz C_3 , dla zwykle spotykanych grup stopni, wyznaczone według danych Hiedla [19] zestawiono na rys.6.

Przy takich samych natężeniach przepływu pary (różnych od obliczeniowego) sprawność grupy stopni pracującej z dławieniem pary na wlocie oraz sprawność tej samej grupy pracującej za stopniem regulacyjnym w rozpatrywanej turbinie przeciwprężnej są praktycznie sobie równe, po-



Rys.6. Zależność wielkości g_j oraz C_3 od stopnia rozprężania \mathcal{T}_0

nieważ $\sqrt{\frac{j_{ro}}{j_r}} \approx 1$, a tym samym równe są stosunki $\tilde{\eta}$ oraz wyrażenia $\frac{n}{n_0} \sqrt{\frac{j_{ro}}{j_r}}$ w obu tych przypadkach. Warunki obliczeniowe są z założenia takie same w obu grupach stopni.

Stosunek wewnętrznego spadku entalpii H_{ni} grupy stopni pracującej za stopniem regulacyjnym do spadku H'_{ni} grupy pracującej z dławieniem pary na wlocie wynosi

$$\frac{H_{ni}}{H'_{ni}} = \frac{j_r \psi_n \eta_{ni}}{j_{ro} \psi'_n \eta'_{ni}} = \frac{j_r}{j_{ro}},$$

gdyż, jak pokazano $\psi_n = \psi'_n$ oraz $\eta_{ni} = \eta'_{ni}$.

Entalpie pary i_0 oraz i_r odpowiednio na wlocie do turbiny i w komorze stopnia regulacyjnego ($i_r = i_0 - H_{ri}$) można przedstawić w postaci

$$i_0 = j_0 + i_x; \quad i_r = j_r + i_x,$$

gdzie i_x jest stałą dobraną wraz z wykładnikiem k do rozpatrywanego obszaru rozprężania (model pary idealnej), a więc

$$\frac{j_r}{j_{ro}} = \frac{j_0 - H_{ri}}{j_0 - (H_{ri})_0}.$$

W związku z tym poszukiwana zależność $H_{ni} = f(g)$ dla grupy stopni pracującej za stopniem regulacyjnym ma postać

$$H_{ni} = (H_{ni})_0 \frac{1 - \frac{g_j}{g}}{1 - \frac{g_j}{g}} \left[1 - C_3 (1 - g)^2 \right] \frac{j_0 - H_{ri}}{j_0 - (H_{ri})_0}.$$

Wpływ przecieków pary przez dławnice zewnętrzne turbiny na obniżenie sprawności wewnętrznej turbiny zależy jest od układu dławnic i sposobu odprowadzania z nich przecieków pary. W przypadku turbin przeciwprężnych zwykle spotykane są układy, w których para przeciekowa z dławnic nie wraca już do układu

przepływowego i nie wykonuje w nim pracy [12], [15]. W takim przypadku, przy pominięciu pracy przecieku G_d w stopniu regulacyjnym współczynnik η_v równy jest

$$\eta_v = 1 - \frac{G_d}{G},$$

gdzie G_d oznacza natężenie przepływu przez przednią dławnicę turbiny (rys.1).

Można tu wykazać, że stosunek $\frac{G_d}{G}$ nie zmienia wartości przy zmianach natężenia przepływu pary przez turbinę [12], co znajduje potwierdzenie w wynikach pomiarów i obliczeń [18], [20], a więc

$$\eta_v = \eta_{v0} = 1 - \frac{G_{d0}}{G_0} = \text{const.}$$

Łącząc wyprowadzone zależności, można określić poszukiwany związek pomiędzy sprawnością wewnętrzną turbiny przeciwprężnej a zmianami natężenia przepływu pary. Współczynniki występujące w tym związku zależą od podziału spadku entalpii w turbinie w warunkach obliczeniowych.

Jak wspomniano, w praktyce, zarówno przy projektowaniu jak i w eksploatacji, niejednokrotnie zachodzi potrzeba określenia charakterystyk turbiny w zmienionych warunkach pracy, wychodząc ze znanego stanu obliczeniowego, bez przeprowadzania szczegółowych, pracochłonnych obliczeń. Przedstawiona zależność $\eta_i = f(g)$ i jej elementy dobrze nadają się do wykorzystania w takich przypadkach, skracając w sposób istotny tok obliczeń.

Jedną z zalet posługiwania się wskazanymi zależnościami jest wyeliminowanie potrzeby dokonywania odczytów na wykresie $i-s$ lub w tablicach parowych. Metoda nie wymaga szczegółowej znajomości geometrii części przepływowej, co umożliwia zastosowanie jej między innymi we wczesnych etapach projektowania turbiny. Szczególnie proste zależności uzyskuje się dla warun-

ków pracy turbiny odpowiadających punktom zaworowym, gdyż wtedy można zwykle przyjąć

$$H_{ri} \approx (h_{ri})_1 \quad \text{oraz} \quad \varepsilon_{r1} = \frac{p_r}{p_{o1}}.$$

Ponadto turbiny projektowane są zwykle tak, że można uważać $\bar{x}_o \approx 1$ oraz $(\eta_{ri})_{\max} \approx (\eta_{ri})_o$ i stosować w takich przypadkach w praktyce zależność

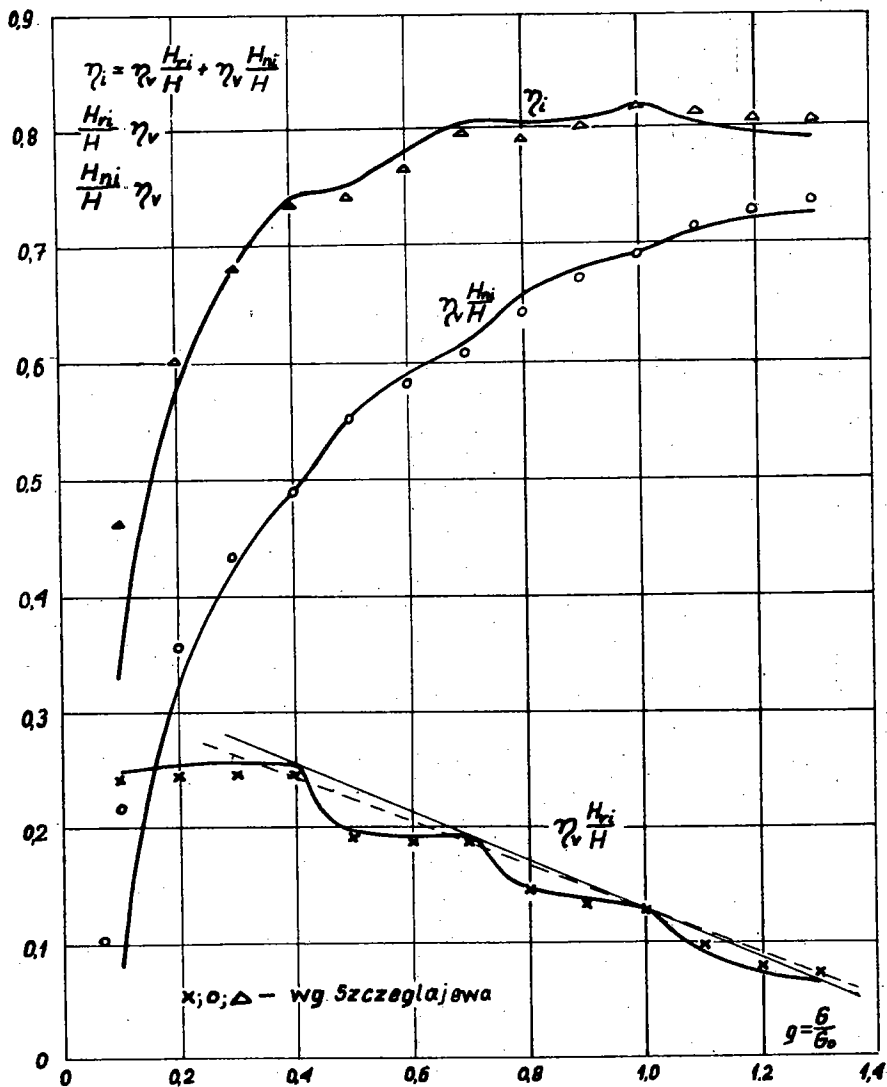
$$H_{ri} = (H_{ri})_o + 2 \cdot j_o (\eta_{ri})_o c_2 \left(c_1 - c_2 \frac{p_{ro}}{p_{o1}} \right) \left(\frac{p_{ro}}{p_{o1}} - \frac{p_r}{p_{o1}} \right).$$

Ogólne cechy turbin przeciwprężnych [16], [12] pozwalają na dogodnie przenoszenie otrzymanych wyników na inne typy turbin parowych.

Dla zilustrowania sposobu posługiwania się wyprowadzonymi zależnościami wykonano przykład obliczeniowy. Do rozważań wybrano część wysokoprężną turbiny upustowo-kondensacyjnej, której obliczenia cieplne w zmienionych warunkach pracy przedstawił Szczeglajew [16]. Przy założonym stałym ciśnieniu w miejscu upustu regulowanego [16] część wysokoprężna takiej turbiny może być traktowana jako turbina przeciwprężna. Na wybór tego przykładu wpłynął jasny sposób prowadzenia obliczeń oraz odpowiednia ilość podanych danych, niezbędnych do zastosowania wyprowadzonej zależności $\eta_i = f(g)$.

Z obliczeń cieplnych turbiny przy obliczeniowym natężeniu przepływu pary [16] wynikają następujące dane: $p_o = 88$ bar; $T_c = 753$ K; $p_{o1} = 83,6$ bar; $p_k = 1,18$ bar; $G_o = 27,8$ kg/s; $\bar{x}_o \approx 1$; $(\eta_{ri})_{\max} = 0,65$; $(\eta_{ni})_o = 0,84$; $\eta_{vo} \approx 1$; $(h_{ri})_o = 120,5$ kJ/kg; $(h_{ni})_o = 634$ kJ/kg; $N_{io} = 20930$ kW; $\eta_{io} = 0,822$; $\frac{j_o}{H} = 1,515$. Dla $k = 1,3$ oraz $\varepsilon_{ro} = 0,538$ wyliczono $\psi_{ro} = 0,134$; $\sqrt{\psi_{ro}} = 0,365$ oraz dla $\pi_o = 0,0261$ odczytano $g_j = 0,085$ oraz $c_3 = 0,28$.

Turbina ma regulację grupową z 4 zaworami regulacyjnymi, które otwierają się kolejno przy następujących wartościach stosunku g : 0 - 0,4 - 0,7 - 1. W całym zakresie zmian natężenia przepływu pary przez turbinę jest $m_2 = f(g) = 0$.



Rys.7. Porównanie wyników obliczeń Szczeglaiewa i autora

Stosunki b_i natężeń przepływu równe są odpowiednio: $b_1 = 0,4$; $b_2 = b_3 = 0,3$; $b_4 = 0,383$.

Wyniki obliczenia zestawiono na rys.7, gdzie naniesiono również wyniki obliczeń Szczegłajewa.

Porównanie wyników obu obliczeń wykazuje dobrą zgodność, zarówno co do wartości sprawności turbiny, jak i wewnętrznych spadków entalpii stopnia regulacyjnego i grupy stopni nieregulowanych. W szerokim, praktycznie ważnym zakresie zmian natężenia przepływu pary przez turbinę w granicach $0,3 \leq g \leq 1,3$, różnica wartości η_i z obu obliczeń nie przekracza ok. 2,5%. Przy mniejszych natężeniach przepływu $g < 0,3$ różnice wyników są większe, ze względu na silniejszy spadek sprawności grupy stopni nieregulowanych w zależności autora.

Należy podkreślić, że pracochłonność wyznaczenia zależności $\eta_i = f(g)$ przy pomocy podanych związków jest wielokrotnie mniejsza, niż w przypadku metody opisanej przez Szczegłajewa lub innych metod podawanych w literaturze.

Bibliografia

1. Asimow M.: Introduction to design. Prentice-Hall Inc. New York 1962.
2. "Primienjenje matematичесkowo modelirowanija pri wyborie parametrów tieploenergetycznych ustanowok" pod redakcją G.B. Lewentala; L.S. Popyrina Moskwa 1966 Nauka.
3. Traupel W.: Thermische Turbomaschinen. Springer - Verlag. Berlin 1958.
4. Horlock J.H.: Axial Flow Turbines. Butterworths. London 1966.
5. Samożłowicz G.S., Trojanowski B.M.: Pieriemiennyj režim raboty parowych turbin. Gosenergoizdat. Moskwa 1955.
6. Dejcz M.E., Trojanowski B.M.: Issledowania i rasczoty stupieniej osiewych turbin. Maszynostrojenie. Moskwa 1964.
7. Cordes G.: Strömungstechnik der gasbeaufschlagten Axial-turbine. Springer. Berlin 1963.

8. Zalf G.A., Zwiagincew W.W.: Tiejłowej rasczot parowych turbin. Maszgez. Moskwa 1961.
9. Praca zbiorowa: Parni turbiny. SNTL. Praha 1955.
10. Kreuter K.: Das Verhalten von Dampfturbinen axialer Bauart bei stark veränderlicher Drehzal und verändertem Dampfstrom. Konstruktion 1950, s.41-48.
11. Linnecken H., Roesner H.: Wirkungsgradverlauf ein-und mehr kränziger Turbinen. Konstruktion 1957, Nr 2.
12. Miller A.: Metoda podziału spadku entalpii w turbinie parowej przeciwprężnej. Rozprawa doktorska. Warszawa 1969.
13. Miller A.: Rabota parowej turbiny s protivodawlenjem pri pieriemiennom režimie. Izwestia Wysszich Uczebnych Zawiedienii "Maszinostrojenie" (w druku).
14. Miller A.: Praca grupy stopni turbinowych w zmienionych warunkach. Ciepłnę Maszyny Przepływowe 1968. Nr 68/69.
15. Miller A.: Odzyskiwanie pary z dławnic turbin parowych. Gospodarka Paliwami i Energią 1967. Nr 1.
16. Szczegłajew A.W.: Parowyje turbiny. Moskwa 1955 GEI, 1967 Energia.
17. Obliczenia cieplne turbiny parowej TC - 25. Zamech. Elbląg 1953.
18. Obliczenia cieplne turbiny parowej PWK-200. IMZ.
19. Hiedl H.: Die Dampfturbinenverbrauchsdiagramme. Springer. Wien 1935.
20. Bartlett R.L.: Steam turbine performance and economics. Mc Grow-Hill. New York 1958.

Математическая модель паровой турбины с противодавлением

К р а т к о е с о д е р ж а н и е

Рассматривалась турбина с противодавлением о часто встречаемой конструктивной схеме (рис.1), с сопловым парораспределением, проточная часть которой состоит из регулирующей ступени и группы нерегулируемых ступеней. С целью оптимизации построена математическая модель такой турбины, определяющая

изменения внутреннего к.п.д. турбины в функции изменения расхода пара и распределения теплового перепада в турбине в расчетных условиях. Полученные результаты, кроме того, могут быть использованы в различных встречающихся в практике анализах поведения паровых турбин при переменном режиме, что заметно сокращает трудоемкость расчетов.

Приведен расчетный пример.

Mathematical Archetype of a Back-Pressure Steam Turbine

S u m m a r y

It was considered back-pressure steam turbine with frequently used constructive scheme (fig.1) and nozzle control governing, running part of which consists from control stage and group of stages.

For the purpose of optimization was built a mathematical archetype of such a turbine as a function of steam consumption and enthalpy drop distribution in turbine in design conditions. Received results moreover can be used in different practical analysis of turbine behaviour with changed conditions that noticeably reduce design calculation.

An example of calculation was presented.