

Nr/24 K.K.T. i P. 3

dr inż. Andrzej Miller
Katedra Kotłów, Turbin i Pomp
Politechniki Warszawskiej

METODA PODZIAŁU SPADKU ENTALPII
W TURBINIE PAROWEJ PRZECIWPRĘŻNEJ *)

Zagadnienie podziału spadku entalpii, czyli określenia udziałów różnych stopni i grup stopni, składających się na układ przepływowy turbiny w stojącym do dyspozycji spadku entalpii, jest integralną częścią projektowania turbiny parowej. To istniejące od początku budowy turbin zagadnienie jest w projektowaniu turbiny parowej problemem zasadniczej wagi, gdyż w ścisłym powiązaniu z typem konstrukcji, właściwościami stosowanych elementów turbiny oraz technologią wykonania wpływa zarówno na koszty wytworzenia, jak i na sprawność. Właściwie dokonany podział spadku entalpii wymaga uwzględnienia szeregu różnych, często przeciwstawnych wpływów.

W przypadku turbin przeznaczonych do pracy, przy często i w znacznym zakresie zmieniającym się obciążeniu, jednym z zasadniczych czynników, wymagających uwzględnienia przy podziale spadku entalpii, jest charakter zmian obciążenia turbiny w trakcie przyszłej eksploatacji. Uwzględnienie tego wpływu ma szczególne znaczenie przy projektowaniu turbin przeciwprężnych. Obszerna literatura dotycząca podziału spadku entalpii przy projektowaniu turbin parowych obejmuje wiele prac i przyczynków dotyczących wybranych elementów problemu, natomiast prac traktujących o metodzie podziału jest zaledwie kilka. Te nieliczne, znane metody podziału nie dają dostatecznych danych do określenia i uwzględnienia wpływu sposobu przyszłej eks-

*) Na podstawie rozprawy doktorskiej, która była przedmiotem publicznej dyskusji w czerwcu roku 1969.

ploatacji turbiny na podział spadku entalpii przy projektowaniu.

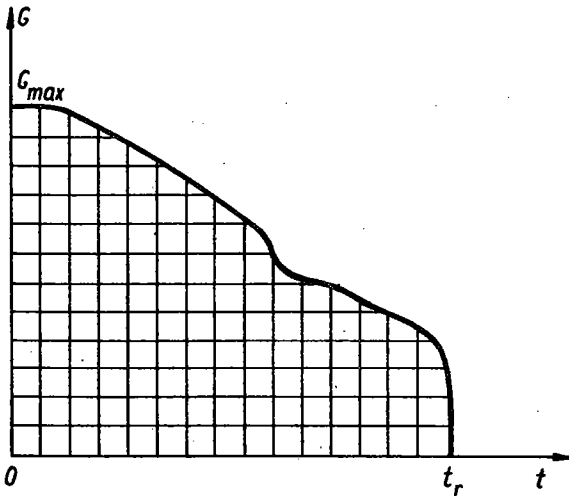
W związku z tym zasadniczym celem poszukiwań jest zbadanie możliwości określenia metody podziału spadku entalpii przy projektowaniu turbiny parowej przeciwprężnej, uwzględniającej charakter zmian obciążenia.

Ogólna analiza problemu podziału spadku entalpii w turbinie parowej przy użyciu próby klasyfikacji występujących tu zagadnień pozwala na wskazanie szeregu ogólnych cech zagadnienia podziału. Między innymi okazuje się, że z racji specyfiki zagadnień, szczegółowe rozważania problemów podziału związane być powinny z możliwie najogólniej wybieranymi przykładami. Wybrana jako przykład turbina przeciwprężna, niezależnie od układu konstrukcyjnego, spełnia powyższy warunek ogólności wobec charakterystycznych cech tego typu turbiny, pozwalających na dogodne przenoszenie większości otrzymanych wyników na inne typy turbin parowych.

Przegląd literatury przedmiotu wykazuje, że uwzględnienie istotnego wpływu charakteru obciążenia przy podziale spadku entalpii przy projektowaniu tak turbin przeciwprężnych jak i innych typów turbin parowych, nastęrcza w chwili obecnej istotne trudności. Trudności te wynikają głównie z niedokładnej znajomości powyższego wpływu, ogólności i nieprecyzyjności istniejących zaleceń i wskazówek oraz braku ścisłego kryterium i odpowiedniej metody podziału. Stan taki nie tylko nie daje pewności wyboru przy projektowaniu najlepszego rozwiązania, ale stwarza przy tym możliwość popełnienia istotnego błędu. Wskazuje on także możliwość i jednocześnie uzasadnia potrzebę i celowość wprowadzenia zmian i uzupełnień w dotychczasowej praktyce.

Dla określenia poszukiwanej metody podziału uwzględniającej sposób przyszłej eksploatacji turbiny konieczne jest, w pierwszym rzędzie, wprowadzenie odpowiedniego kryterium poprawności podziału spadku entalpii z punktu widzenia charakteru obciążeń. Zastosowane kryterium oparte jest o warunek największego efektu energetycznego. Warunek ten wynika z kryterium ekonomicznego przy pewnych uproszczeniach, zwykle wprowadzanych wobec istotnych trudności w formułowaniu tego kryte-

rium dla użytku praktycznego. W przypadku turbiny przeciwprężnej, stosując kryterium największego efektu energetycznego,



Rys.1. Uporządkowany, roczny wykres zapotrzebowania na parę odbieraną z turbiny przeciwprężnej

powinno się wymagać największej z możliwych do uzyskania ilości energii dostarczonej przez turbinę w ciągu okresu obrotowego, zwykle jednego roku. Rozpatrywać tu można energię E odpowiadającą mocy N_e na sprzęgle turbiny. Energia ta, w przypadku turbiny bez upustów, da się wyrazić, jako

$$E = \int_0^{t_r} N_e dt = \int_0^{t_r} G H \eta_i \eta_m dt = \max,$$

gdzie:

t_r - czas pracy turbiny w ciągu okresu obrotowego np. roku,

$G = f_1(t)$ - natężenie przepływu pary przez turbinę, będące funkcją czasu, zadana poprzez znany uporządkowany wykres zapotrzebowania na parę (rys.1),

H - izantropowy spadek entalpii w turbinie, który może być w ogólnym przypadku funkcją natężenia przepływu pary,

$\eta_i = f_2 [G(t), y_1, y_2, \dots, y_n]$ - sprawność wewnętrzna turbiny będąca funkcją parametrów określających podział spadku entalpii, y_1, y_2, \dots, y_n , wartości, których poszukuje się przy projektowaniu oraz funkcja natężenia przepływu pary, które z kolei jest funkcją czasu; postać funkcji η_i zależy

od typu konstrukcyjnego turbiny i od właściwości zastosowanych elementów układu przepływowego turbiny,

η_m - sprawność mechaniczna turbiny.

Stosując warunek najlepszego efektu energetycznego należy przy projektowaniu tak dobrać wartości parametrów y_1, y_2, \dots, y_n , aby otrzymać największą z możliwych wartości całki. Takie postępowanie jest podstawą proponowanej metody podziału spadku entalpii.

Warunek $E = \max$, największej ilości energii dostarczanej przez turbinę w ciągu roku w pracy przy zadanych zmianach obciążenia w czasie, jest równoznaczny z wymaganiem najlepszej średniorocznej efektywnej sprawności turbiny równej

$$\bar{\eta}_e = \frac{\int_0^T G H \eta_i \eta_m dt}{\int_0^T G H dt} = \max.$$

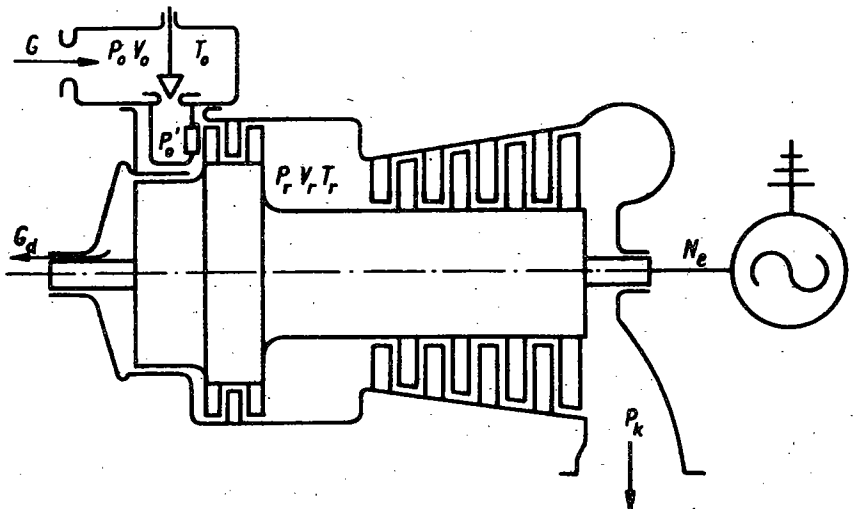
Widać stąd, że w przypadku turbiny eksploatowanej przy zmiennym obciążeniu, kryterium największego efektu energetycznego prowadzi do wymagania możliwie największej średniorocznej sprawności przy jakimś wybranym obciążeniu. W związku z tym o jakości turbiny i jej dostosowaniu do charakteru obciążeń świadczyć powinna średnioroczna sprawność turbiny, a nie sprawność przy jakimś wybranym obciążeniu.

W przypadku obciążenia turbiny praktycznie stałego w czasie, to znaczy gdy przyjąć można $G(t) \approx G_0 \approx \text{const}$, warunek $\bar{\eta}_e = \max$ sprowadza się do wymagania możliwie największej efektywnej sprawności turbiny przy tym obciążeniu, to jest $\eta_e(G_0) = \max$, czyli do znanego wymagania możliwie najlepszej sprawności turbiny przy obciążeniu obliczeniowym. Widać stąd, że kryterium $E = \max$ ($\bar{\eta}_e = \max$) jest ogólniejszym sformułowaniem jest ogólniejszym sformułowaniem wymagania dobrej sprawności turbiny przeciwprężnej.

Proponowana metoda podziału spadku entalpii, oparta o uporządkowany wykres zmian obciążenia w czasie, w przypadku praktycznie stałego w czasie obciążenia sprowadza się więc do ist-

niejących metod podziału [1] [2] [3], opartych na warunku możliwie największej sprawności przy tym stałym obciążeniu. W związku z tym przedstawiona metoda może być traktowana jako uogólnienie istniejących metod w przypadku obciążenia zmiennego w czasie.

Efektywne posługiwanie się kryterium $E = \max$ w praktyce wymaga posiadzenia zależności $\eta_i = f [G, y_1, y_2, \dots, y_n]$ w postaci analitycznej, co znacznie skraca obliczenia. Istniejące sposoby określenia zmian sprawności η_i przy zmianach G nie nadają się na ogół do wykorzystania w omawianej metodzie podziału, między innymi, wobec ich znacznej pracochłonności. W trudnościach i pracochłonności obliczeń dotyczących pracy turbiny w zmiennych warunkach upatrywać można jednej z przyczyn jakościowego tylko charakteru istniejących wskazówek i zaleceń odnośnie wpływu charakteru obciążenia na podział spadku entalpii. W związku z tym drugim, po określeniu kryterium, niezbędnym krokiem wstępnym do sformułowania metody podziału jest wyznaczenie odpowiedniej zależności $\eta_i = f [G, y_1, y_2, \dots, y_n]$. Wyniki prac tego etapu mogą często służyć i do innych celów niż metoda podziału, gdyż określenie sprawności turbiny w zmiennych warunkach pracy stanowi problem sam dla siebie, ważny zarówno przy projektowaniu jak i w eksploatacji.



Rys.2. Schemat turbiny przeciwprężnej

Trzecim etapem jest rozwiązanie warunku $E = \max$ i wyznaczenie zespołu najlepszych wartości parametrów $\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_n$, czyli najlepszego podziału spadku entalpii według kryterium efektu energetycznego.

Przedstawiony sposób postępowania zastosować można między innymi do rozwiązania zagadnienia podziału spadku entalpii, występującego w obliczeniach ogólnych turbiny przeciwprężnej w często spotykanym układzie konstrukcyjnym, z regulacją grupową, bez upustów pary, której część przepływowa składa się ze stopnia regulacyjnego i grupy stopni nieregularnych (rys.2). Poszukiwanymi parametrami, określającymi podział spadku entalpii przy projektowaniu w tym przypadku są:

1) udział stopnia regulacyjnego r przy obliczeniowym natężeniu przepływu pary G_0

$$r = \frac{(h_{rt})_0}{H},$$

gdzie: $(h_{rt})_0$ jest izentropowym spadkiem entalpii stopnia regulacyjnego (rys.3),

H oznacza, jak poprzednio, izentropowy spadek entalpii w turbinie,

indeks o dotyczy warunków obliczeniowych.

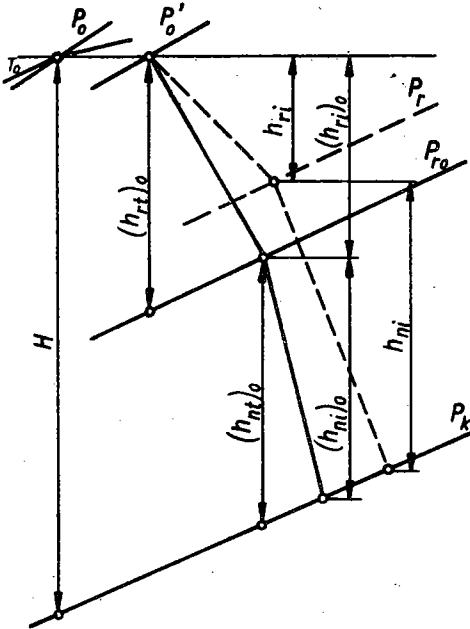
2) stosunek $m_0 = G_0/G_{\max}$ określający obliczeniowe natężenie przepływu pary G_0 , przy którym dokonuje się podziału, w odniesieniu do G_{\max} (rys.1)

3) wskaźnik $\bar{x}_0 = x_0/x_b$, określający wskaźnik prędkości x_0 stopnia regulacyjnego przy obliczeniowym natężeniu przepływu pary w odniesieniu do wskaźnika prędkości x_b odpowiadającego największej sprawności tego stopnia.

Po wyznaczeniu odpowiedniej zależności $\eta_1 = f(G, r, m_0, \bar{x}_0)$ można podać sposób wyznaczenia najlepszego podziału, to jest optymalnego zespołu wartości $(r, m_0, \bar{x}_0)_{\text{opt}}$ i przeprowadzić dyskusję czynników wpływających na najlepszy podział.

Dyskusja ta wykazuje między innymi, że na najlepszy podział spadku entalpii przy projektowaniu turbiny przeciwprężnej wpływa nie tylko współczynnik obciążenia, to jest stopień wypełnienia wykresu uporządkowanego, ale również i szczególny

kształt tego wykresu. Najlepszy zespół wartości $(r, m_o, \bar{x}_o)_{opt}$ zależy od stosunku $s = (\eta_{ni})_o / (\eta_{ri})_{max}$ największych sprawności grupy stopni nieregulowanych i stopnia regulacyjnego oraz od sprawności η_v uwzględniającej straty związane z przeciekami pary przez dławnice zewnętrzne turbiny. Istnieje ścisła zależność pomiędzy optymalnymi wartościami r, m_o, \bar{x}_o .



Rys.3. Udziały spadków entalpii w turbinie przeciwprężnej

Analiza zagadnienia podziału w obliczeniach ogólnych turbiny przeciwprężnej z regulowanym upustem pary pokazuje, że sprowadza się ono do poprzednio rozważonego zagadnienia. Znaczną część uzyskanych wyników wykorzystać można przy podziale spadku turbin kondensacyjnych.

Ilustracją sposobu zastosowania przedstawionej metody podziału w praktyce może być przykład badania wpływu sprawności $(\eta_{ri})_{max}$; $(\eta_{ni})_o$; η_v na najlepszy podział spadku entalpii. Podobne badania najlepszych podziałów mają zastosowania w pracach o charakterze studialnym i pozwalają na wyciągnięcie szeregu wniosków o ogólniejszym znaczeniu niż w przypadku rozpatrywania konkretnego projektu turbiny.

Przykładowy przebieg zmian obciążenia turbiny przeciwprężnej w czasie, w postaci uporządkowanej, rocznej krzywej zapotrzebowania na parę odlotową z turbiny, zaczerpnięto z prac Mareckiego [4] [5]. Przyjęty charakter zmian obciążenia turbiny może odpowiadać zwykle spotykanym w Polsce warunkom w zakładach przemysłowych średniej wielkości o trzymianowym cyklu pracy, o czasie użytkowania największego poboru pary z turbiny przeciwprężnej rzędu 5700 godzin w roku i może się odnosić do turbin o największych natężeniach przepływu pary G_{max} wyno-

szących $8 \div 28 \text{ kg/s}$ [6]. W rozpatrywanym przypadku współczynnik obciążenia wynosi 0,671.

Przyjęto jako parametry pary dolotowej do turbiny $p_0 = 62,7 \text{ bar}$, $T_0 = 738^\circ\text{K}$ oraz często spotykane przeciwciśnienie $p_k = 3,93 \text{ bar}$. Powyższe parametry pary wydają się uzasadnione w rozpatrywanym przypadku. W tych warunkach zakres mocy znamionowych rozważanych turbin przeciwprężnych może wynosić $3 \div 12 \text{ MW}$ [6].

Wyznaczenie wartości średniorocznej wewnętrznej sprawności turbiny $\bar{\eta}_i$ dla 30 wariantów podziału spadku entalpii przy projektowaniu (kombinacja 5 wartości stosunku m_0 oraz 6 wartości udziału r), przy 5 wartościach stosunku sprawności s oraz trzech wartościach sprawności η_v , to jest łącznie dla 450 wariantów różniących się bądź podziałem bądź sprawnościami, daje znaczny materiał do analizy i dyskusji. Wartości r oraz m_0 wybrano z zalecanych w literaturze zakresów ich zmienności a sprawności ze spotykanych w praktyce zakresów wartości. Możliwość obliczenia w niedługim czasie wartości $\bar{\eta}_i$ bez użycia maszyny cyfrowej dla 450 wariantów świadczy o dobrej efektywności i stosunkowo małej pracochłonności proponowanej metody.

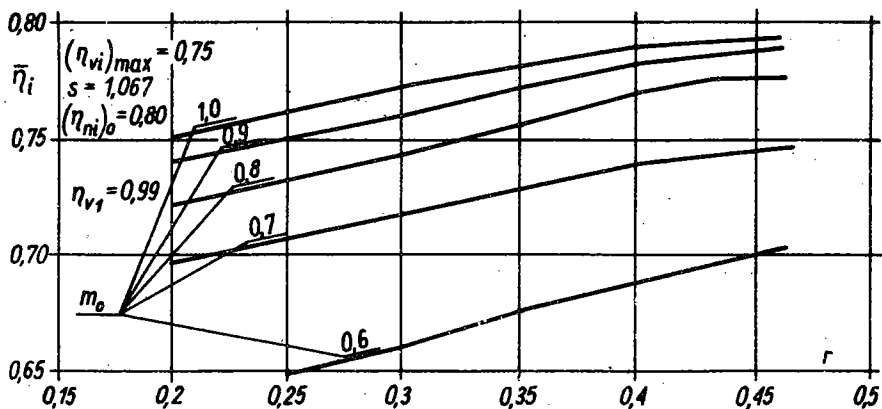
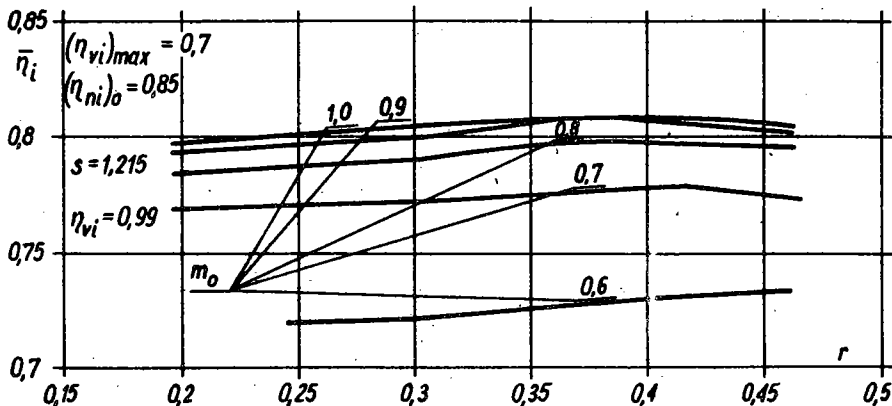
Wyniki obliczeń można przedstawić na wykresach zależności $\bar{\eta}_i = f(r, m_0)$ jak na przykład rys.4 i 5.

Najlepsze trójki wartości $(r, m_0, \bar{x}_0)_{\text{opt}}$, związane z najlepszym, z warunku $E = \max$, podziałem spadku entalpii przy projektowaniu odpowiadają wierzchołkom pagórka sprawności (rys.4,5) zależności $\bar{\eta}_i = f(r, m_0)$. Tak na przykład: przy $(\eta_{ri})_{\text{max}} = 0,65$; $(\eta_{ni})_0 = 0,9$; $s = 1,385$; $\eta_v = 0,95$ lub przy $(\eta_{ri})_{\text{max}} = 0,7$; $(\eta_{ni})_0 = 0,9$; $s = 1,286$; $\eta_v = 0,97$ oraz przy $(\eta_{ri})_{\text{max}} = 0,7$; $(\eta_{ni})_0 = 0,85$; $s = 1,215$; $\eta_v = 0,99$ najlepszy podział spadku entalpii określony jest wartościami $r_{\text{opt}} = 0,4$; $(m_0)_{\text{opt}} = 0,9$; $(\bar{x}_0)_{\text{opt}} = 1,1$.

Przegląd otrzymanych zależności $\bar{\eta}_i$ w funkcji r przy $m_0 = \text{const}$ wskazuje, że ich przebieg zależy w znacznej mierze od stosunku sprawności s oraz od sprawności η_r , co jest zgodne z wysuniętym wcześniej ogólnym wnioskiem.

Przy małych stratach przecieku przez dławnice ($\eta_v = 0,99$) przy stosunku sprawności $s = 1,215$ oraz $1,286$ lub przy

największym z rozpatrywanych stosunków $s = 1,385$ przy mniejszych wartościach η_v zależności $\bar{\eta}_i = f(r)$ dla $m_o = \text{const}$



Rys.4 i 5. Średnioroczna sprawność turbiny w funkcji udziału r oraz stosunku m_o

mają płaski przebieg ze słabo zarysowanym maksimum (np. rys.4). Tak na przykład (rys.4) przy $m_o = 0,9$; $s = 1,215$ różnica pomiędzy największą wartością sprawności $\bar{\eta}_i$ (przy $r = 0,4$) a najmniejszą z otrzymanych wartości $\bar{\eta}_i$ (przy $r = 0,2$) wynosi tylko około 2%. Przy innych kombinacjach wartości s oraz η_v krzywe $\bar{\eta}_i = f(r)$ stają się bardziej strome z wyraźnym maksimum, zwiększają się przy tym różnice pomiędzy największymi i najmniejszymi wartościami $\bar{\eta}_i$. Odpowiadające tym maksimum

najlepsze wartości r przesuwają się w kierunku większych udziałów stopnia regulacyjnego (rys.5).

Optymalne wartości stosunku m_0 zawarte są w zakresie $m_0 = 0,9 \div 1$ dla wszystkich badanych kombinacji wartości sprawności, przy czym przyjęcie $m_0 = 1$ zamiast $m_0 = 0,9$ lub odwrotnie powoduje tylko nieznaczne zmniejszenie największej wartości $\bar{\eta}_1$ (poniżej 1%).

Wskazana wyżej właściwość zależności $\bar{\eta}_1 = f(r, m_0)$ polegająca na tym, że mają one płaski przebieg ze słabo zarysowanym maksimum przy szeregu kombinacji wartości sprawności (np. rys.4) stwarza w takich przypadkach możliwość wyboru przy projektowaniu większych niż najlepsze (z warunku $E = \max$) udziałów stopnia regulacyjnego przy $m_0 = 0,9 \div 1,0$, co nie powoduje istotnego obniżenia średniorocznej sprawności turbiny. Większe udziały stopnia regulacyjnego sprzyjają obniżeniu kosztów wykonania turbiny. W tych przypadkach, kiedy zależności $\bar{\eta}_1 = f(r, m_0)$ mają stromy przebieg i zdecydowane maksima (np. rys.5) większe odstępstwa przy projektowaniu od podziałów wynikających z warunku $E = \max$ wymagają starannego zbadania i uzasadnienia.

Często spotykany przy projektowaniu turbin przeciwprężnych podział spadku entalpii określony wartościami $m_0 = 0,8$; $r = 0,3 \div 0,35$; $\bar{x}_0 = 1$ w żadnym z rozpatrywanych wariantów wartości sprawności nie pokrywał się z podziałem optymalnym. Najmniejsza różnica wartości $\bar{\eta}_1$ występuje przy większych stosunkach s oraz sprawności $\eta_v = 0,99$ wynosząc około 1%. Przy mniejszych wartościach s oraz η_v różnica w wartościach $\bar{\eta}_1$ wzrasta dochodząc do około 7%.

Wybrane z zaleconych w literaturze zakresów podziały spadku entalpii przy projektowaniu prowadzą w rozpatrywanym przypadku do znacznie różniących się od siebie średniorocznych sprawności turbiny. W skrajnym przypadku największa wartość różnicy sprawności $\bar{\eta}_1$ w stosunku do najlepszego podziału dochodzi do około 23%, co potwierdza zarówno możliwość popełnienia istotnego błędu przy braku metody podziału, jak również potrzebę i celowość wprowadzenia takiej metody.

Analiza otrzymanych obszernych wyników obliczeń łącznie z wynikami rozważań ogólniejszych ujawniła szereg różnych,

szczególnych wpływów i zależności, z których niejednokrotnie można sobie nie zdawać sprawy przy projektowaniu. Niektóre z nich podważają spotykane i rozpowszechnione w tym względzie poglądy, stosowane dotychczas w braku odpowiedniego narzędzia do ich dokładnego zbadania. Dotyczy to na przykład czynników wpływających na najlepszy podział spadku entalpii.

Wydaje się, że zastosowanie proponowanej metody podziału, pozwalającej na określenie i wykorzystanie największych, możliwych do uzyskania w konkretnych przypadkach, średniorocznych sprawności turbiny może pozwolić na obniżenie kosztów wytwarzania energii elektrycznej przy użyciu turbin przeciwprężnych.

Bibliografia

1. Flügel G.: Die Dampfturbinen. J.A.Barth. Leipzig 1931.
2. Parni turbiny. SNTL. Praha 1955.
3. Zalf G.A., Zwiagincew W.W.: Tiejłowej rasczot parowych turbin. Maszgiz. Moskwa 1960.
4. Marecki J., Pochyluk R.: Ekonomiczne warunki współpracy małych elektrociepłowni z systemem energetycznym. Gospodarka Paliwami i Energią. nr 12 1963.
5. Marecki J.: Metody optymalizacji skojarzonej gospodarki energetycznej w elektrociepłowniach przemysłowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Gdańskiej nr 80 Elektryka nr 12. Gdańsk 1965.
6. Dane techniczne serii turbin przekładniowych przeciwprężnych na parametry początkowe w zakresie 90 ata, 500°C - 24 ata, 384°C. Zamech Elbląg 1962.

Метод распределения теплового перепада в паровой турбине
с противодавлением

К р а т к о е с о д е р ж а н и е

Представлено метод распределения теплового перепада при проектировании паровой турбины с противодавлением, с учетом хода изменения нагрузки турбины во время эксплуатации на основании проектного графика годовой продолжительности нагрузки турбины.

Было доказано, что отсутствие до сих пор такого метода распределения дает возможность возникновения основной ошибки при проектировке. Приведен пример практического применения метода.

A Method of Enthalpy Drop Distribution of the Back - pressure
Steam Turbine

S u m m a r y

The method of enthalpy drop distribution (available energy distribution) is presented when designing the back-pressure steam turbines, taking into consideration the run of changes in the load of the turbine during operation on the basis of the expected annual classified load diagram. It was shown that the present lack of such a method of distribution creates the possibility of making an essential error in designing. An example is presented of a practical application of the method.