

Bogumił JENCZ

Instytut Techniki Ciepłej ZMIUE - Łódź

Jerzy POROCHNICKI

Politechnika Łódzka-IMP

OBLICZENIA ROZKŁADU PARAMETRÓW PARY
PRZEPŁYWAJĄCEJ PRZEZ TURBINĘ W WARUNKACH ODBIEGAJĄCYCH
OD ZNAMIONOWYCH Z UWZGLĘDNIENIEM WYMIANY CIEPŁA

Streszczenie: Przedstawiono metodę obliczeń wielostopniowego ułopotkowania reakcyjnej, osiowej turbiny parowej w warunkach znacznie odbiegających od znamionowych. Podano przykład zastosowania tej metody do obliczeń turbiny dużej mocy w warunkach rozruchu.

1. Wstęp

W czasie uruchamiania i zmian obciążenia turbin parowych występują stany ruchowe odbiegające od normalnego zakresu pracy, dającego się wystarczająco dokładnie obliczyć teoretycznie lub określić doświadczalnie w turbinach modelowych. Szczególnie w przypadku uruchamiania turbin mogą wystąpić warunki, w których to prace poszczególnych stopni może przebiegać zarówno z oddawaniem, jak i poborem energii oraz w warunkach intensywnej wymiany ciepła. Dla takich warunków pracy zaproponowano prostą metodę obliczeń wielostopniowego układu łopatkowego. Metoda ta pozwala określać rozkład parametrów stanu i ruchu za każdym wieńcem jak również wyznaczać sprawność całej części przepływowej. Metoda ta może być wygodnym narzędziem przy wyznaczaniu warunków brzegowych w obliczeniach niestacjonarnych pól temperatur.

2. Opis metody obliczeń

Punktem wyjścia do opracowania metody była praca [3], w której podano stosunkowo prosty sposób obliczania wielostopniowego ułopotkowania turbiny. Przyjęto w nim, że zasadniczą wielkością decydującą o sprawności przepływu przez wieńiec łopatkowy jest kąt, jaki tworzy struga czynnika z płaszczyzną przekroju wlotowego a wszystkie straty cząstkowe zmniejszą się proporcjonalnie do straty profilowej, która jest funkcją tego kąta. W prezentowanej obecnie metodzie zwiększono dokładność określania sprawności przepływu przez wieńce wprowadzając bardziej szczegółowe zależności i dane dotyczące zmienności poszczególnych strat cząstkowych tak jak

to proponuje się w [5], [8]. Jednakże zasadnicza zmiana w stosunku do [3] wiąże się ze znacznym rozszerzeniem zakresu jej zastosowań na warunki pracy z:

- 1/ wymianą ciepła między czynnikiem a ściankami kanałów przepływowych,
- 2/ pobieraniem energii przez wieńce wirujące, tzn. gdy praca obwodowa $l_u < 0$.

W pierwszym przypadku wykorzystano sposób obliczeń przedstawiany w [4], natomiast w zakresie pracy stopni z pobieraniem energii zastosowano zależności empiryczne opublikowane w [5], [6], [7]. Rozważania o wpływie wymiany ciepła na rozkład parametrów rozprężającego się czynnika zamieszczono w pracach [1], [2]. Tam też podano, w jakich warunkach należy ten wpływ uwzględnić.

2.1. Założenia. Model matematyczny procesu ekspansji w opisanej metodzie oparto na następujących założeniach:

- a/ dane są podstawowe parametry geometryczne wieńców łopatkowych, tj. pola przekrojów w płaszczyznach kontrolnych oraz zastępcze palisady profilów na ich promieniach podziałowych lub promieniach Eulera,
- b/ znane są charakterystyki sprawnościowe tych zastępczych palisad łopatkowych w szerokim zakresie zmian kątów napływu lub inne dane wynikające z bardziej ogólnych podkładów obliczeniowych,
- c/ dane są parametry stanu i ruchu czynnika roboczego w warunkach nominalnych,
- d/ przepływ przez wieńce jest przepływem jednowymiarowym i poddźwiękowym,
- e/ kąty spływu strugi względem każdego z rozważanych wieńców są niezależne od kąta napływu i mogą być uważane za stałe,
- f/ wpływ liczby Reynoldsa i Macha oraz intensywności turbulencji na sprawność wieńców łopatkowych jest do pominięcia,
- g/ czynnik jest gazem doskonałym o stałym stosunku ciepła właściwego przy stałym ciśnieniu do ciepła właściwego przy stałej objętości,
- h/ przemiany stanu czynnika są przemianami diatermicznymi, politropowymi, w związku z czym jako przemianę zastępczą uważa się przemianę politropową.

2.2. Podstawowe zależności. Uwzględniając wymienione w p. 2.1 założenia upraszczające przepływ przez pojedynczy wieńiec łopatkowy opisano następującymi zależnościami wynikającymi z:

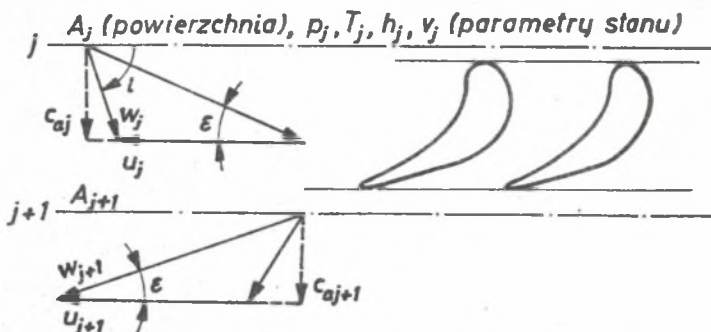
a/ Kinematyki przepływu

$$C_{aj} = \frac{\dot{m} V_1}{A_j}, \quad \text{gdzie } \dot{m} - \text{strumień masy} \quad /1/$$

$$l = \text{arc ctg} \left(\text{ctg} \xi - \frac{U_j}{C_{aj}} \right) \quad /2/$$

$$w_j^2 = C_{aj}^2 + \left(C_{aj} \text{ctg} \xi - U_j \right)^2 \quad /3/$$

$$w_{j+1}^2 = C_{aj+1}^2 / \sin^2 \xi \quad /4/$$



Rys. 1. Uogólniona kinematyka przepływu przez wieńce łopatkowe turbiny

oznaczenia: p - ciśnienie, T - temperatura,
h - entalpia, V - objętość właściwa

b/ Równań energii

dla przemiany rzeczywistej:

$$h_{j+1} + W_{j+1}^2/2 = h_j + W_j^2/2 + (U_{j+1}^2 - U_j^2)/2 + g_j \quad /5/$$

dla przemiany porównawczej politropowej:

$$/h_{j+1}/p + W_{j+1}^2/2\eta_i = h_j + W_j^2/2 + (U_{j+1}^2 - U_j^2)/2 + g_j \quad /6/$$

$$\text{gdzie } \eta_j = 1 - (\xi_p + \xi_B + \xi_d) - \xi_{sz} \quad /7/$$

η_j jest sprawnością wieńca łopatkowego położonego między płaszczyznami j oraz j+1 a $\xi_p, \xi_B, \xi_d, \xi_{sz}$ są odpowiednio stratami: profilową, brzegową, dodatkową i szczelinową. Praca jednostkowa /tylko dla wieńców wirujących/:

$$l_{uj} = (C_{aj} U_j + C_{aj+1} U_{j+1}) \operatorname{ctg} \epsilon - U_{j+1}^2 \quad /8/$$

Sumaryczna ilość energii cieplnej dostarczona jednostce masy:

$$g_j = g_{vj} + g_{chj} \quad /9/$$

gdzie: g_{chj} - ilość ciepła wymienionego ze ściankami kanałów
 g_{vj} - ciepło dostarczone w wyniku ujemnej pracy obwodowej wieńców wirujących

$$2g_{vj} = \Delta h_{vj} + l_{uj} \text{ wzór ważny, gdy } l_{uj} < 0 \text{ i obowiązują tylko dla wieńców wirujących}$$

$$\Delta h_{vj} = f(\dot{m} V_j / A_j u_j) = f/\varphi \quad /10/$$

Δh_j określa ze wzorów empirycznych podanych w [6], [7].

c/ Związku między termicznymi parametrami stanu

$$\frac{p_{j+1}}{p_j} = \left[\frac{(T_{j+1})_D}{T_j} \right]^{\frac{n}{n-1}}, \quad /11/$$

$$\text{gdzie: } n = \frac{K}{1 - 1/K - 1/g_j / l_{pj}}, \quad /12/$$

przy czym pracę politropową liczy się z relacji

$$l_{pj} = w_{j+1}^2 / 2\eta_j - w_j^2 / 2 \quad /13/$$

d/ Równania ciągłości

$$C_{aj} A_j / v_j = C_{a, j+1} A_{j+1} / v_{j+1} \quad /14/$$

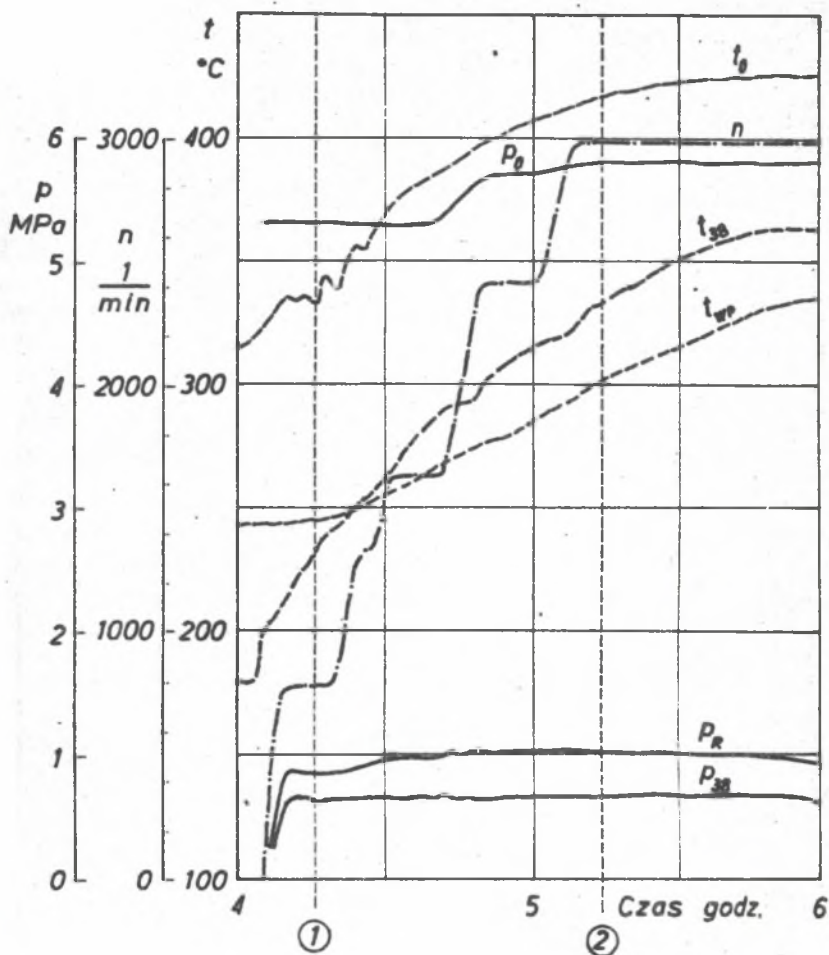
2.3. Procedury obliczeniowe. Proces obliczeń wielostopniowego ułotkowania turbiny osiowej z wykorzystaniem zależności wymienionych w p. 2.2. przebiegać może w sposób następujący. Dla zadanej geometrii układu łopatkowego znane są wartości kąta spływu ξ oraz sprawność przepływu w nominalnym punkcie pracy. Obliczenia rozpoczyna się, dla zadanego strumienia masy \dot{m} oraz parametrów stanu czynnika na wlocie, od pierwszego wieńca. Określa się kąt napływu czynnika λ oraz straty przepływu jako sumę strat cząstkowych. Straty cząstkowe są funkcją kąta napływu oraz innych wielkości charakteryzujących przepływ w płaszczyźnie powierzchni wlotowej. Dla każdego wieńca kierującego stoi do dyspozycji 12 równań wymienionych wyżej oraz 14 dla wieńców wirujących. Obliczenia dokonuje się metodą kolejnych przybliżeń zakładając w pierwszym przybliżeniu $C_{aj} = C_{a, j+1}$. Poszukuje się rozwiązania spełniającego wszystkie obowiązujące dla wieńca zależności. Po jego znalezieniu przystępuje się do obliczeń następnego wieńca, przy czym parametry wlotowe poprzedniego są dla niego parametrami wlotowymi. W ten sposób całe ułotkowanie liczone jest kolejno wieniec po wieniec. Wygodnie jest posługiwać się wielkościami bezwymiarowymi, takimi jak:

$$\varphi = \frac{C_a}{u}; \quad \psi = \frac{h}{u^2}; \quad \lambda = \frac{1}{u^2}; \quad \bar{g} = \frac{g}{u^2} \quad .$$

Uzyskuje się w przytoczonej metodzie dużą zbieżność iteracji i stosunkowo krótkie czasy sumaryczne pracy maszyny cyfrowej. Przykładowo czas pracy maszyn MIRA 400 dla jednego wariantu /zestawu-wielkości wejściowych/ opisanego w p. 3 przykładu nie przekraczał 15 minut.

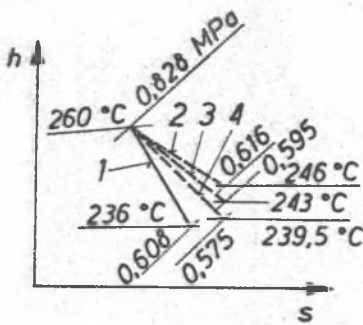
3. Przykład wykorzystania metody do obliczeń turbiny dużej mocy

W celu praktycznego sprawdzenia opisanej metody i zakresu jej zastosowań wykonano obliczenia dla 19-stopniowej części wysokoprężnej turbiny kondensacyjnej, z wtórnym przegrzewem o mocy 360 MW. Dla tej turbiny należało określić warunki brzegowe w celu rozwiązania problemu niestacjonarnych pól temperatur i naprężeń termicznych dla stanów chwilowych w okresach rozruchu i zmian obciążenia. Dokładność wyników obliczeń sprawdzono, porównując uzyskane rezultaty z pomiarami cieplnymi wykonanymi dla tej turbiny. Zmiany parametrów zarejestrowane w czasie rozruchu turbiny po 76h postoju przedstawiono na rys. 2. Krzywe ekspansji pary dla dwu wybranych momentów tego procesu przedstawiono na rys. 3 i 4. Krzywe oznaczone cyfrą 1 otrzymano z eksperymentu, natomiast krzywe uzyskane w drodze obliczeń oznaczono 2 + 4. Krzywe z obliczeń różnią się o wartość

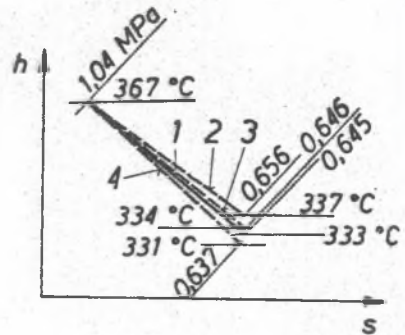


Rys. 2. Zmiany parametrów w czasie uruchamiania turbiny

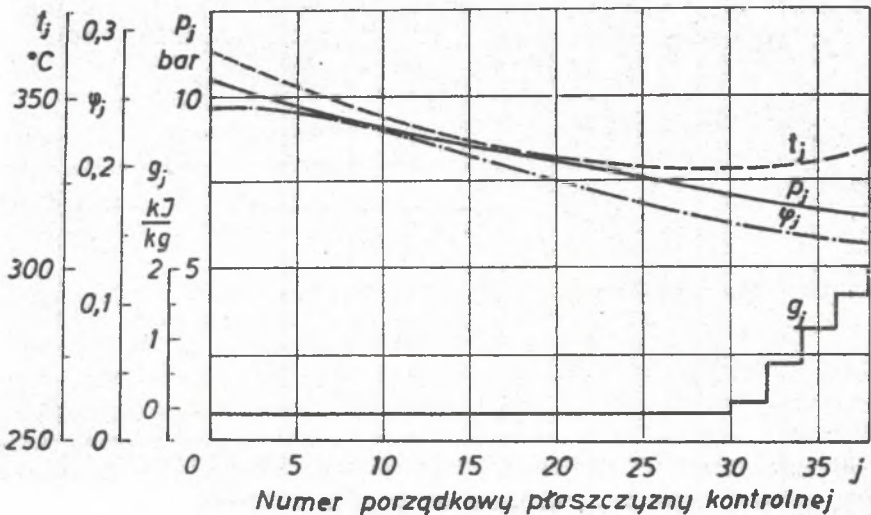
- Oznaczenia:
- p_0, t_0 - parametry pary dołotowej
 - t_{wp} - temperatura korpusu wew. WP
 - p_{38}, t_{38} - parametry pary u wylotu cz. WP turbiny
 - p_R - ciśnienie w stopniu regulacyjnym
 - n - częstość obrotów



Rys. 3. Wykresy ekspansji czynnika dla wybranego momentu rozruchu ① /na rys. 2/



Rys. 4. Wykresy ekspansji czynnika dla wybranego momentu rozruchu ② /na rys. 2/



Rys. 5. Rozkład parametrów stanu i ruchu czynnika liczonego dla momentu ② rozruchu /krzywa 3 rys. 4/

ciepła g_{ch} , jaką traci czynnik w wyniku wymiany ciepła ze ściankami kanału /krzywe 2 - $\dot{m} \cdot g_{ch} = 0$ KJ/s; 3 - $\dot{m} \cdot g_{ch} = 1,5$ KJ/s; 4 - $\dot{m} \cdot g_{ch} = 3$ KJ/s/. Krzywe 3 są uzyskiwane z obliczeń przy założeniu wartości g_{ch} z uproszczonego bilansu cieplnego dla stanów quasi-stacjonarnych. Z danych zamieszczonych na tych rysunkach wynika, że zadowalającą zgodność obliczeń z danymi eksperymentalnymi uzyskano dla "biegu jaźowego" przy częstotliwości obrotów równej częstotliwości nominalnej. Przy obniżeniu częstotliwości zgodność ta jest gorsza i przy 26% częstotliwości nominalnej rozbieżność danych eksperymentalnych i obliczeniowych wynosiła w punkcie końcowym ekspansji 7 deg i 0,013 MPa. Uwzględnienie wymiany ciepła w rozpatrywanym zakresie zmian parametrów rozruchu wyraźnie poprawiło zgodność obliczeń z eksperymentem. Dla zmian obciążenia /nie zamieszczonych na rys. 1/ otrzymano podobną zgodność jak dla warunków przy częstotliwości znamionowej. Szczegółowy rozkład parametrów stanu i ruchu czynnika przedstawiono na rys. 5 dla krzywej ekspansji z rysunku 4. Sporządzono go na podstawie tabulogramu otrzymanego z maszyny cyfrowej.

4. Podsumowanie

Uzyskane wyniki wskazują na wystarczającą dla celów praktycznych zgodność eksperymentu z wynikami obliczeń, co może potwierdzać przydatność proponowanej metody do obliczeń rozkładu parametrów stanu i ruchu w wielostopniowej turbinie parowej w warunkach rozruchu i zmian obciążenia, w tym również z wymianą ciepła.

LITERATURA

- [1] Bedrynskij A.A., Bedrynskij Ju.A.: Tepłovyje procesy v diagramie i-s i poteri na nagrev metalla pri puskie parowych turbin. JVUZ Energetika 1976 z. 6 s. 133 + 137.
- [2] Jancz B.: Praca wielostopniowego ułopakowania turbiny osiowej w warunkach znacznie odbiegających od obliczeniowych. Sprawozdanie ITC /nieopublikowane/ nr ew. 4455, Łódź 1982.
- [3] Kroon P.P., Tobiasz H.J.: Off Design Performance of Multistage turbines. Transactions of the ASME. Journal of Eng. for Power 1971 z. 9. s. 21 + 27.
- [4] Meriev D.J.: Pasčet realnyh procesov rasširenija gaza c vnešnym teplotobmenom v entropnyh diagramach. IVUZ Energetika 1971 z. 1. s. 51 + 55.
- [5] Traupel W: Thermische Turbomaschinen. 1 Band. Berlin 1966. Springer Verlag.
- [6] Šnee Ja. J. i inni: Eksperimentalnoe issledovanije častičnyh reži-mov roboty turbinnnyh stupeniej. Energomasinostroenie 1977 z. 11 s. 10 + 14.
- [7] Volfson J.M. i inni: Energetičeskiye charakteristiki turbinnnoj stupeni pri častičnyh nagruzkach. Tepłoennergetika 1982 z. 8 s. 39 + 41.
- [8] Zehner P.: 4-Quadranten-Kennfelder von Turbinen. BWK 1980 z. 3. s. 93 + 105.

**РАСЧЕТ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПАРА ПРОТЕКАЮЩЕГО ЧЕРЕЗ ТУРБИНУ
В РЕЖИМЕ, ОТЛИЧАЮЩЕМСЯ ОТ НОМИНАЛЬНОГО, С УЧЕТОМ ТЕПЛООБМЕНА**

Резюме

Представлен метод расчёта многоступенчатого лопатного аппарата реактивной, осевой паровой турбины, работающей в режиме значительно отбегавшим от номинального. Описаны основные зависимости. Подан пример применения этого метода к расчётам мощной турбины.

**CALCULATION OF PARAMETER DISTRIBUTION OF STEAM FLOW THROUGH
A TURBINE IN CONDITIONS DEVIATING FROM RATING WITH REGARD
TO HEAT EXCHANGE**

S u m m a r y

A calculation method of multistage blading of pressure axial-flow steam turbine, working in conditions considerably deviating from rating is presented. Fundamental dependences are described. An example of method application to large output turbine calculations is given.