

Bohdan Grunwald, Janusz Lewandowski
Andrzej Miller, Jerzy Plewa

Instytut Techniki Ciepłej
Politechniki Warszawskiej

MODEL MATEMATYCZNY TURBINY NA PARĘ NASYCONĄ DO BADANIA DYNAMIKI TURBOZESPOŁU ELEKTROWNI JĄDROWEJ

W artykule przedstawiono nieliniowy model matematyczny turbiny na parę nasyconą do badania procesów niestabilnych w turbozespołach, powstałych na skutek silnych, szybko zmieniających się w czasie zakłóceń. Pozwala on na znacznie dokładniejszy opis rozpatrywanych procesów, niż prezentowane w literaturze modele liniowe, np. [5].

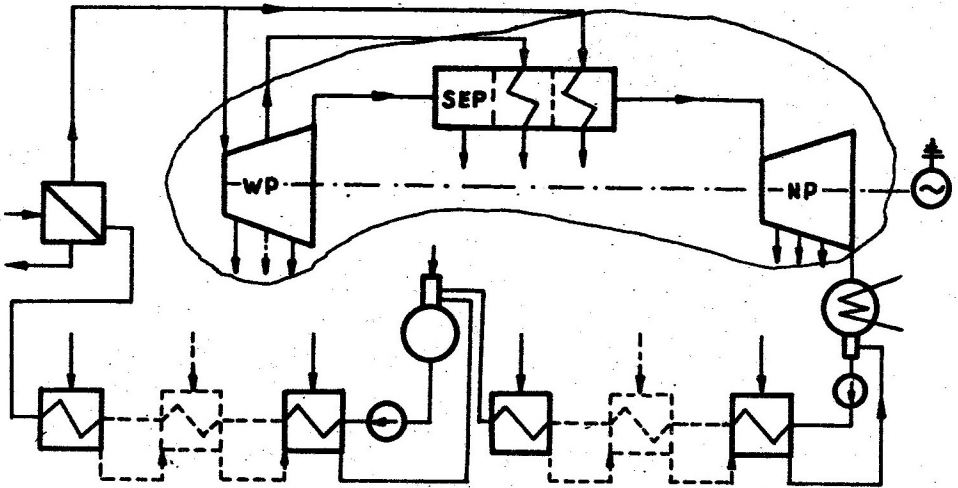
W porównaniu z innymi modelami nieliniowymi turbin np. [3], [4], charakteryzuje się znacznie krótszym czasem obliczeń, przy zachowaniu dokładności wystarczającej w przypadku rozpatrywania całego turbozespołu. Podano koncepcję i strukturę modelu oraz zależności pozwalające sformułować modele matematyczne wybranych elementów układu przepływowego turbiny. Przedstawiono przykładowe wyniki obliczeń procesów niestabilnych, powstałych na skutek skokowych zmian obciążenia turbiny.

1. WSTĘP

Głównie ze względów bezpieczeństwa wynika potrzeba znacznie dokładniejszej, niż w przypadku elektrowni konwencjonalnych, znajomości właściwości dynamicznych urządzeń i zespołów elektrowni jądrowej, w tym turbozespołu (rys.1) [1], [2]. Niezbędne jest tu określenie charakterystyk dynamicznych turbozespołów na drodze obliczeniowej, co wymaga opracowania odpowiednich nieliniowych modeli matematycznych i właściwych metod

ich realizacji, w warunkach krajowych, głównie na maszynach cyfrowych.

Przy ogólniejszym rozpatrywaniu zagadnienia modelowania pracy turbozespołów w zmiennych warunkach istnieje potrzeba



Rys.1. Przykładowy schemat cieplny turbozespołu dla elektrowni jądrowej z zaznaczonym obiektem rozważań

określenia struktury i formy modelu matematycznego, obejmującego możliwie wszystkie występujące w praktyce warunki pracy. Model taki nazwano umownie kompleksowym. Przeprowadzone [1], [2] analizy wykazały, że jak się wydaje, taki model kompleksowy powinien mieć zmienną strukturę, zależną od typu rozwiązywanego zadania, przy czym struktury te zestawiane byłyby z możliwie zunifikowanych elementów. Okazało się też, że poszczególne struktury określone są głównie rodzajem procesów fizycznych zachodzących w turbinach, tj. typem zmian warunków pracy. Rodzaj wykonywanego zadania z zakresu zastosowań modelu ma znaczenie drugorzędne, rzutujące na dopuszczalny stopień uproszczenia modelu.

W artykule przedstawiono, jeden z elementów takiego modelu kompleksowego, model matematyczny turbiny na parę nasyconą, przeznaczony do badań dynamiki turbozespołu elektrowni jądrowej. Model ten obejmuje zmiany warunków pracy turbozespołu, zachodzące pod wpływem silnych, szybkozmiennych w cza-

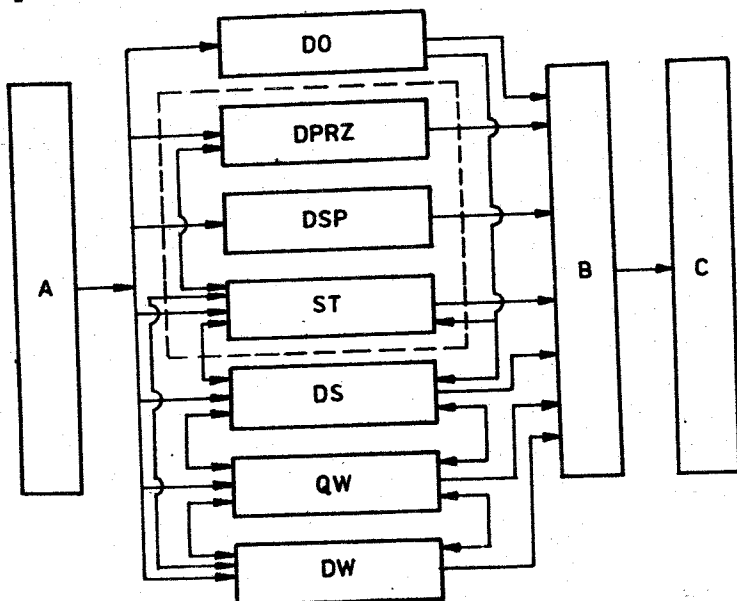
sie zakłóceń, pojawiających się przy obciążeniu turbiny w zakresie $0,3 \div 1$ obciążenia maksymalnego, z wyłączeniem procesu zwyżki prędkości obrotowej turbiny [3], [4]. Rozpatrywane zakłócenia mogą wynikać z działania lub niedziałania układów regulacji i zabezpieczeń turbiny oraz działania urządzeń współpracujących z turbiną takich, jak wytwornice pary, wymienniki regeneracyjne i kondensator.

Rozpatrywany szeroki zakres zmian warunków pracy powoduje, że nie można wykorzystać tu spotykanych w literaturze liniowych modeli turbin, np. [5]. Przeznaczenie modelu do badania dynamiki turbozespołu sprawia z kolei, że nie można także zastosować modelu nieliniowego dynamiki turbiny przedstawionego w pracach [3], [4], głównie z powodu zbyt długiego czasu obliczeń. Wynika zatem potrzeba sformułowania odpowiedniego nieliniowego modelu turbiny, o krótkim czasie obliczeń, uwzględniającego te zjawiska w turbinie, które mają istotny wpływ na procesy nieustalone całego turbozespołu.

2. KONCEPCJA MODELU

Ze względu na różnorodność zjawisk zachodzących w turbozespołe, w rozpatrywanym przypadku musi on być traktowany jako system urządzeń o różnych właściwościach dynamicznych, które mogą być modelowane w różny sposób. Oznacza to także, że działanie części urządzeń, ze względu na duże w porównaniu z innymi prędkości zachodzących zjawisk (małe stałe czasowe), może być modelowane statycznie (bez uwzględnienia czynnika czasu), a zachodzące zjawiska mogą być traktowane jako ciągi stanów ustalonych. Natomiast urządzenia, których własności decydują o przebiegu i czasie trwania całego procesu nieustalonego, rozpatrywane muszą być dynamicznie (z uwzględnieniem czynnika czasu). Z kolei te urządzenia, w których procesy zachodzą bardzo wolno w stosunku do poprzednich, rozpatrywane mogą być quasi-statycznie. Zależnie zatem od rodzaju rozpatrywanych zmian warunków pracy zmienną powinna być struktura modelu matematycznego turbozespołu [1], [2].

Schemat struktury modelu matematycznego obejmujący rozpatrywane procesy przejściowe turbozespołu przedstawiono na rys.2. Poszczególne bloki tego schematu oznaczają: QW - traktowany quasi-statycznie model przepływu wody zasilającej



Rys.2. Schemat struktury modelu matematycznego obejmującego rozpatrywane procesy niestabilne turbozespołu: A - stan początkowy, B - proces przejściowy, C - stan końcowy. Pozostałe oznaczenia w tekście

przez wymienniki regeneracyjne, DW - rozpatrywany dynamicznie przepływ pary grzejnej przez wymiennik oraz akumulację ciepła w rurkach wymiennika, DO - model dynamiki układu obejściowego, DPRZ - model dynamiki separatora-przegrzewacza, DSP - model dynamiki przelotni pary, ST - model zjawisk przepływowych w turbinie, rozpatrywanych jako ciąg stanów ustalonych, DS - - model dynamiki skraplacza. W artykule przedstawiono modele matematyczne trzech z wyróżnionych modułów ST, DPRZ, DSP, określających model matematyczny układu przepływowego turbiny. Model ten nazwano umownie modelem matematycznym turbiny.

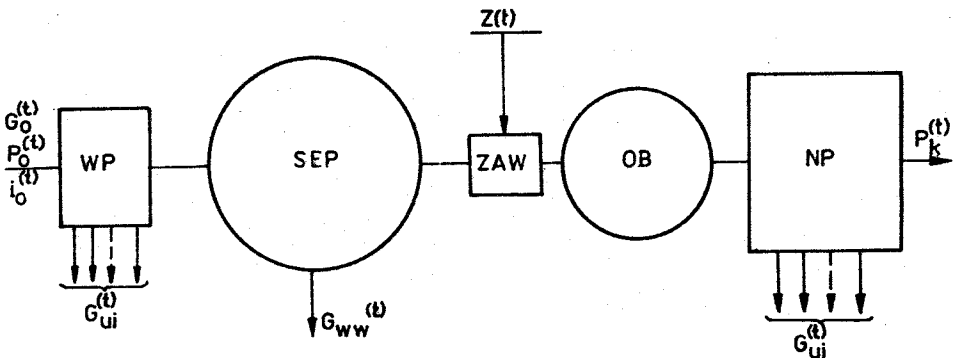
3. STRUKTURA MODELU TURBINY

W przedstawionym modelu turbiny zastosowano budowę modułową, co pozwala wykorzystać opracowania wcześniejsze [3], [6], [7], [8], zawierające gotowe lub odpowiednio zmodyfikowane modele różnych elementów części przepływowej turbiny. Zastosowanie tej koncepcji oraz występująca tu, jak się wydaje, potrzeba formułowania ogólnego, tzn. nie związanego z konkretną konstrukcją turbiny modelu matematycznego, wymagają wyróżnienia następujących modułów:

- WP - część wysokoprężna turbiny,
- SEP - separator przegrzewacz pary,
- ZAW - układ zaworów przed częścią niskoprężną NP turbiny,
- OB - przelotnia pary łącząca separator-przegrzewacz z częścią NP turbiny,
- NP - część niskoprężna turbiny.

Moduły WP, ZAW oraz NP stanowią razem przedstawiony na rys.2 moduł ST.

Zgodnie z przedstawioną wcześniej koncepcją moduły WP, ZAW oraz NP modelowane są statycznie, zaś moduły SEP oraz OB - dynamicznie.



Rys.3. Schemat struktury modelu turbiny zestawionego z wyróżnionych modułów z zaznaczonymi wielkościami wejściowymi (oznaczenia w tekście)

Schemat strukturowy modelu całej turbiny, zestawionego z wyróżnionych modułów, przedstawiono na rys.3. Zależnie od konstrukcji turbiny, w modelu tym niekiedy mogą nie występować wszystkie wyróżnione moduły.

Zmiennymi wejściowymi do modelu turbiny (wymuszenia) są przebiegi czasowe następujących wielkości:

- $G_o(t)$ - natężenie przepływu pary dolotowej,
 $p_o(t), i_o(t)$ - ciśnienie i entalpia pary dolotowej,
 $G_{ui}(t)$ - natężenie przepływu pary upustowej ($i=1+J$,
gdzie J - liczba upustów),
 $p_k(t)$ - ciśnienie w skraplaczu,
 $z(t)$ - stopień otwarcia zaworów przed częścią NP turbiny.

Wielkości te zostały zaznaczone na rys.3.

4. MODELE MATEMATYCZNE MODUŁÓW ROZPATRYWANYCH STATYCZNIE

W przedstawionym modelu matematycznym turbiny występują trzy moduły modelowane statycznie: część WP i NP turbiny oraz zawory przed częścią NP.

Analiza cech konstrukcyjnych turbin dla elektrowni jądrowej wskazuje na możliwości zestawienia modeli części WP i NP dowolnej turbiny kondensacyjnej na parę nasyconą, na podstawie modeli następujących elementów:

- model dławic zaworowych i końcowych,
- model rozprywu pary przez część przepływową turbiny,
- model opisujący rozkład ciśnień w turbinie (model przelotności),
- model rozrzędu pary,
- model stopnia regulacyjnego,
- model osiągow grupy stopni nieregulowanych,
- model ostatniego stopnia turbiny.

Modele wszystkich wymienionych elementów oraz zasady łączenia ich w model turbiny przedstawiono w pracach [6], [7], [8], poświęconych statycznym modelom matematycznym turbin.

W rozpatrywanym przypadku modele te mogą być wykorzystane po wprowadzeniu pewnych modyfikacji w zakresie określania spraw-

ności nieregulowanych grup stopni. Uwzględnić bowiem należy wpływ zmieniającego się w trakcie rozpatrywanych procesów stosunku ciśnień przed i za grupą na sprawność grupy stopni. Sprawność ta bez uwzględnienia strat wilgotności może być określona zależnością

$$\eta_s = \eta_{so} f(\bar{\Pi}), \quad \bar{\Pi} = \frac{p_{\omega o} p_{\alpha}}{p_{\alpha o} p_{\omega}}, \quad (1)$$

gdzie:

η_s - sprawność wewnętrzna grupy stopni bez uwzględnienia strat wilgotności,

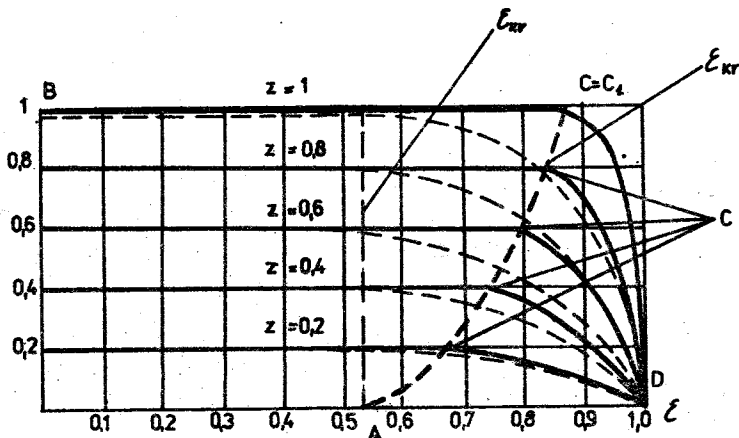
p_{α} - ciśnienie pary przed grupą stopni,

p_{ω} - ciśnienie pary za grupą stopni.

Indeks "o" dotyczy warunków pracy przy $\eta_s = \max$.

Zależności pozwalające określić postać funkcji $f(\bar{\Pi})$ przyjęć można w oparciu o pracę [9].

Zasady łączenia modeli elementów w modele części WP i NP turbiny pozostają takie same, jak przy łączeniu tych elementów w model całej turbiny.



Rys.4. Przykładowe charakterystyki zaworu z dyfuzorem (linie ciągłe) i bez dyfuzora (linie przerywane) [10]

Model zaworu sformułować można w oparciu o przedstawioną na rys.4 przykładową charakterystykę tego urządzenia [10].

Wymaga to określenia krytycznego natężenia przepływu przez całkowicie otwarty zawór, danego wyrażeniem

$$G_{kr} = F_{max} \lambda \sqrt{\frac{p_{\alpha}}{v_{\alpha}}} , \quad (2)$$

gdzie:

F_{max} - maksymalny przekrój czynny zaworu,

λ - współczynnik zależny od rodzaju czynnika roboczego,

p_{α} - ciśnienie czynnika roboczego przed zaworem,

v_{α} - objętość właściwa czynnika roboczego przed zaworem.

Natężenie przepływu różne od krytycznego można dalej wyznaczyć z zależności

$$G = G_{kr} B , \quad (3)$$

gdzie B jest funkcją określoną przez przedstawioną na rys.4 charakterystykę zaworu, dającą się przedstawić analitycznie zależnością

$$B = f(\varepsilon_{kr}, z, \varepsilon) , \quad (4)$$

gdzie:

ε_{kr} - krytyczny stosunek ciśnień dla zaworu,

$z = \frac{F}{F_{max}}$ - stopień otwarcia zaworu (F - czynny przekrój zaworu),

$\varepsilon = \frac{p_{\omega}}{p_{\alpha}}$ - stosunek ciśnień za (p_{ω}) i przed (p_{α}) zaworem.

Dla przepływów nadkrytycznych $\varepsilon < \varepsilon_{kr}$ zależność (4) przyjmuje postać

$$B = \alpha z , \quad (5)$$

gdzie $\alpha = f(\varepsilon, z)$ jest współczynnikiem wydatku zależnym od konstrukcji i warunków pracy zaworu.

Współczynnik ten powinien być określony na podstawie badań doświadczalnych konkretnego typu zaworu. W przypadku braku wyników takich badań z wystarczającą dokładnością można przyjąć $\alpha = 0,98 = \text{const}$ [10].

Dla obszaru przepływów podkrytycznych $\varepsilon > \varepsilon_{kr}$, w przypadku zaworów z dyfuzorem, zależności (4) można przedstawić w postaci równania elipsy przechodzącej przez punkt $C_1(\varepsilon_{kr}, z \cdot \alpha)$ i posiadającej wierzchołek w punkcie D (1,0) (rys.4)

$$\frac{\beta^2(1-\beta)^2}{z^2 \alpha^2 (1-2\beta(1-\varepsilon_{kr}) - \varepsilon_{kr}^2)} - \frac{(\varepsilon - \beta)^2}{(1-\beta)^2} = 1, \quad (6)$$

gdzie

β jest krytycznym stosunkiem ciśnień dla dyszy.

Wartość krytycznego stosunku ciśnień zaworu wyznaczyć można z dobrą dokładnością z równania paraboli o wierzchołku w punkcie A(β , 0) i przechodzącej przez punkt $C_1(\varepsilon'_{kr}, \alpha)$

$$z = \frac{(\varepsilon_{kr} - \beta)^2}{(\varepsilon'_{kr} - \beta)^2}, \quad (7)$$

gdzie

ε'_{kr} jest krytycznym stosunkiem ciśnień dla całkowicie otwartego zaworu. Jego wartość wyznaczyć można z zależności

$$\varepsilon'_{kr} = \beta + \eta_d (1 - \beta) \sqrt{1 - \frac{F_1}{F_2}}, \quad (8)$$

gdzie:

η_d - sprawność dyfuzora,

F_1 - początkowy przekrój dyfuzora,

F_2 - końcowy przekrój dyfuzora.

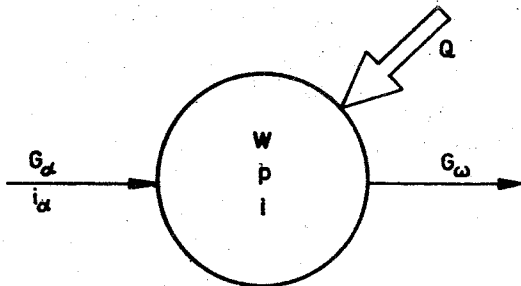
W przypadku zaworu bez dyfuzora krytyczny stosunek ciśnień nie zależy od stopnia otwarcia zaworu i jest równy

$$\varepsilon_{kr} = \beta.$$

Przedstawiony model matematyczny zaworu pozwala na wyznaczenie natężenia przepływu czynnika roboczego przez zawór przy zadanych parametrach początkowych czynnika (p_α , v_α), ciśnieniu końcowym (p_ω) i stopniu otwarcia (z).

5. MODELE MATEMATYCZNE MODUŁÓW ROZPATRYWANYCH DYNAMICZNIE

W skład rozpatrywanego modelu matematycznego turbiny wchodzi dwa moduły modelowane dynamicznie: przelotnia pary oraz separator - przegrzewacz.



Rys.5. Schemat zastępczy przelotni

W rozpatrywanym przypadku przelotnia pary traktowana być może z wystarczającą dla zastosowań praktycznych dokładnością jako obiekt o stałych skupionych [3] (rys.5). Podstawą do sformułowania jej modelu matematycznego są równania bilansu masy i energii

pary zawartej w przelotni. Równania te po odpowiednich przekształceniach [3] przyjmują postać:

- równanie bilansu masy

$$G_{\alpha} - G_{\omega} = -\frac{W}{v^2} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_i \frac{dp}{dt} - \frac{W}{v^2} \left(\frac{\partial v}{\partial i} \right)_p \frac{di}{dt}, \quad (9)$$

- równanie bilansu energii

$$G_{\alpha} i_{\alpha} - G_{\omega} i + Q = -W \left[1 + \frac{i}{v^2} \left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_i \right] \frac{dp}{dt} + \frac{W}{v} \left[1 - \frac{i}{v} \left(\frac{\partial v}{\partial i} \right)_p \right] \frac{di}{dt}, \quad (10)$$

gdzie:

- G_{α} - natężenie przepływu pary wpływającej do przelotni,
- G_{ω} - natężenie przepływu pary wypływającej z przelotni,
- i_{α} - entalpia pary wpływającej do przelotni,
- W - objętość przelotni,
- p, i, v - ciśnienie, entalpia i objętość właściwa pary w przelotni,

Q - ciepło przekazywane od ściany przelotni do pary,

$\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_i$, $\left(\frac{\partial v}{\partial i}\right)_p$ - pochodne termodynamiczne pary w przelotni.

Ilość przekazywanego ciepła Q wyznaczyć można z zależności

$$Q = m_m c_{wm} \frac{dT_m}{dt}, \quad (11)$$

gdzie:

m_m - masa metalu przelotni,

c_{wm} - ciepło właściwe metalu,

T_m - temperatura metalu.

Wobec dużej wartości współczynnika przejmowania ciepła między parą i metalem oraz małej grubości ścianek przelotni w stosunku do jej średnicy, przyjęc można w przybliżeniu, że

$$T_m = T_p, \quad (12)$$

gdzie

T_p jest temperaturą pary w przelotni.

Zależność (11) można wtedy przekształcić do postaci

$$Q = m_m \frac{c_{wm}}{c_p} \frac{di}{dt}, \quad (13)$$

gdzie

c_p jest ciepłem właściwym pary.

Równania (9), (10), (13) można dalej przekształcić do postaci układu dwóch równań różniczkowych zwyczajnych, normalnych, względem dwóch zmiennych ciśnienia p oraz entalpii i :

$$\frac{dp}{dt} = \frac{-(G_\alpha - G_\omega) - \frac{1}{v} G_\alpha (i_\alpha - i) \left(\frac{\partial v}{\partial i}\right)_p}{\frac{W}{v} \left[\left(\frac{1}{v} - m_m \frac{c_{wm}}{c_p \cdot W}\right) \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_i + \left(\frac{\partial v}{\partial i}\right)_p \right]}, \quad (14)$$

$$\frac{di}{dt} = \frac{-(G_\alpha - G_\omega) - \frac{1}{v^2} G_\alpha (i_\alpha - i) \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_i}{\frac{W}{v^2} \left[\left(\frac{1}{v} - m_m \frac{c_{wm}}{c_p \cdot W}\right) \left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_i + \left(\frac{\partial v}{\partial i}\right)_p \right]}.$$

Uzupełnienie modelu przelotni stanowią poniższe zależności wynikające z własności termodynamicznych czynnika roboczego:

$$v = f(p, i), \quad c_p = f(p, i), \quad (15)$$

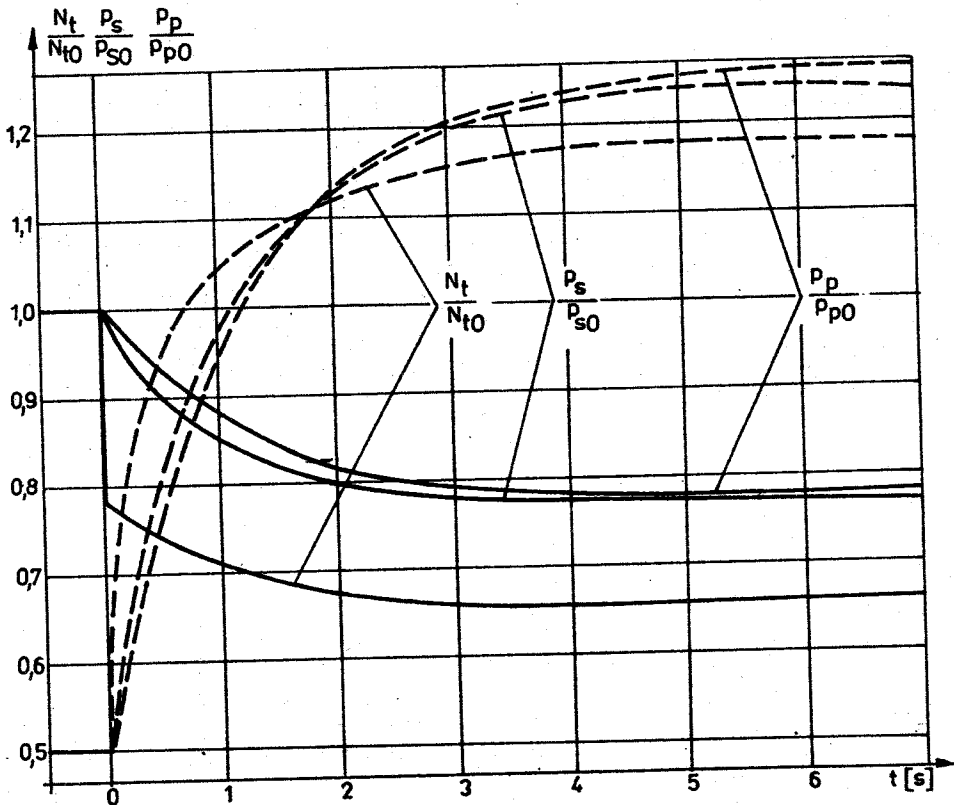
$$\left(\frac{\partial v}{\partial p}\right)_i = f(p, i), \quad \left(\frac{\partial v}{\partial i}\right)_p = f(p, i).$$

W sposób podobny do przedstawionego sformułowano model matematyczny poszczególnych sekcji separatora-przegrzewacza pary. Dokładny opis tego modelu w dwóch wersjach podano w pracy [3].

6. PRZYKŁADOWE WYNIKI OBLICZEŃ

Przedstawiony model matematyczny turbiny określony jest przez układ nieliniowych równań różniczkowych zwyczajnych i algebraicznych. Metodę rozwiązania takiego układu równań przedstawiono w pracach [3], [4]. Zgodnie z tą metodą przeprowadzono obliczenia dla turbiny o konstrukcji zbliżonej do radzieckiej turbiny K-220-44 wytwórni ChTGZ (ZSRR) instalowanej w elektrowniach z reaktorami WWER-440 [11], [12]. Przedmiotem obliczeń były procesy nieustalone powstałe na skutek nagłych zmian obciążenia. Przykładowe wyniki przedstawiono na rys.6 i 7. Linie ciągłe dotyczą procesu po skokowej zmianie natężenia przepływu pary dolotowej ze 100% do 50% wartości znamionowej, przy jednoczesnym zamknięciu upustów regeneracyjnych ($G_{ui} = 0$) i nie zmienionych parametrach pary przed turbiną i w skraplaczu. Liniami przerywanymi zaznaczono wyniki obliczeń procesu po skokowej zmianie natężenia przepływu z 50% do 100% wartości znamionowej przy ustalonych pozostałych wielkościach wejściowych modelu.

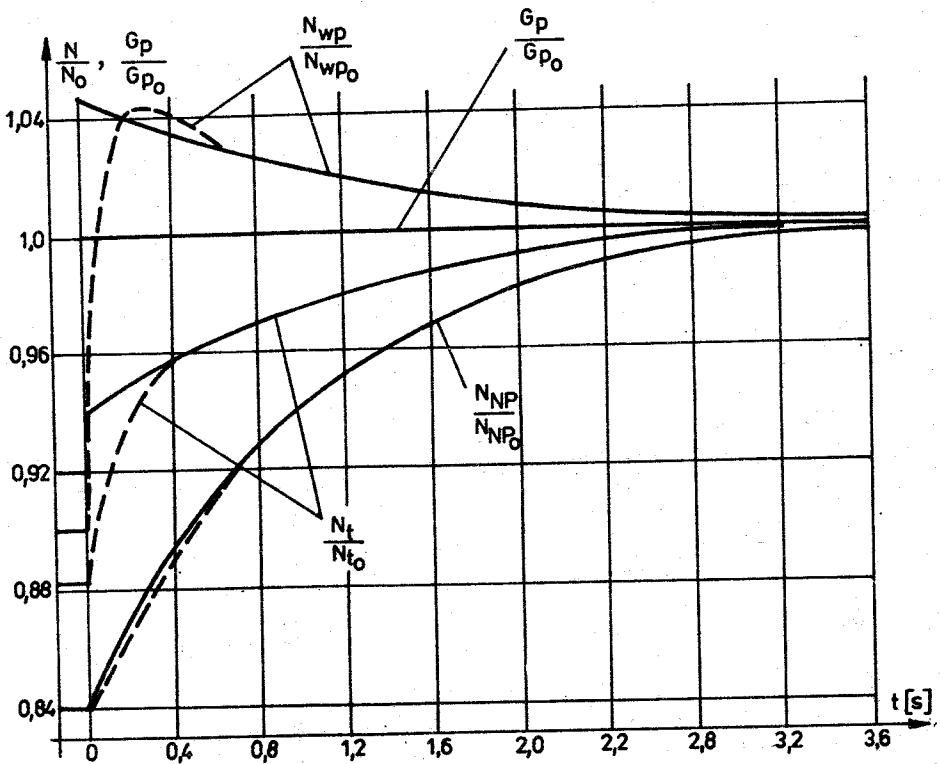
Rys.7 przedstawia porównanie wyników obliczeń procesu po skokowej zmianie natężenia przepływu pary dolotowej z 90% do



Rys.6. Wyniki obliczeń procesu przy skokowej zmianie natężenia przepływu pary dolotowej z 50% do 100% (linie przerywane) i ze 100% do 50% (linie ciągłe) wartości znamionowej. N_t - moc turbiny, P_s - ciśnienie pary w separatorze-przegrzewaczu, P_p - ciśnienie pary w przelotni. Indeks "o" dotyczy warunków znamionowych

100% wartości znamionowej uzyskane przy wykorzystaniu przedstawionego modelu (linie ciągłe) oraz dokładnego modelu turbiny opisanego w pracach [3], [4] (linie przerywane). Z punktu widzenia dynamiki całego obiegu wtórnego elektrowni jądrowej, błąd obliczeń popełniany przy wykorzystaniu uproszczonego modelu turbiny jest tu pomijalnie mały. Przedstawiony model pozwala natomiast na około pięćdziesięciokrotne skrócenie cza-

su obliczeń i pięciokrotne zmniejszenie potrzebnego do rozwiązania obszaru pamięci elektronicznej maszyny cyfrowej, co uza-



Rys.7. Porównanie wyników obliczeń procesu po skokowej zmianie natężenia przepływu pary dolotowej z 90% do 100% wartości znamionowej, uzyskanych przy wykorzystaniu przedstawionego modelu (linie ciągłe) oraz dokładnego modelu turbiny [3] [4] (linie przerywane). N_t - moc turbiny, N_{WP} - moc części WP turbiny, N_{NP} - moc części NP turbiny, G_p - natężenie przepływu pary dolotowej. Indeks "o" dotyczy warunków znamionowych

sadnia jego stosowanie do badania dynamiki turbiny w ramach rozpatrywania dynamiki całego turbozespołu elektrowni jądrowej.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Miller A.: Koncepcja kompleksowego modelu dynamiki turbiny. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej - Energetyka, 66/1978.

- [2] M i l l e r A.: The Structure of Complex Model of Turbo-set dynamics for a Nuclear Power Station. 3rd Conference on Energitical Engineering-Reports, Budapest, 1978.
- [3] L e w a n d o w s k i J.: Metoda wyznaczania charakterystyk dynamicznych turbin na parę nasyconą dla elektrowni jądrowych. Praca doktorska. Politechnika Warszawska, 1978.
- [4] L e w a n d o w s k i J.: Metoda wyznaczania charakterystyk dynamicznych turbin na parę nasyconą dla elektrowni jądrowych, Archiwum Energetyki (w druku).
- [5] L e w a n d o w s k i J.: Liniowy model dynamiki turbozespołu na parę nasyconą dla elektrowni jądrowej. Biuletyn Informacyjny ITC PW, 48/1977.
- [6] M i l l e r A.: Model matematyczny turbiny parowej przeciwnieprężnej. Biuletyn Informacyjny ITC PW, 28/1970.
- [7] M i l l e r A.: Model matematyczny turbiny parowej kondensacyjnej dużej mocy. Archiwum Energetyki, 1-2/1973.
- [8] M i l l e r A., L e w a n d o w s k i J., G r u n w a l d B.: The Mathematical Model of Condensing Steam Turbine for Saturated Steam Set in Nuclear Power Station. Prace IMP PAN, 70-72/1976.
- [9] M i l l e r A.: Wyznaczenie sprawności grupy stopni turbinowych w zmienionych warunkach pracy. Archiwum Budowy Maszyn, 1/1975.
- [10] Z a l f G.A., Z w a g i n c e w W.W.: Teplovoj rasczot parowych turbin. Maszgiz, Moskwa 1961.
- [11] T r o j a n o w s k i B.M.: Turbiny dla atomnych elektrostancji. Energia, Moskwa 1978.
- [12] Paroturbinnyje ustanowki atomnych elektrostancji. Energia, Moskwa 1978.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТУРБИНЫ, РАБОТАЮЩЕЙ НА НАСЫЩЕННОМ ПАРЕ, ИСПОЛЬЗУЕМАЯ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИНАМИКИ ТУРВОАГРЕГАТОВ АТОМНОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ

К р а т к о е с о д е р ж а н и е

Приводится математическая модель турбины, работающей на насыщенном паре, используемая для исследования переходных процессов в турбоагрегатах, возникающих в следствие сильных быстроменяющихся возмущений.

Данная модель дает возможность более точного описания рассматриваемых процессов по сравнению с описанием линейных моделей, какое можно встретить в технической литературе [5].

По сравнению с другими нелинейными моделями турбин [4] [5] предлагаемая модель обеспечивает возможность значительного сокращения времени, затрачиваемого на вычисления, при одновременном сохранении точности, достаточной для случая рассматриваемого турбоагрегата в целом. Приводится концепция и структура модели турбоагрегата в целом, а также зависимости, обеспечивающие возможность формулирования математических моделей выбранных элементов проточной системы турбины. Приводятся в качестве примера результаты вычислений переходных процессов, возникающих в следствие скачкообразного изменения нагрузки турбины.

THE MATHEMATICAL MODEL OF A SATURATED STEAM TURBINE FOR DYNAMICS ANALYSE OF TURBOSET FOR NUCLEAR POWER STATION

S u m m a r y

The mathematical model of a saturated steam turbine for analyse of dynamics of turboset for nuclear power station has been presented. The model allows to analyse transient processes caused by remarkable quickly changeable disturbances. The accuracy of process analysed description is much higher here than in the case of presented in literature e.g. [3] linear models. In comparison with the others nonlinear turbine models [4] [5] the model analysed is characterized by much shorter computation time with at the same time the sufficient accuracy of obtained results. This accuracy is proper in the case of analysis of whole turboset.

The conception and structure of the model of turbine and equations for models of turbine flow part elements have been presented. The exemplary results of calculations of transient processes caused by jump changes of turbine load have been shown.