ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1983

Seria: ENERGETYKA z. 83 Nr kol. 775

Tadeusz CHMIELNIAK, Gerard KOSMAN
Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

PROBLEMY STEROWANIA NAGRZEWANIEM ELEMENTÓW TURBIN PAROWYCH

Streszczenie. Omówiono warunki pracy turbiny w ruchu przerywanym bloku energetycznego. Podano ogólne sformułowanie zagadnienia sterowania optymalno-czasowego procesem nagrzewania turbin. Omówiono metody rozwiązania i przedstawiono wyniki badań.

1. Wstęp

Podstawowym zagadnieniem związanym z rozruchem turbin parowych dużej mocy jest proces nagrzewania. W literaturze wiele miejsca poświęca się zagadnieniom optymalizacji nagrzewania. Z matematycznego punktu widzenia polega to na ustaleniu wielkości sterowanych i powiązaniu ich w modelu matematycznym z wielkościami sterującymi oraz poszukiwaniu ekstremum pewnego funkcjonału, mając na uwadze ograniczenia cieplne, wytrzymałościowe, technologiczne i przyjęte kryterium optymalizacji. Tak opisane zagadnienie należy już do zadań klasycznych. Do jego rozwiązania można zastosować wystarczająco rozwinięte matematyczne metody optymalizacji, zwłaszcza nowe nieklasyczne metody rachunku wariacyjnego i sterowania.

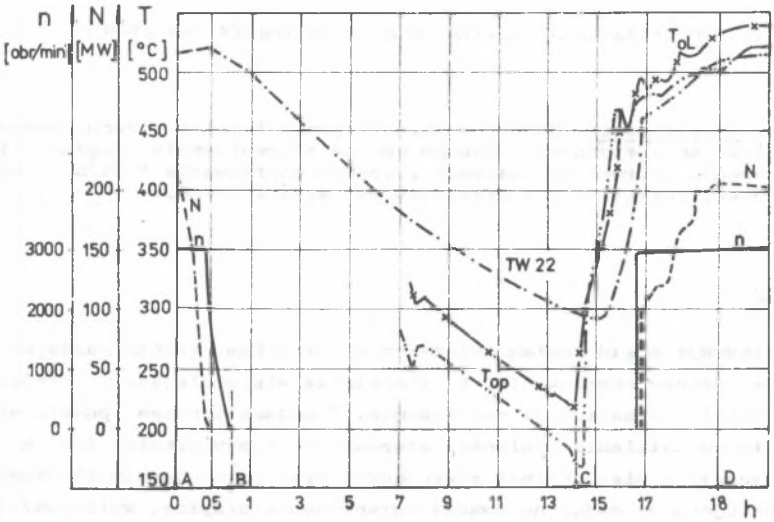
Istota i merytoryczna treść problemów optymalizacji procesu nagrzewania turbin parowych nie leży zatem w metodach lecz w budowie adekwatnego modelu matematycznego procesu, opisie stanu układu (przyjęcie wektora stanu), ustaleniu parametrów, za pomocą których chcemy wpływać na stan układu (przyjęcie sterowań). Bardzo istotna jest sprawa przyjęcia odpowiedniej miary jakości działania (funkcja celu) oraz ograniczeń.

Okoliczności te sprawiają, że mimo jednolitego charakteru i wspólnej wszystkim problemom sterowania formy, zagadnienia wyznaczenia algorytmów optymalnego sterowania procesem nagrzewania turbin posiada pewne cechy szczególne, stanowiące zarazem o złożoności i trudnościach rozwiązania tego zadania.

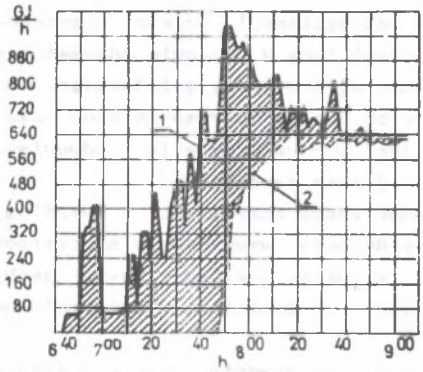
Te specyficzne cechy problemów sterowania nagrzewania turbin w czasie rozruchu stanowią przedmiot niniejszej pracy.

2. Warunki pracy turbiny w czasie rozruchu

Rozruch jest jedną z faz eksploatacji turbozespołu charakteryzującą się istotnymi zmianami kinematycznymi i termodynamicznymi parametrów pary jak i zmianami temperatur poszczególnych węzłów i elementów konstrukcyjnych turbiny.



Rys. 1. Przebieg temperatur pary, mocy i obrotów w czasie odstawiania, stygnięcia i rozruchu turbiny



Rys. 2. Straty rozruchowe

1 - energia doprowadzona do bloku przeliczona na energię chemiczną paliwa, 2 - otrzymana moc użyteczna przeliczona na energię chemiczną paliwa

Czas trwania i sposób prowadzenia rozruchu jest uzależniony od sposobu odstawiania (odcinek AB na rys. 1) i procesu stygnięcia (odcinek BC). Im okres BC jest dłuższy tym istotniejsze nastąpić muszą zmiany parametrów pary i temperatury metalu w czasie rozruchu. W czasie rozruchu występuje nadwyżka energii doprowadzonej w stosunku do mocy wytworzonej (rys. 2). Nadwyżka ta stanowi stratę zwaną stratą rozruchową. W literaturze można spotkać również inne ujęcie strat rozruchowych. Pod to ujęcie podciąga się straty występujące w jednym cyklu pracy, obejmującym od-

stawienie, postój i rozruch. W takim ujęciu straty rozruchowe równają się nadwyżce energii doprowadzonej w stosunku do mocy wytworzonej od chwili rozpoczęcia obniżania obciążenia do chwili osiągnięcia tego stanu po ponownym obciążeniu.

Dla danego bloku i przyjętej technologii jego uruchamianiu straty rozruchowe zależą głównie od czasu postoju.

Jest oczywistym, że będą one tym mniejsze im krócej trwać będzie proces rozruchowy, którego czas trwania uwarunkowany będzie z kolei szeregiem ograniczeń decydujących o trwałości instalacji i bezpiecznej jej pracy.

Wynikają stąd następujące możliwości formułowania funkcji celu dla zagadnienia optymalizacji warunków rozruchu:

a. Funkcje celu stanowi łączny czas nagrzewania turbiny w czasie rozruchu. Za optymalne warunki rozruchu przyjmuje się takie, dla których turbina osiąga żądane obciążenie w możliwie najkrótszym czasie przy równoczesnym spełnieniu kryteriów bezpiecznej pracy wszystkich elementów składowych.

b. Proces jest optymalny jeżeli straty rozruchowe są minimalne. Takie ujęcie zagadnienia zmusza do traktowania bloku jako całości.

c. Zwiększenie obciążeń cieplnych prowadzi do zmniejszenia trwałości maszyn. Bardziej racjonalne rozwiązanie zagadnienia polegałoby zatem na takim doborze warunków pracy turbiny, aby czas nagrzewania był wprawdzie dłuższy od optymalnego (w sensie definicji podanej w p. a) ale za to trwałość wyrażona liczbą uruchomień większa. Stąd funkcja celu powinna w tym przypadku uwzględniać również nakłady inwestycyjne i koszty eksploatacji turbozespołu.

Przedmiotem dalszej dyskusji jest zadanie sformułowane w sensie warunków podanych w punkcie a. Rozważania dotyczą zatem sterowania minimalnoczasowego procesu nagrzewania turbin w czasie rozruchu.

3. Sformułowanie zagadnienia sterowania optymalnego procesem nagrzewania turbin parowych

3.1. Opis stanu układu

Dowolny element turbiny traktowany będzie jako ośrodek izotopowy i niejednorodny. Niejednorodność wynika z dużego stopnia nierównomierności nagrzania elementu, co prowadzi do istotnych zmian stałych materiałowych (c, ϱ, λ^*, E, ϑ, β są funkcjami temperatury T).

Analiza ruchu takiego ośrodka wymaga wyróżnienia konfiguracji początkowej (odniesienia). Niech $\bar{\bar{x}} = (x_1, x_2, x_3)$ - wektor wodzący cząstki materialnej w konfiguracji początkowej.

Na wyróżnionej konfiguracji określamy trzy pola [1]:

- pole wektorowe przemieszczeń

$$\vec{u} = \vec{u}(\vec{x},t) \qquad \vec{x} \in V + A, \qquad t > 0$$

- pole tensorów odkształceń

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}(\vec{x},t)$$

- pole tensorów naprężeń

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ij}(x,t)$$

Funkcje $u(\vec{x},t)$ $\varepsilon_{ij}(\vec{x},t)$ $\sigma_{ij}(\vec{x},t)$ w pełni opisują stan deformacji i naprężeń ośrodka, zatem trójka

$$y \overset{df}{=} (\vec{u}, \varepsilon_{ij}, \sigma_{ij}), \qquad y \in G \tag{1}$$

reprezentuje stan układu. Element (1), który dalej nazywać będziemy wektorem stanu zawiera w sumie 15 niezależnych funkcji skalarnych (3 składowe wektora przemieszczenia i po 6 składowych stanu naprężenia i odkształcenia).

Do wyznaczenia wektora stanu dysponujemy następującym układem równań procesu:

- równanie równowagi

$$\sum_{j=1}^{3} \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + X_i = 0 \qquad (i = 1,2,3) \tag{2}$$

Głównym obciążeniem masowym są siły odśrodkowe wirujących mas. Jeżeli układ współrzędnych zorientujemy tak, że oś Ox_1 skierowana jest wzdłuż osi obrotu, oś Ox_2 ma kierunek promieniowy, zaś oś Ox_3 - obudowy to

$$X_1 = 0, \qquad X_2 = \varrho\omega^2 x_2, \qquad X_3 = 0 \tag{3}$$

- związki geometryczne

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \tag{4}$$

- związki fizyczne, które dla małych odkształceń sprężysto-plastycznych przyjmują postać

$$\sigma_{ij} = \phi(\varepsilon_i, T)\varepsilon_{ij} + \left[2\mu(T) + 3\lambda(T) - \phi(\varepsilon_i, T)\right] e_o \delta_{ij} - \gamma(T)T\delta_{ij} \tag{5}$$

gdzie:

$$e_o = \frac{\varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} + \varepsilon_{33}}{3} \tag{6}$$

$$\mu(T) = \frac{E(T)}{2\left[1+\vartheta(T)\right]}, \quad \lambda(T) = \frac{\vartheta(T)\ E(T)}{\left[1+\vartheta(T)\right]\left[1-2\vartheta(T)\right]}, \quad \gamma(T) = \frac{\beta(T)\ E(T)}{1 - 2\vartheta(T)} \tag{7}$$

$$\phi(\varepsilon_i, T) = \frac{\sigma_i(\varepsilon_i, T)}{\left[1 + \vartheta(T)\right]\varepsilon_i} \tag{8}$$

$$\varepsilon_i = \frac{1}{\sqrt{2}(1+\vartheta)}\sqrt{(\varepsilon_{11}-\varepsilon_{22})^2 + (\varepsilon_{22}-\varepsilon_{33})^2 + (\varepsilon_{33}-\varepsilon_{11})^2 + 6(\varepsilon_{12}^2+\varepsilon_{23}^2+\varepsilon_{31}^2)} \tag{9}$$

$\sigma_i(\varepsilon_i, T)$ – intensywność naprężeń, odpowiadająca na krzywej odkształcenia danego materiału, temperaturze T oraz intensywności odkształceń ε_i.

W przypadku ciała liniowo-sprężystego

$$\sigma_i = E(T)\varepsilon_i \tag{10}$$

a związki konstytutywne (4.9) redukują się do zależności Duhamela-Neumana

$$\sigma_{ij} = 2\mu(T)\varepsilon_{ij} + \left[3\lambda(T)e_o - \gamma(T)T\right]\delta_{ij} \tag{11}$$

Do związków (2)÷(5) dochodzą warunki brzegowe

$$\vec{u} = \vec{u}_A(\vec{x}, t) \quad \vec{x} \in A, \quad t > 0 \tag{12}$$

gdy dane są przemieszczenia na powierzchni elementu lub

$$\overline{X}_i = \sum_j \sigma_{ij} \cos(n, x_j) \quad (i,j = 1,2,3) \tag{13}$$

gdy znany jest rozkład obciążeń, przy czym

$$\overline{X}_i = -p \cos(n, x_i) \tag{14}$$

Nieustalone stany cieplne elementu w procesie nagrzewania opisuje równanie

$$\nabla[\lambda^*(T)\nabla T] = c(T)\varrho(T)\frac{\partial T}{\partial t} \tag{15}$$

z warunkiem brzegowym

$$-\lambda^*\frac{\partial T(\vec{x},t)}{\partial n} = \dot{q}(\vec{x},t) \quad \vec{x}\in A \tag{16}$$

i początkowym

$$T(\vec{x},0) = T_o(\vec{x}) \quad \vec{x}\in V \tag{17}$$

Relacje (2)÷(17) mogą być krótko ujęte w formie operatorowej

$$\begin{aligned} L_y &= f \\ y\big|_A &= g \end{aligned} \tag{18}$$

$$L \quad G \to G' \qquad y\in G \quad f\in G'$$

gdzie:

G' - przestrzeń sprzężona z G

$f\in G$ - reprezentuje udział sił masowych i obciążeń cieplnych,

g - warunków brzegowych (13) i (14).

Wyraźnej postaci operatora L nie ma potrzeby w tym miejscu szczegółowo precyzować; jest ona w pełni określona relacjami (2)÷(17). Dla naszych celów wystarczy świadomość tego, że operator taki jest jednoznacznie określony i że stan układu w pełni opisany jest związkiem (18).

Operując dalej krótko pojęciem wektora stan y w postaci (1) i równaniu stanu (18) charakteryzujemy przejrzyście i w zwartej formie cały proces nagrzewania elementów turbiny.

3.2. Wybór funkcji sterujących (sterowań)

Wyróżnijmy trzy następujące zbiory:

zbiór $Ck = \{Ck_j\}$ cech konstrukcyjnych,

zbiór $W = \{w\}$ wymuszeń systemu,

zbiór $R = \{r\}$ reakcji (odpowiedzi) systemu.

Elementy zbioru Ck są potrzebne do opisania całego układu (a więc operatora L). Do zbioru W zaliczamy źródła (przyczyny) procesu (siły masowe, powierzchniowe, zadane przemieszczenia i strumienie ciepła). Do zbioru R

zaliczamy te wielkości, które są skutkiem działania wymuszeń. W naszym przypadku będą to wektory stanu y.

Elementy zbiorów Ck, W, R pozostają w określonej relacji, a zatem przez ustalenie elementów "Ck_i" oraz "w" determinujemy poprzez (18) przebieg procesu.

W dalszym ciągu przystępujemy do konstrukcji następującego postępowania decyzyjnego: spośród elementów zbiorów Ck i W wybieramy te parametry za pomocą których chcemy wpływać na stan układu. Ponieważ jednak analizowany proces nagrzewania dotyczy turbiny istniejącej a nie projektowanej zawężmy obszar wyboru do zbioru W i jako sterowania (funkcje sterujące) wybieramy strumienie q_i (zobacz warunek (26)) doprowadzone do poszczególnych elementów.

Strumienie ciepła $\dot{q}_i$ realizuje się poprzez odpowiednią zmianę parametrów oraz strumienia masy pary omywającej elementy zgodnie z prawem Newtona

$$\dot{q}_i = \alpha_i \left[\dot{m}(t),\ T_{ci}(\vec{x},t)p_i(\vec{x},t)\right] \left[T_{ci}(\vec{x},t) - T_i(\vec{x},t)\right] \tag{19}$$

Rozkład temperatury i ciśnienia pary w turbinie T_{ci}, p_i, przy założeniu stałych parametrów na wlocie zależy od temperatury i ciśnienia pary świeżej T_{co} i p_o oraz strumienia masy pary $\dot{m}$. Uwzględniając te zależności w równaniach (20) otrzymujemy związki

$$\dot{q}_i = f_i\left[\dot{m}(t),\ T_{co}(t),\ p_o(t)\right] \qquad (i = 1,2,\ldots,m) \tag{20}$$

m - liczba badanych elementów turbiny.

Wynikają stąd następujące możliwości wyboru sterowań:

Wariant I

$$u = \left\{q_i(t)\right\} \qquad (i = 1,2,\ldots,m) \tag{21}$$

Wariant II

$$u' = \left\{T_{ci}(t),\ p_i(t),\ \dot{m}(t)\right\} \tag{22}$$

Wariant III

$$u'' = \left\{T_{co}(t),\ p_o(t),\ \dot{m}(t)\right\} \tag{23}$$

3.3. Określenie funkcji celu

Zgodnie z uwagami podanymi w zakończeniu punktu 2, całość rozważań dotyczy sterowania minimalno-czasowego. Jako funkcję celu (wskaźnik jakości) przyjmujemy łączny czas nagrzewania turbiny

$$t_n = t_n(U). \tag{24}$$

Proces nagrzewania można uważać za zakończony, gdy parametry pary T_{co}, p_o oraz strumień masy m osiągną wartości maksymalne. Dalszy proces nie może być już sterowany.

Do funkcjonału $t_n(U)$ odnosi się ta sama uwaga, którą podano do operatora L (punkt 3.1). Nie musimy znać szczegółowej postaci tego funkcjonału. Czas nagrzewania t_n jest jednoznacznie określony przebiegami czasowymi sterowań (rys. 1).

3.4. Ograniczenia

Realne warunki zadania, nietrywialność bądź wręcz poprawność postawienia problemu wymagają, by sterowania "u" jak i funkcje stanu "y" należały do pewnego podzbioru domkniętego, przestrzeni U i G, tzn. $u \in U_d \subset U$, $y \in G_d \subset G$.

Specyfikację zbiorów U_d i G_d stanowią wszelkie ograniczenia typu równań i nierówności.

$$G_d = \bigcap_{i=1}^{n} G_i, \quad G_i = \left\{ y: \begin{array}{ll} F_i(y) = 0, & i = 1,2,\ldots,k \\ F_i(y) \leqslant 0, & i = k+1,\ldots,n \end{array} \right\} \tag{25}$$

$$U_d = \bigcap_{j=1}^{p} U_j, \quad U_j = \left\{ u: \begin{array}{ll} H_j(u) = 0, & j = 1,2,\ldots,l \\ H_j(u) \leqslant 0, & j = l+1,\ldots,p \end{array} \right\} \tag{26}$$

Podstawowym ograniczeniem grupy (25) jest postulat

$$\sigma_{red,max,i} \leqslant \sigma_{dop,i} \quad (i = 1,2,\ldots,m) \tag{27}$$

dopuszczalnych, we wszystkich "m" rozpatrywanych elementach. Drugim istotnym ograniczeniem jest zachowanie względnego wydłużenia poszczególnych elementów. Prowadzi ono do związku

$$\Delta L = \frac{\beta_k L_k}{V_k} \int_{V_k} T_k dV_k - \frac{\beta_w l_n}{V_w} \int_{V_w} T_w dV_n \leqslant \Delta L_{dop} \tag{28}$$

między średnimi temperaturami poszczególnych ruchomych i nieruchomych węzłów.

Dopuszczalne przemieszczenie względne Δl_{dop} wynika z luzów konstrukcyjnych w części przepływowej i uszczelnieniach turbiny. Dopuszczalne naprężenia zależą od cech materiałowych (Cm), średniej temperatury elementu ($T_{śr}$) oraz liczby cykli zmian obciążeń cieplnych (N).
Jeżeli σ_{dop} określa się na podstawie Re lub $R_{z(t)T}$, to σ_{dop} maleje przy wzroście temperatury odpowiednio do zmian Re i $R_{z(t)T}$. W obliczeniach wytrzymałości zmęczeniowej małocyklicznej σ_{dop} zależy od liczby cykli [1].

Ograniczenia nakładane na zmianę wartości i gradientów sterowań stanowią drugą grupę ograniczeń. Można je ogólnie rzecz biorąc zapisać w postaci

$$\dot{m}(o) \leqslant \dot{m}(t) \leqslant \dot{m}_{max}$$

$$T_{co}(o) \leqslant T_{co}(t) \leqslant T_{co,max} \tag{29}$$

$$p_o(0) \leqslant p_o(t) \leqslant p_{o,max}$$

oraz

$$\frac{\partial \dot{m}}{\partial t} \leqslant \left(\frac{\partial \dot{m}}{\partial t}\right)_{max}, \quad \frac{\partial T_{co}}{\partial t} \leqslant \left(\frac{\partial T}{\partial t}\right)_{max}. \tag{30}$$

Jeżeli na poszczególnych odcinkach zmian $\dot{m}$ i t_{co} można linearyzować pochodne $\partial\dot{m}/\partial t$ i $\partial T/\partial t$, to ograniczenia sformułowane w stosunku do nich sprowadzają się do ograniczeń typu (29). Zauważmy, że ograniczenia (30) wynikają z określonej mocy źródeł strumieni ciepła i są zdeterminowane charakterystyką kotła.

3.5. Postawienie problemu optymalizacji

Rozpatrzmy proces nagrzewania dowolnych, grubościennych elementów turbiny. Początkowy rozkład temperatury w elementach opisuje zależność

$$T_i(\bar{x},o) = T_{io}(\bar{x}), \quad \bar{x} \in V_i, \quad (i = 1,2,\ldots,m), \tag{31}$$

gdzie:

m - liczba badanych elementów turbiny.

Stan końcowy uzyskuje się w wyniku rozwiązania zagadnień brzegowych

$$\nabla^2 T_i(\bar{x}) = 0 \quad \bar{x} \in V_i \quad (i = 1,2,\ldots,m) \tag{32}$$

$$T_i(\bar{x}) + \frac{\lambda_i \partial T_i}{\alpha_i^* \partial n} = T_{ci}^*(\bar{x}) \quad \bar{x} \in A_i, \tag{33}$$

gdzie:

T^*_{ci} - końcowa (maksymalna) wartość temperatury czynnika roboczego omywającego i-ty element,

α^*_i - współczynnik wnikania ciepła dla stanu ustalonego (końcowego).

Proces nagrzewania, tzn. proces przejścia od stanu początkowego (31) do końcowego (32) i (33), realizuje się (jak już podano) poprzez doprowadzenie strumieni ciepła $\dot{q}_i$ do poszczególnych elementów.

Optymalizacja procesu nagrzewania polega na wyborze takich funkcji $\dot{q}_i(\bar{x},t)$, dla których czas przejścia od stanu początkowego do końcowego jest minimalny przy równoczesnym spełnieniu kryteriów bezpiecznej pracy (ograniczeń).

W punkcie 3.2 podano również inne sformułowanie sterowań analizując łącznie 3 warianty. Można więc postawić trzy następujące, ogólne problemy optymalizacji:

Wariant I

Dane są:

a) równanie stanu (18)

$$Ly = f$$

$$y|_A = g$$

$$L: \quad G \to G', \quad y \in G, \quad f \in G'$$

b) ograniczenia (25) i (26)

$$y \in G_d \subset G$$

$$u = [q_i] \in U_d \subset U$$

c) funkcjonał (24)

$$t_n = t_n(q_i)$$

Należy wyznaczyć taki element

$$u^o_o = [q^o_i(t)] \in U_d$$

aby uwzględniając relacje a i b uzyskać $t_n(q^o_i) = \inf t_n(q_i)$ $q_i \in U_d$.

Wariant II

Dane są

a) równanie stanu (18),

b) równanie wymiany ciepła (19),

$$\dot{q}_i = \alpha_i\left[\dot{m}(t),\ T_{ci},\ p_i\right](T_{ci} - T_i),$$

c) ograniczenie (25) i (26),

d) funkcjonał $t_n = t_n(T_{ci}, p_i, \dot{m})$.

Należy wyznaczyć taki element

$$u_o^o = \left[T_{ci}^o(t),\ p_i^o(t),\ m^o(t)\right] \in U_d$$

aby uwzględniając relacje a, b i c uzyskać $t_n(T_{ci}^o, p_i^o, m^o) = \inf t_n(T_{ci}, p_i, m)$.

Wariant III

Dane są:

a) równanie stanu (18),

b) równanie wymiany ciepła (19),

c) równanie operatorowe,

$$M(T_{ci}, p_i) = (T_{co}, p_o, \dot{m}).$$

wiążące rozkład temperatury i ciśnienia pary w turbinie T_{ci}, p_i z parametrami i strumieniami pary świeżej.

d) ograniczenia (25) i (26),

e) funkcjonał $t_n = t_n(T_{co}, p_o, \dot{m})$.

Należy wyznaczyć taki element

$$u_o^o = \left[T_{co}^o(t),\ p_o^o(t),\ \dot{m}^o(t)\right] \in U_d,$$

aby uwzględniając relacje a-d uzyskać $t_n(T_{co}^o, p_o^o, \dot{m}^o) = \inf t_n(T_{co}, p_o, \dot{m})$.

4. Metody rozwiązania sformułowanych zagadnień

Sformułowanie zadań w wariantach I i II zezwala na oddzielne i niezależne analizowanie warunków nagrzewania poszczególnych elementów turbiny. Jest to bardzo istotne uproszczenie w porównaniu do wariantu III, który dotyczy całej turbiny. Z punktu widzenia przydatności wyników optymalizacji wariant III przewyższa warianty pozostałe. Przy jego rozwiązaniu powstają zasadnicze trudności spowodowane głównie:

a. Występowaniem złożonych geometrii implikujących ogromne komplikacje w budowie modeli dynamicznych.

b. Mnogością elementów i węzłów konstrukcyjnych.
Zwróćmy przy tym uwagę na fakt, że optymalne przebiegi funkcji sterujących nie spełniają równocześnie wszystkich ograniczeń. Wynika stąd, że w procesie nagrzewania turbiny jako całości nie wszystkie elementy będą nagrzewane w sposób optymalny. Ponadto w poszczególnych etapach procesu jego przebieg może być określony ograniczeniem dotyczącym coraz to innych elementów.

c. Złożonością związków między funkcjami sterującymi a kinematycznymi i termodynamicznymi parametrami pary w dowolnym przekroju turbiny, które z kolei określają warunki wymiany ciepła w danym punkcie.
Dokładne ustalenie tych związków stanowić by mogło odrębne zadanie. Świadczy to o skali trudności, które trzeba pokonać w dyskusji nad problemem sterowania procesem nagrzewania wszystkich elementów i węzłów konstrukcyjnych turbiny. Wymienione grupy przyczyn wykluczają w zasadzie w chwili obecnej pełne rozwiązanie ogólnie sformułowanego zadania przy wszystkich istotnych ograniczeniach.

Pierwszym zabiegiem upraszczającym jest wyodrębnienie z całości konstrukcyjnej pewnej struktury oddzielnych elementów, w których najszybciej mogą wystąpić graniczne stany obciążenia. Sprowadzenie zagadnienia do analizy nagrzewania kilku wybranych elementów jest zazwyczaj uzasadnione postacią konstrukcyjną i warunkami pracy turbozespołu.

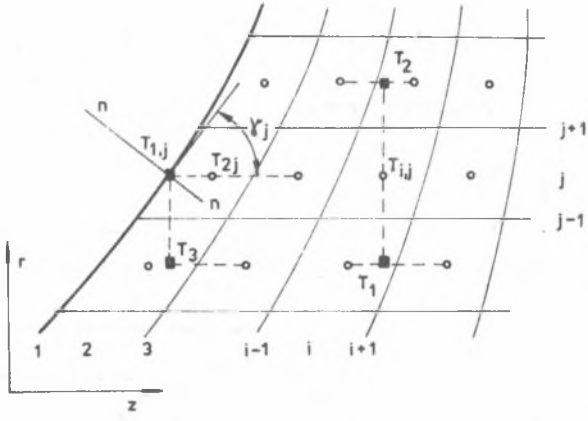
Drugim zabiegiem upraszczającym jest przyjęcie prostszych modeli geometrycznych. Do tej grupy zadań można zaliczyć zadanie minimalno-czasowego nagrzewania elementów powłok walcowych, sferycznych oraz ścian płaskich i walców, w których zakładamy jeden dominujący kierunek przepływu ciepła oraz dla których przyjmuje się że funkcją sterującą jest temperatura pary omywającej dany element. Zadania tego rodzaju są charakterystyczne nie tylko dla turbin ale są spotykane w technice dość szeroko.

Efektywne rozwiązanie zadań tej grupy można uzyskać stosując metodę wykorzystującą zasadę maksimum Pontriagina.

Trzecim zabiegiem upraszczającym jest przyjęcie przybliżonych metod optymalizacyjnych. W tej grupie zadań rozpatrujemy modele bez uproszczeń geometrycznych przy uwzględnieniu rzeczywistych warunków wymiany ciepła dla geometrii przestrzennych. Jako funkcję sterującą przyjmuje się parametry pary przed turbiną. Ograniczenie (naprężenia i odkształcenia elementów) kontroluje się wykorzystując odpowiednie modele przestrzenne. W takim ujęciu bezpośrednie wykorzystanie metod sterowania minimalno-czasowego jest utrudnione. Proponuje się w tym przypadku pewne postępowanie przybliżone.

5. Różnicowe równanie stanu układu

Metody numeryczne rozwiązania równania stanu (18) opierają się głównie o jego aproksymację równaniem różnicowym. Zasadniczą sprawą w metodach różnicowych jest odpowiedni podział różnicowy badanych elementów.



Rys. 3. Siatka nieortogonalna, punkty obliczeniowe temperatury

Podział złożonych elementów maszyn przy użyciu siatki prostokątnej nie zapewnia dostatecznej dokładności szukanego rozwiązania. Główną przyczyną tego stanu jest utrudniony zapis warunków brzegowych, ponieważ brzeg siatki nie pokrywa się z brzegiem elementu.

W niniejszych badaniach zwiększono dokładność rozwiązania poprzez wprowadzenie siatki nieortogonalnej (rys. 3). Siatka taka umożliwia dobrą aproksymację krzywoliniowego brzegu oraz zagęszczenia podziału w miejscach spodziewanego wystąpienia dużych gradientów temperatury i naprężeń [1, 2]

6. Optymalizacja przebiegu czasowego strumienia pary na wejściu do turbiny

Rozpatrywany przykład dotyczy III wariantu optymalizacji (punkt 3.5). Chodzi o wyznaczenie minimalno-czasowego przebiegu [1]

$$\dot{m}(t),\ T_{oo}(t),\ p_o(t) \tag{34}$$

przy ograniczeniach naprężeniowych i odkształceniach.

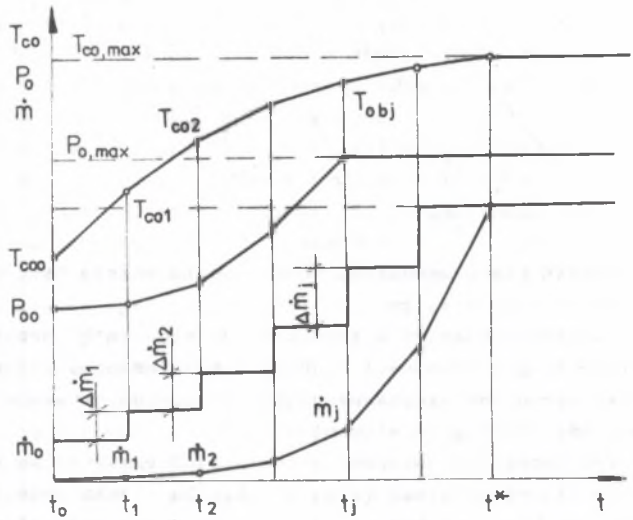
Podczas numerycznego rozwiązania sformułowanego zagadnienia stawiamy następujące zadanie [1] : należy znaleźć w punktach t_1, t_2, ..., t_j przybliżenia

$$\dot{m}_1, \dot{m}_2, \ldots, \dot{m}_j, \ldots \tag{35}$$

$$T_{co1}, T_{co2}, \ldots, T_{coj}, \ldots \tag{36}$$

$$p_{o1}, p_{o2}, \ldots, p_{oj}, \ldots \tag{37}$$

wartości rozwiązań dokładnych (rys. 4).

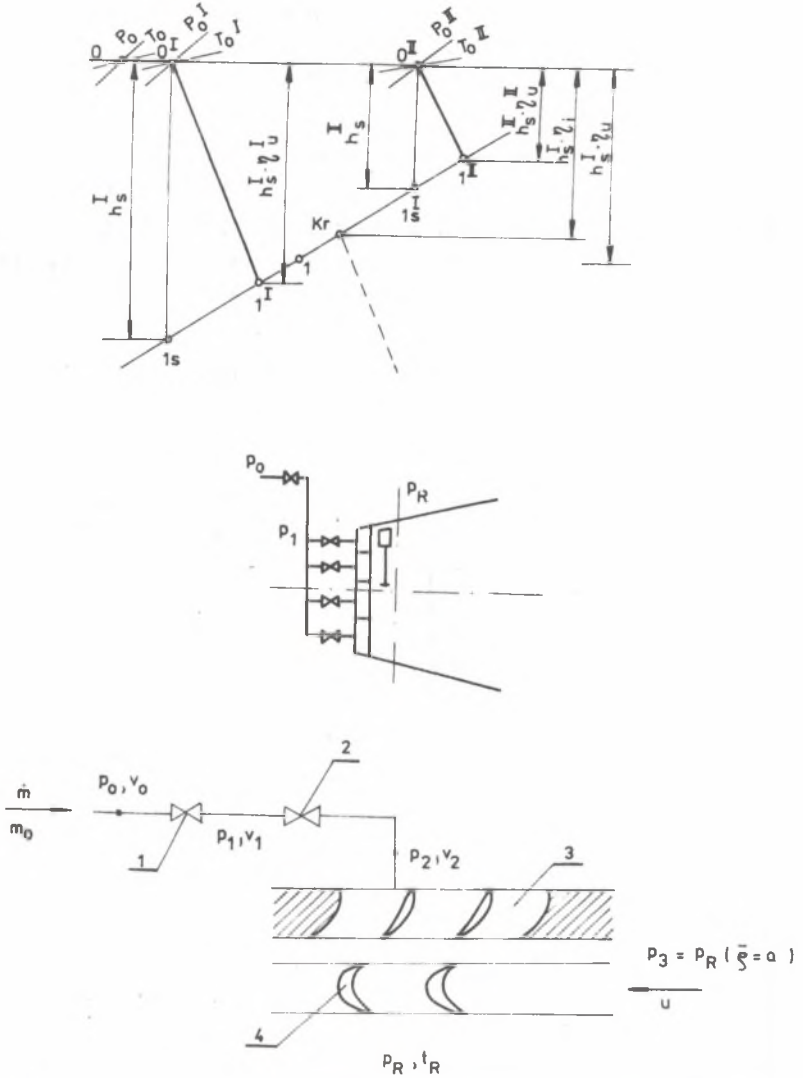


Rys. 4. Aproksymacja funkcji $\dot{m}(t)$, $T_{co}(t)$, $p_o(t)$

Obliczenia wartości $\dot{m}_j$ w kolejnych krokach czasowych t_j prowadzi się metodą iteracyjną. Zmianę strumienia masy w czasie aproksymowano w przedziale (t_j, t_{j-n}) funkcją liniową lub skokową (rys. 4).

Ogólne wytyczne eksploatacji turbozespołów określają maksymalnie dopuszczalną różnicę temperatury pary świeżej i metalu zaworów szybko zamykających lub kadłubów wewnętrznych.

Z warunku tego można określić początkową temperaturę pary świeżej jako funkcję temperatury metalu. W rozważaniach szczegółowych jako charakterystyczną temperaturę metalu określającą początkowy stan termiczny turbiny przyjęto początkową temperaturę kadłuba wewnętrznego w pobliżu powierzch-



Rys. 5. Rozprężanie pary w stopniu regulacyjnym podstawowe oznaczenia

ni wewnętrznej (T_{wo}), a wspomnianą zależność aproksymowano funkcją liniową

$$T_{coo} = a + bT_{wo}. \tag{38}$$

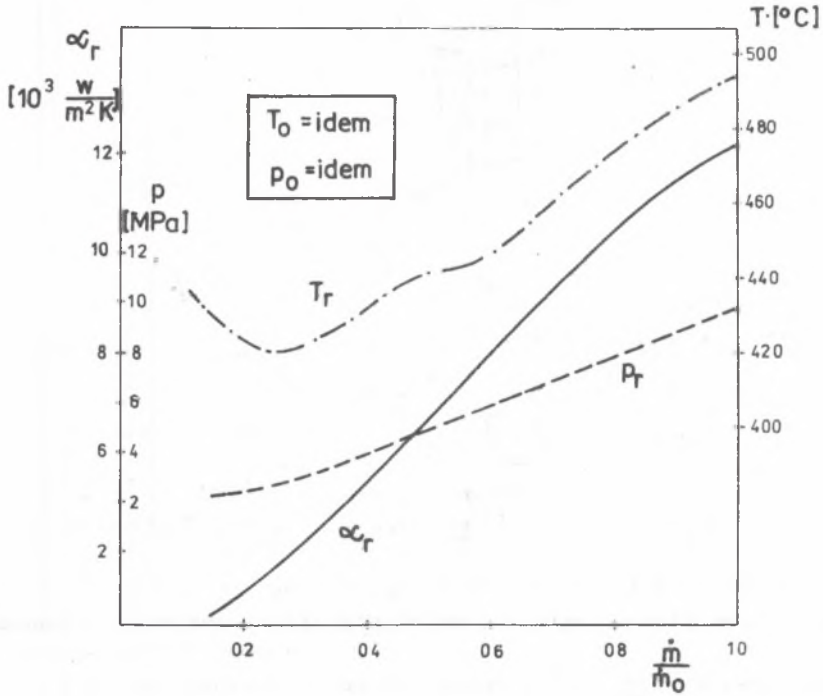
Przebieg czasowy temperatury pary świeżej można wyznaczyć następująco. Załóżmy, że w procesie optymalnego nagrzewania prędkość zmiany temperatury pary świeżej do prędkości zmiany temperatury powierzchni badanych elementów na wartość stałą.

Na przykład dla elementu limitującego nagrzewanie

$$\frac{\partial T_{co}}{\partial t} / \frac{\partial T_w}{\partial t} = D = \text{idem}. \tag{39}$$

Jeżeli przyjmiemy, że $\partial T_{co}/\partial t$ ma w przedziale $(t_j - t_{j-1})$ wartość stałą wyznaczoną dla czasu t_{j-1}, to temperatura pary świeżej będzie w tym przedziale zmieniała się według funkcji liniowej (rys. 4)

$$T_{co,j} = T_{co,j-1} + (t - t_{j-1}) D \frac{\partial T_{w,j-1}}{\partial t} \tag{40}$$



Rys. 6. Zależność temperatury i ciśnień pary w komorze stopnia regulacyjnego od strumienia masy

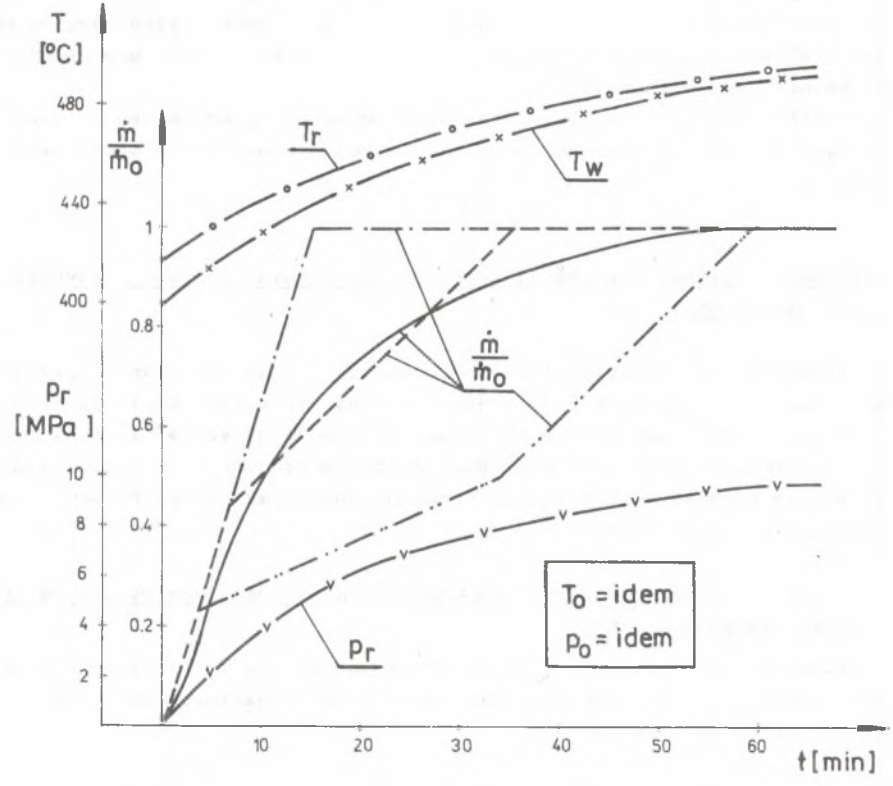
Stałą D w konkretnych obliczeniach można wybrać równą stosunkowi średnich prędkości

$$\left(\frac{\partial T_{co}}{\partial t}\right)_{śr} / \left(\frac{\partial T_w}{\partial t}\right)_{śr} = \frac{T_{co,max} - T_{co,o}}{T_{w,max} - T_{w,o}} = D, \qquad (41)$$

gdzie:

$T_{w,max}$ - maksymalna temperatura powierzchni elementu.

Po wyznaczeniu w danym kroku t_j wartości $\dot{m}_j$, T_{coj}, p_{oj}, należy określić rozkład parametrów pary w układzie przepływowym turbiny.



Rys. 7. Optymalny przebieg czasowy strumienia pary w czasie rozruchu po postoju 8 godz. (linia ciągła). Zalecane charakterystyki rozruchowe po postoju 3, 8 i 30 godz.

Podstawowe oznaczenia oraz schematy do wyznaczenia parametrów pary w komorze stopnia regulacyjnego pokazano na rys. 5. W stopniu regulacyjnym rozpatrywano dwa strumienie pary: pierwszy przepływający przez całkowicie

otwarte zawory - $\dot{m}_{I,j}$ i drugi przepływający przez zawory otwarte tylko częściowo - $\dot{m}_{II,j}$ (rys. 5).

W ostatnim etapie, najbardziej istotnym modeluje się rozkłady temperatur, naprężeń i odkształceń o wybranych elementach turbin i w czasie potrzeby koryguje wartość m_j.

Przykładowe wyniki obliczeń dla rozruchu po postoju 8 godz. przedstawiono na rys. 6 i 7. Rozruch ze stanu gorącego realizowany jest poprzez zmianę strumienia masy pary (T_o = idem, p_o = idem). Z tego względu parametry pary w komorze stopnia regulacyjnego T_r i p_r oraz współczynnik wnikania ciepła do wirnika α_r można uzależnić od $\dot{m}$ (rys. 6). Na rys. 7 przedstawiono optymalny przebieg czasowy strumienia masy pary w czasie rozruchu po postoju 8 godz. Dodatkowo na tym samym rysunku podano zalecane charakterystyki rozruchowe po postoju 3,8 i 30 godz. Przedstawiono również przebiegi czasowe parametrów pary T_r i p_r oraz temperatury powierzchni zewnętrznej wirnika T_w.

Przebiegi pokazane na rys. 7 obejmują okres po synchronizacji. Jako ograniczenie przyjęto wartość naprężeń w wirniku w okolicy stopnia regulacyjnego i przedniego uszczelnienia.

7. Wybrane przykłady realizacji procesu nagrzewania poprzez sterowanie parametrami pary

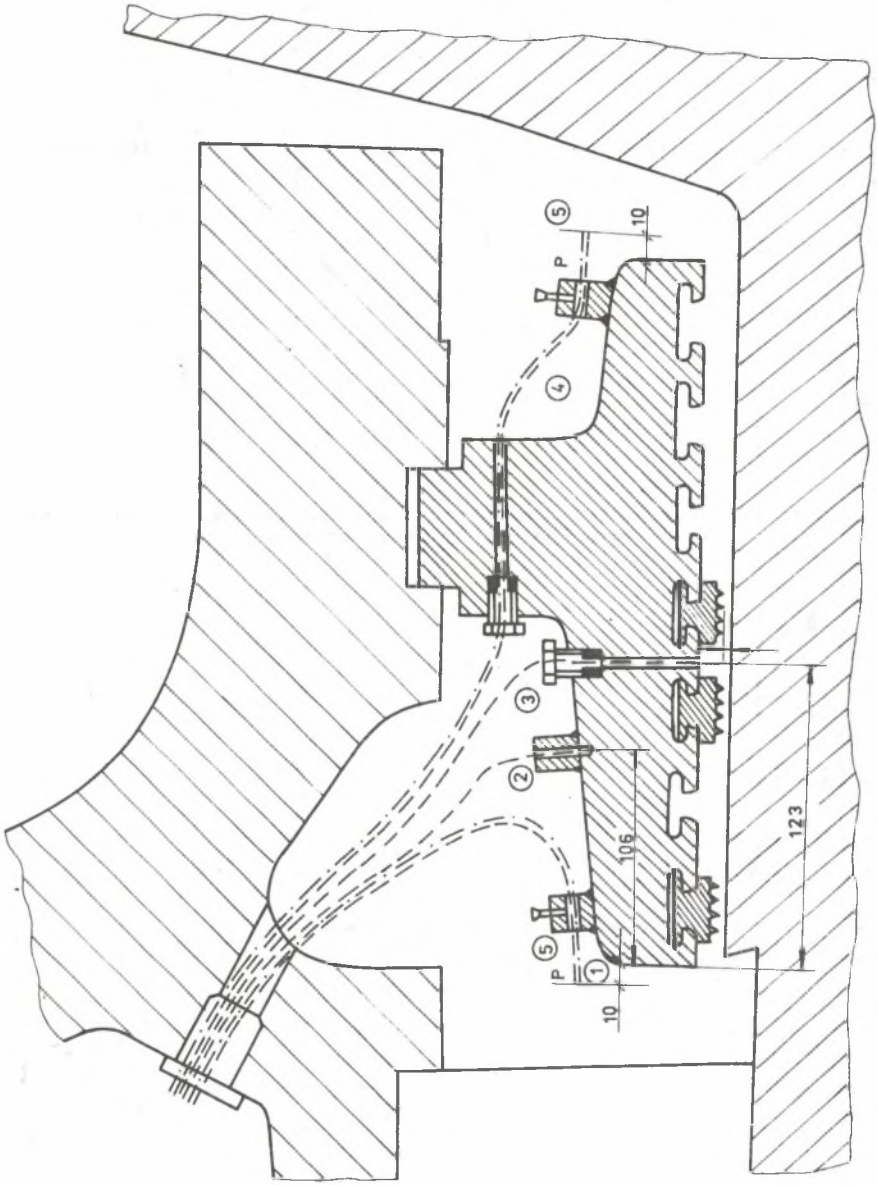
W drugim wariancie optymalizacji (punkt 3.5) jako sterowanie przyjmujemy parametry pary omywającej badany element. Tę metodę kontroli i optymalizacji procesu nagrzewania rozpatrujemy bardziej szczegółowo na przykładzie wirnika turbiny. Główną uwagę w czasie kontroli i optymalizacji nagrzewania wirnika zwraca się na fragment obejmujący stopień regulacyjny i przednie uszczelnienie.

7.1. Ocena i optymalizacja procesu nagrzewania wirnika na podstawie pomiaru parametrów pary

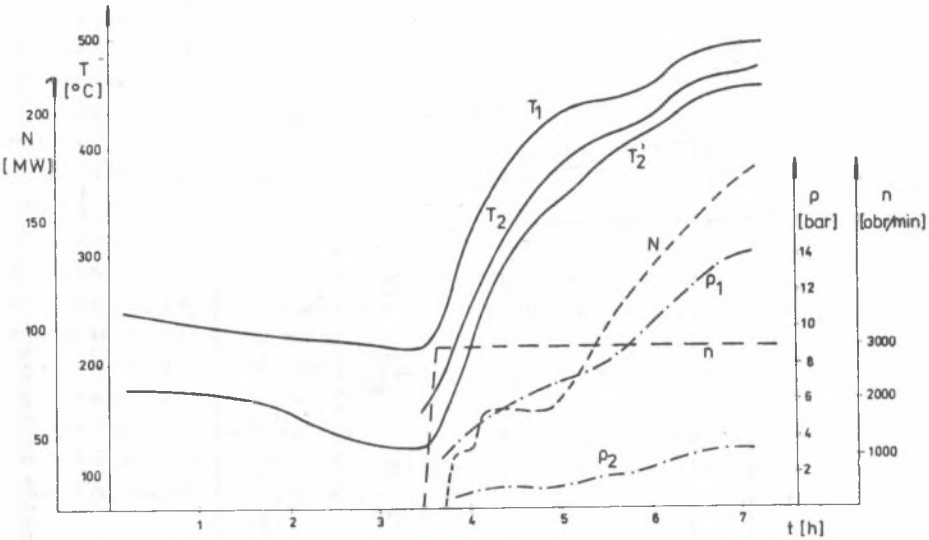
Zakładamy, że znane są cechy konstrukcyjne wirnika. Mierzymy w sposób ciągły temperaturę i ciśnienie pary przed i za uszczelnieniem (rys. 8). Ustalamy przebiegi funkcji

$$T_1 = T_1(t) \quad p_1 = p_1(t)$$
$$T_2 = T_2(t) \quad p_2 = p_2(t) \tag{42}$$

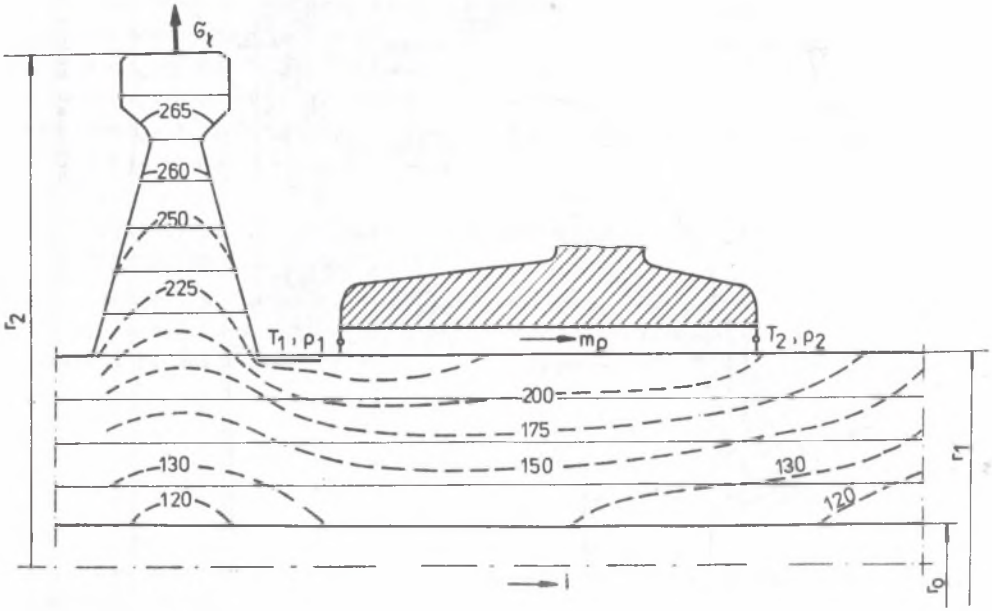
Dodatkowo przyjmujemy, że parametry pary T_1, p_1 charakteryzują stan pary omywającej tarczę wirnika.



Rys. 8. Schemat zainstalowania punktów pomiarowych



Rys. 9. Wyniki pomiarów parametrów pary przed i za uszczelnieniem w czasie rozruchu po ok. 30 godz. postoju



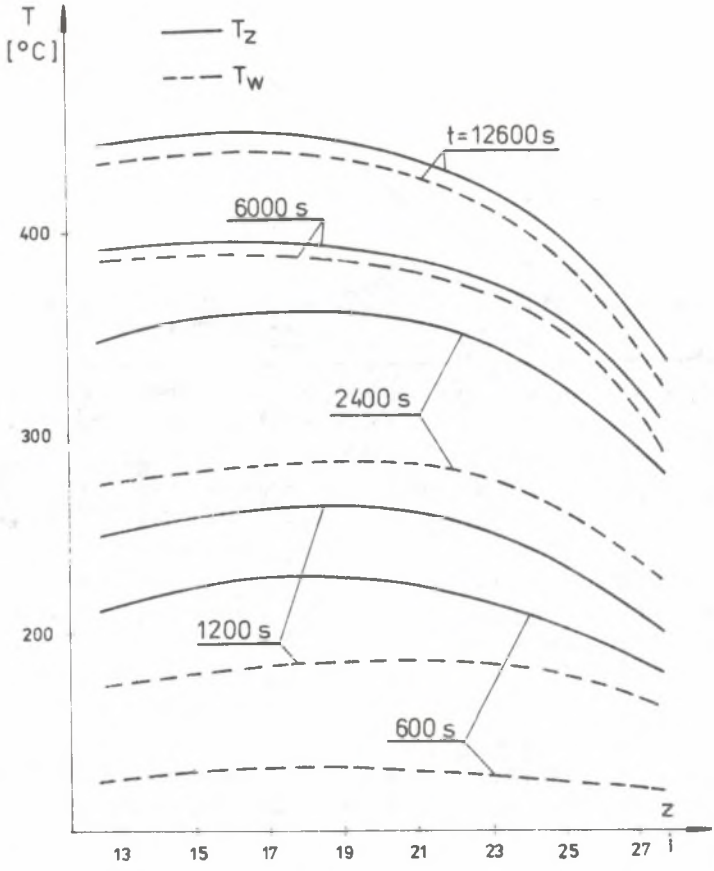
Rys. 10. Rozkład temperatury w wirniku w czasie nagrzewania (t = 600 s)

Podane zależności stanowią wystarczające dane do modelowania, oceny i optymalizacji nagrzewania wirnika [3].

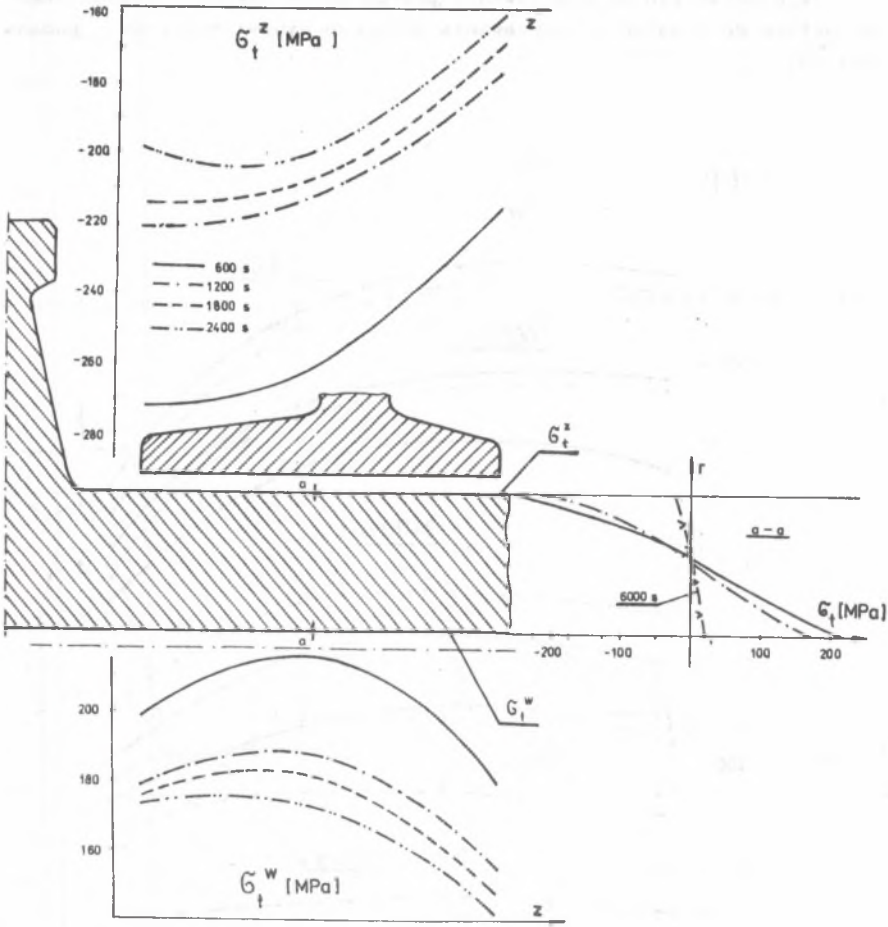
Schemat zainstalowania punktów pomiarowych pokazano na rys. 8. Prócz wymienionych punktów mierzono dodatkowo temperaturę zewnątrz uszczelnienia. Badania prowadzono w czasie rozruchu z różnych początkowych stanów cieplnych. Przykładowo na rys. 9 przedstawiono wyniki pomiarów dla stygnięcia i rozruchu po około 30 godz. postoju.

Uzyskane wyniki pomiarów wykorzystano do modelowania i oceny nagrzewania wirnika. Do analizy wykorzystano osiowo-symetryczny model wytrzymałościowy wirnika oparty o schematy różnicowe omówione w [2, 3].

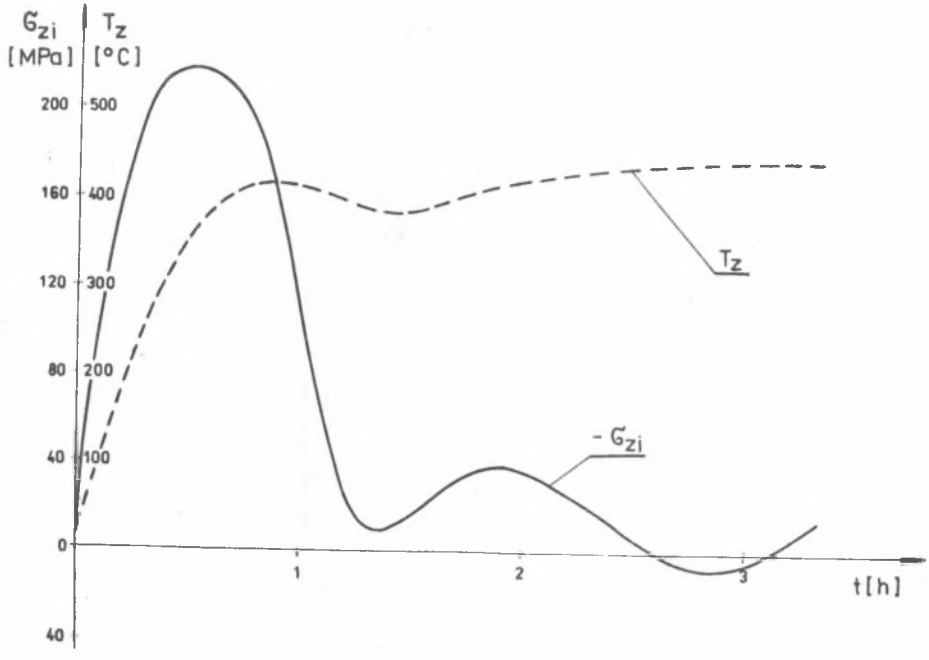
Przykładowe wyniki modelowania przedstawiono na rys. 10-13. Jako dane wejściowe do symulacji nagrzewania przyjęto wyniki pomiarów podane na rys. 9.



Rys. 11. Nieustalony rozkład temperatury wzdłuż powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej wirnika



Rys. 12. Rozkład naprężeń obwodowych σ_t na powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej wirnika



Rys. 13. Przebiegi czasowe temperatury i intensywności naprężeń na powierzchni zewnętrznej wirnika w przekroju i = 19

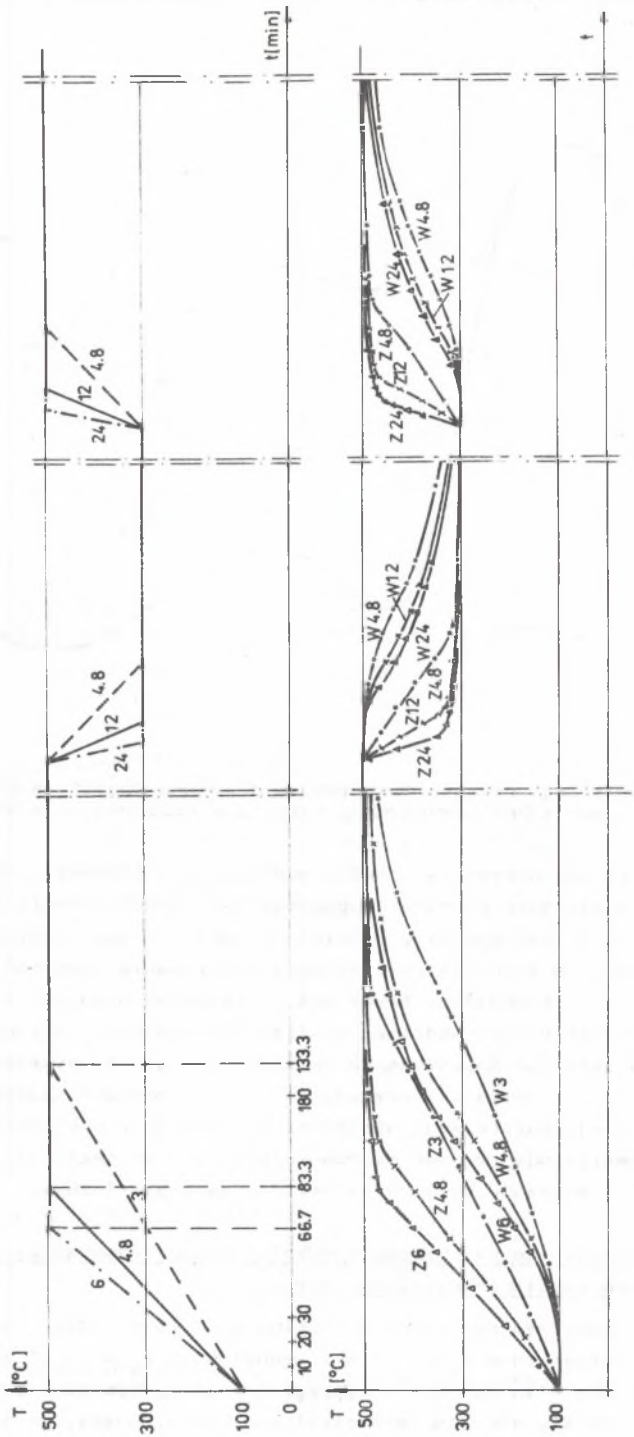
Z analizy uzyskanych rezultatów wynika, że w pierwszym okresie nagrzewania występuje duża różnica temperatury w kierunku promieniowym, a znacznie mniejsza w kierunku osi. Później sytuacja ulega odwróceniu. Wynika stąd wniosek, że w początkowym okresie nagrzewania strumień ciepła wnikający do wału i przewodzony przez wał ma kierunek promieniowy.

Na podstawie przeprowadzonej analizy (dla różnych warunków nagrzewania) można określić dopuszczalne wartości wielkości mierzonych (głównie $\Delta T = T_1 - T_2$). W rozpatrywanym ujęciu ocena obciążeń cieplnych sprowadza się do ciągłej konfrontacji wielkości mierzonych z wartościami kryterialnymi. Optymalizacja procesu nagrzewania polega na takim jego prowadzeniu, by wielkości mierzone były równe wartościom kryterialnym.

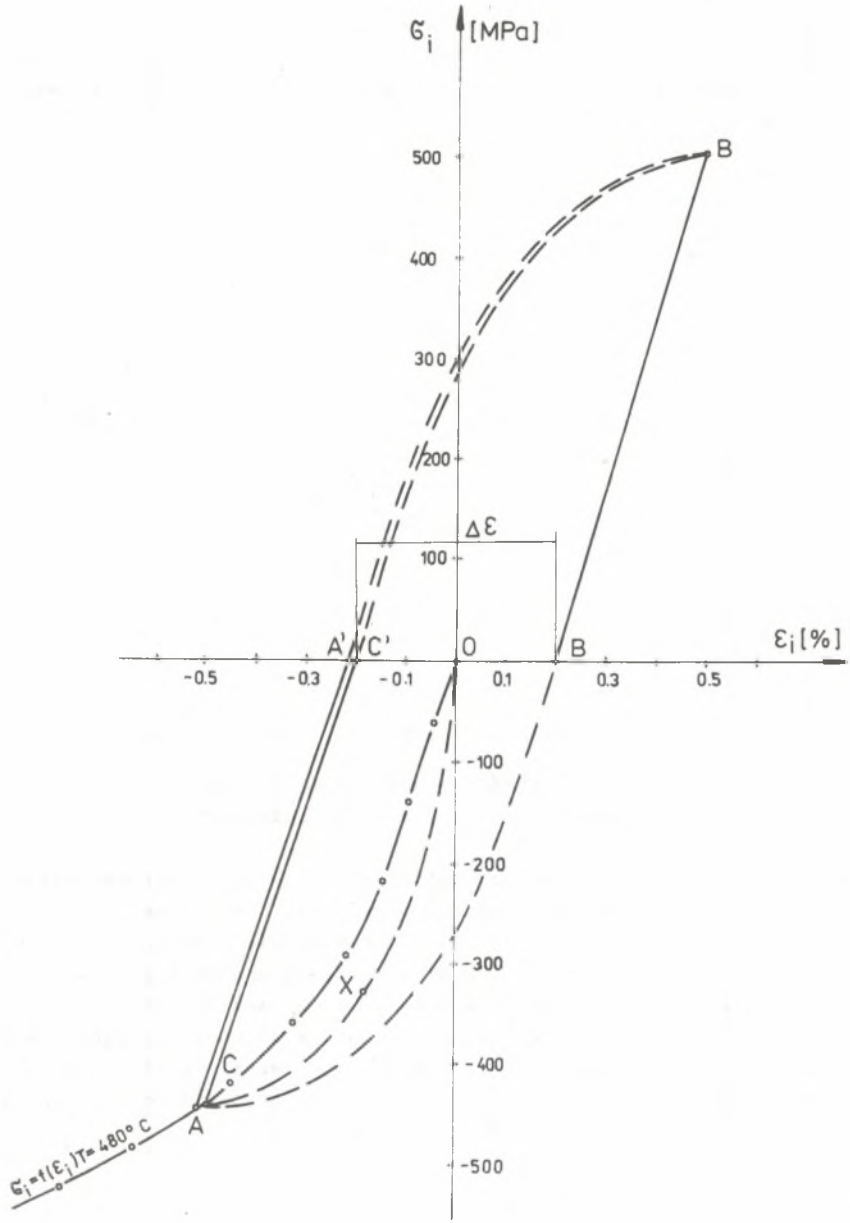
4.2. Wyznaczenie dopuszczalnej prędkości zmian temperatury pary z uwzględnieniem zmęczenia cieplnego wirników

Rozpatrujemy wycinek wirnika turbiny w obrębie dławnicy przedniej o promieniu zewnętrznym $r_z = 0,3$ m i wewnętrznym $r_w = 0,045$ m [4].

Analizujemy stan cieplny i wytrzymałościowy wirnika przy cyklicznie zmieniających się obciążeniach cieplnych. Przyjmujemy, że temperatura pa-



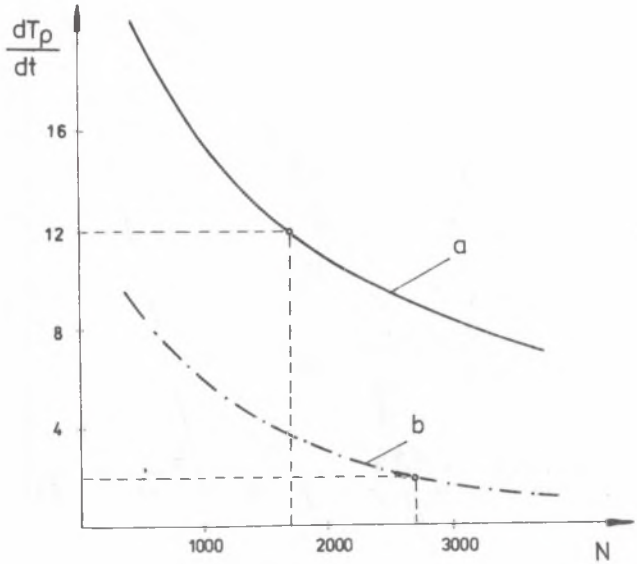
Rys. 14. Przebiegi czasowe temperatury pary i wirnika na powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej



Rys. 15. Zmiana naprężeń w czasie cyklicznej zmiany temperatury pary

ry omywającej badany wycinek wirnika zmienia się okresowo zgodnie z rys. 14. Proces nagrzewania realizowany jest przy różnych prędkościach zmian temperatury pary. W obliczeniach szczegółowych prędkość ta zmieniała się w granicach 4,8-24 K/min.

Dla każdego procesu nagrzewania wyznaczono odpowiadający mu nieustalony rozkład temperatury a następnie obliczono naprężenia zwracając uwagę na możliwość powstania odkształceń plastycznych, które wyznaczono metodą kolejnych stanów sprężystych [2].



Rys. 16. Zależność prędkości nagrzewania od liczby cykli
a - wał gładki, b - wał z rowkami cieplnymi

Przebiegi temperatury na powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej wirnika dla kilku prędkości nagrzewania podano na rys. 14. Zmianę naprężeń i odkształceń na powierzchni zewnętrznej wirnika w czasie jednego cyklu nagrzewania z prędkością dTp/dt = 12 K/min przedstawiono na rys. 15.
Jeżeli naprężenia w jednym cyklu nagrzewania przekraczają granicę plastyczności w kilku nawet punktach wirnika, to występuje proces małocyklicznego zmęczenia materiału. Prowadzi to po określonej liczbie cykli do zniszczenia materiału. Na podstawie wyników przedstawionych na rys. 15 oraz krzywej zmęczenia materiału $N = f(\delta)$ otrzymujemy

$$N = 1700.$$

Przewodząc obliczenia dopuszczalnej liczby cykli nagrzewania N dla różnych prędkości zmian temperatury pary dochodzimy do wykresów pokazanych na rys. 16. Wykresy te są oczywiście ważne tylko dla wirnika o analizowanych cechach konstrukcyjnych i przyjętego zakresu zmian temperatury pary.

Wirnik turbiny w okolicy dławnicy przedniej posiada zwykle dodatkowe rowki (wytoczenia), które są powodem spiętrzenia naprężeń. Prowadzi to do zmniejszenia dopuszczalnej prędkości zmian temperatury pary przy tej samej liczbie cykli nagrzewania (rys. 16).

LITERATURA

[1] Kosman G.: Ocena nieustalonych obciążeń cieplnych oraz dobór warunków nagrzewania turbin parowych. ZN Politechniki Śląskiej "Energetyka" z. 75, ss. 1-141, 1979.

[2] Kosman G.: Termowytrzymałość maszyn przepływowych. Skrypt Gliwice 1982.

[3] Chmielniak T., Kosman G.: Kontrola obciążeń cieplnych turbin parowych ze szczególnym uwzględnieniem wirników. Archiwum Energetyki, nr 2, ss..99-115, 1982.

[4] Kosman G.: Numeryczny opis procesu wielokrotnego nagrzewania turbiny. (Praca w przygotowaniu do druku).

Recenzent: doc. dr inż. Jerzy Roszkowski

ПРОБЛЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ НАГРЕВОМ ЭЛЕМЕНТОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

Р е з ю м е

В статье оговорено условия работы турбин в прерывистом режиме энергетического блока. Подано общую формулировку задачи оптимально-временного управления процессом нагрева турбин. Оговорено методы решения и представлено результаты испытаний.

CONTROL PROBLEMS FOR STEAM TURBINE ELEMENTS HEATING

S u m m a r y

Working conditions for aturbine in the intermitted motion of apower unit are presented. General formulation of time optimal control problem for turbine heating is given. Methods of solving and results of experiments are presented.