

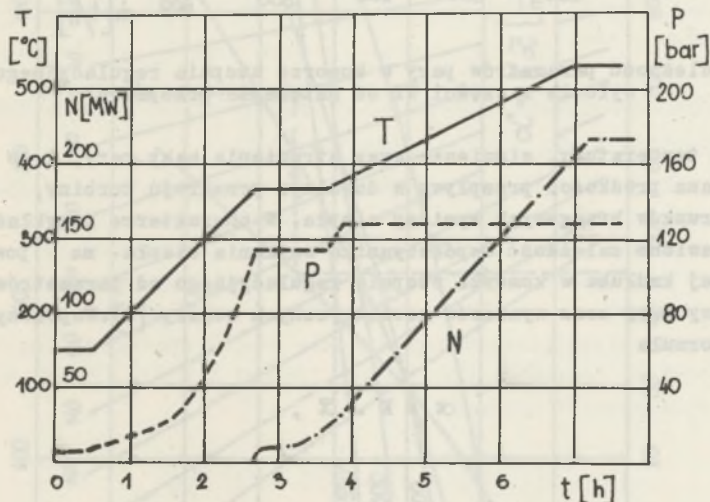
Gerard KOSMAN

## MODELE OBCIĄŻEŃ CIEPLNYCH W ZAGADNIENIACH SYNTEZY TURBIN PAROWYCH

**Streszczenie.** Rozwiązanie zagadnień syntezy turbin parowych opiera się na odpowiednich modelach obciążeń cieplnych w zmiennych warunkach pracy. W artykule dokonano przeglądu oraz oceny stosowanych obecnie modeli. Przedstawiono koncepcję uogólnionego modelu obciążeń cieplnych turbin parowych.

## 1. Przebieg zmian parametrów pary oraz warunków brzegowych wymiany ciepła

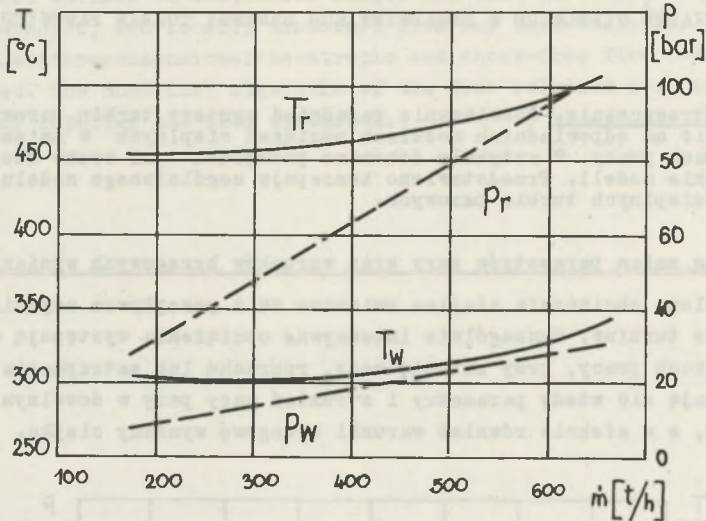
Nieustalone obciążenia cieplne związane są z przepływem czynnika roboczego przez turbinę. Szczególnie intensywne obciążenia występują w zmiennych warunkach pracy, przy zmianie mocy, rozruchu lub zatrzymania turbiny. Zmieniają się wtedy parametry i strumień masy pary w dowolnym przekroju turbiny, a w efekcie również warunki brzegowe wymiany ciepła.



Rys. 1. Przebiegi czasowe mocy, temperatury i ciśnienia pary na wlocie do turbiny w czasie rozruchu ze stanu zimnego

Parametry pary w turbinie są silnie zróżnicowane. I tak np. temperatura pary na wlocie do turbiny 13 K 215 zmienia się w czasie rozruchu ze stanu zimnego od wartości  $150^{\circ}\text{C}$  do  $535^{\circ}\text{C}$ , natomiast ciśnienie od 4 bar do 130 bar (rys. 1).

W efekcie rozprężania parametry pary zmieniają się znacznie w kierunku przepływu pary przez turbinę. Na rys. 2 przedstawiono zmianę temperatury i ciśnienia pary w komorze stopnia regulacyjnego  $T_r$ ,  $p_r$  oraz na wylocie z części wysokoprężnej  $T_w$ ,  $p_w$  w zależności od strumienia masy pary [1]. Temperatura na wlocie jest stała i równa  $535^\circ\text{C}$ .



Rys. 2. Zależność parametrów pary w komorze stopnia regulacyjnego oraz na wylocie z części WP od natężenia przepływu

Zmiana temperatury, ciśnienia oraz strumienia masy pary, i co za tym idzie zmiana prędkości przepływu w dowolnym przekroju turbiny, powoduje zmianę warunków brzegowych wymiany ciepła. W charakterze przykładu na rys. 3 przedstawiono zależność współczynnika wnikania ciepła na powierzchni wewnętrznej kadłuba w komorze stopnia regulacyjnego od parametrów i strumienia masy pary oraz wymiarów geometrycznych komory [2]. Współczynnik ten określa formuła

$$\alpha = K \cdot \bar{\alpha} , \quad (1)$$

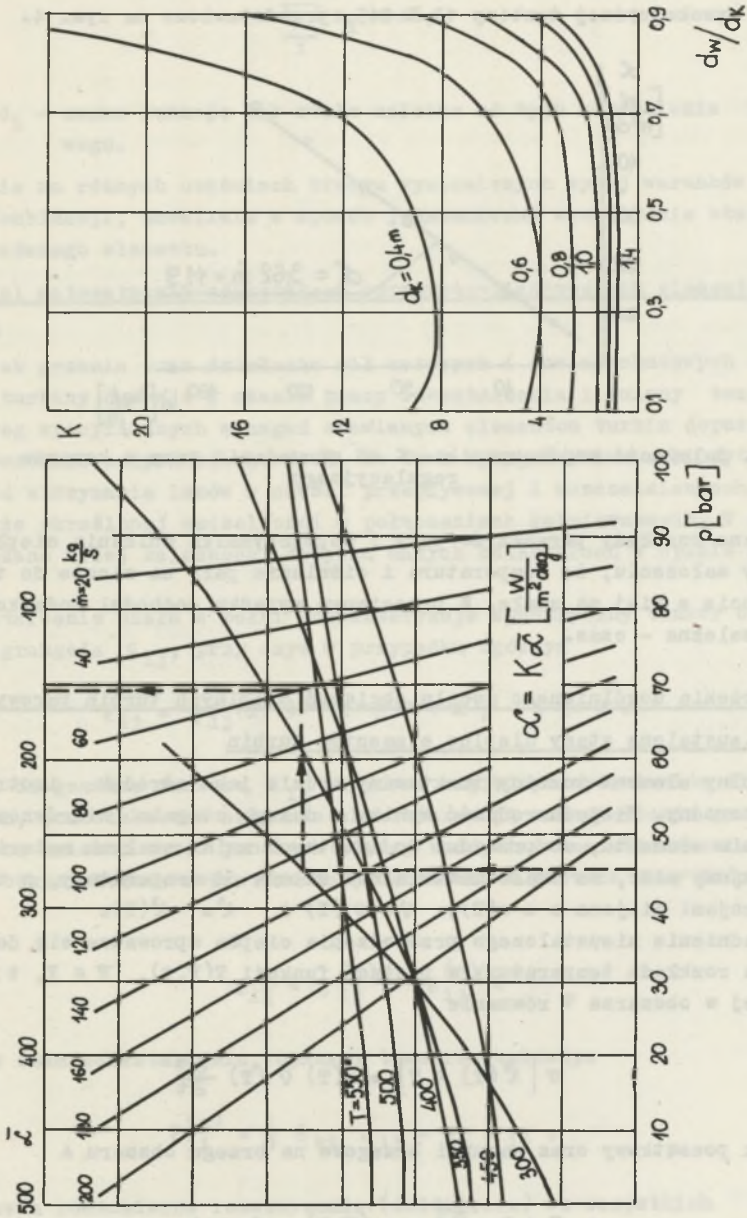
gdzie

$$\bar{\alpha} = \bar{\alpha}(T, p, \dot{m}) ,$$

$$K = K(d_k, d_w/d_k) ,$$

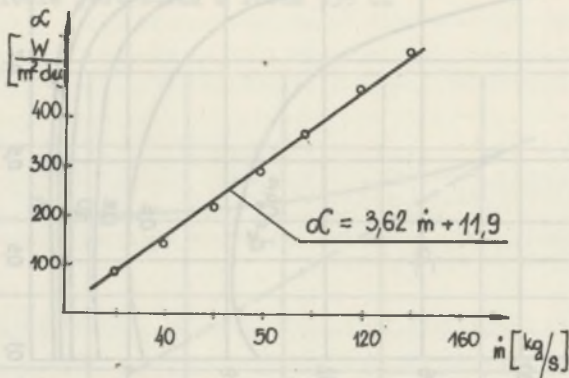
$d_k$  - średnica wewnętrzna kadłuba,

$d_w$  - średnica zewnętrzna wału.



Rys. 3. Zależność współczynnika  $\alpha$  na powierzchni wewnętrznej kadłuba od parametrów i strumienia pary oraz wymiarów geometrycznych

Wykorzystując dodatkowo rozkłady parametrów pary w turbinie (rys.2) można uzależnić współczynnik wnikania w danym punkcie tylko od strumienia pary. Zależność taką, dla komory stopnia regulacyjnego kadłuba wewnętrznego części wysokoprężnej turbiny 13 K 215, przedstawiono na rys. 4.



Rys. 4. Zależność współczynnika  $\alpha$  od strumienia pary w komorze stopnia regulacyjnego

Podane rozkłady parametrów pary i współczynnika wnikania ciepła są ważne przy założeniu, że temperatura i ciśnienie pary na wlocie do turbiny i na wylocie z niej są stałe. W przeciwnym wypadku dochodzi dodatkowa zmiana niezależna - czas.

## 2. Założenia uogólnionego modelu obciążeń cieplnych turbin parowych

### 2.1. Nieustalone stany cieplne elementów turbin

Dowolny element turbiny traktowany będzie jako ośrodek izotropowy i niejednorodny. Niejednorodność wynika z dużego stopnia nierównomierności nagrzania elementu, co prowadzi do istotnych zmian stałych materiałowych. Przyjmujemy więc, że stałe materiałowe zależą od temperatury, a tym samym są funkcjami miejsca  $c = c(T)$ ,  $\varrho = \varrho(T)$  i  $\lambda^* = \lambda^*(T)$ .

Zagadnienie nieustalonego przewodzenia ciepła sprowadza się do poszukiwania rozkładu temperatury w postaci funkcji  $T(\vec{x}, t)$ , ( $\vec{x} \in V$ ,  $t > 0$ ) spełniającej w obszarze  $V$  równanie

$$\nabla \left[ \lambda^*(T) \nabla T \right] = c(T) \varrho(T) \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2)$$

warunek początkowy oraz warunki brzegowe na brzegu obszaru  $A$

$$a_1 T + b_1 \frac{\partial T}{\partial n} = c_1(\vec{x}, t) \quad \vec{x} \in A_1, \quad (3)$$

gdzie:

$$\sum_1 A_i = A, \quad (4)$$

$a_i, b_i, c_i$  - znane funkcje lub stałe zależne od typu zagadnienia brzegowego.

Określenie na różnych częściach brzegu wymienionych wyżej warunków w dowolnej kombinacji, umożliwia w sposób jednoznaczny wyznaczenie stanu cieplnego badanego elementu.

## 2.2. Model matematyczny odkształceń sprężysto-plastycznych elementów turbin

Wskutek grzania oraz działania sił masowych i powierzchniowych dowolny element turbiny doznaje w czasie pracy odkształcenia i zmiany temperatury. Szereg specyficznych wymagań stawianych elementom turbin dopuszcza jedynie powstanie małych odkształceń. Do tych wymagań można zaliczyć konieczność utrzymania luzów w części przepływowej i uszczelnieniach turbiny a także określonej szczelności w połączeniach kołnierзовych. W związku z tym podane niżej zależności dotyczą małych odkształceń w opisie Lagrange'a.

Odkształcenie ciała w pełni charakteryzuje symetryczny tensor odkształcenia Lagrange'a  $\xi_{ij}$ , przy czym w przypadku ogólnym

$$\xi_{ij} = \xi_{ij}(x, t) \quad x \in V + A, \quad t > 0. \quad (6)$$

Składowe diagonalne tensora  $\xi_{ij}$  są równe względnym wydłużeniom elementów liniowych, pozostałe zaś składowe charakteryzują odkształcenia postaciowe i są równe zmianom kątów prostych między każdymi dwoma kierunkami.

Stan odkształcenia można zawsze przedstawić w postaci sumy dwóch stanów

$$\xi_{ij} = \xi_{ij}^{(o)} + \xi_{ij}^{(d)}. \quad (6)$$

Pierwszy stan odkształcenia, opisany tensorem kulistym

$$\xi_{ij}^{(o)} = \frac{1}{3} \xi_{kk} \delta_{ij} = e_o \delta_{ij}, \quad (7)$$

przedstawia równomierne rozszerzenie (ściśnięcie) we wszystkich kierunkach.

Pozostała część tensora stanu odkształcenia - dewiator  $\varepsilon_{ij}^{(d)}$  jest różnicą stanu wyjściowego i stanu kulistego

$$\varepsilon_{ij}^{(d)} = \varepsilon_{ij} - \varepsilon_{ij}^{(o)} = \varepsilon_{ij} - \varepsilon_0 \delta_{ij} . \quad (8)$$

Do opisu przemieszczeń poszczególnych punktów odkształcanego ciała w stosunku do konfiguracji początkowej wprowadza się wektor przemieszczenia

$$\vec{u} = \vec{u}(\vec{x}, t) \quad \vec{x} \in V+A, \quad t > 0 \quad (9)$$

związany z tensorem odkształcenia związkami geometrycznymi.

W przypadku małych odkształceń tensor odkształceń Lagrange'a redukuje się do tensora Cauchy'ego, a związki geometryczne ograniczają się do zależności liniowych

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) . \quad (10)$$

Siły oddziaływania wewnętrznego w dowolnym punkcie elementu można scharakteryzować symetrycznym tensorem naprężenia

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ij}(\vec{x}, t) \quad \vec{x} \in V+A, \quad t > 0 . \quad (11)$$

Tensor ten można zawsze rozłożyć na tensor kulisty stanu naprężenia  $\sigma_{ij}^{(o)}$  i dewiator  $\sigma_{ij}^{(d)}$

$$\sigma_{ij} = \sigma_{ij}^{(o)} + \sigma_{ij}^{(d)} . \quad (12)$$

Stan naprężenia opisany tensorem kulistym przedstawia równomierne rozciąganie (ściskanie) we wszystkich kierunkach

$$\sigma_{ij}^{(o)} = \frac{1}{3} \sigma_{kk} \delta_{ij} = \sigma_0 \delta_{ij} . \quad (13)$$

Dewiator

$$\sigma_{ij}^{(d)} = \sigma_{ij} - \sigma_{ij}^{(o)} = \sigma_{ij} - \sigma_0 \delta_{ij} \quad (14)$$

odpowiada takiemu stanowi naprężenia, w których suma naprężeń normalnych równa się zeru

$$\sigma_{kk}^{(d)} = 0 . \quad (15)$$

W pierwszym przypadku nie zmienia się postać odkształcanego elementu, a w drugim - jego objętość.

Składowe stanu naprężenia muszą w dowolnym punkcie elementu spełniać równania równowagi

$$\sum_j \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + X_i = 0. \quad (16)$$

Podstawowym zadaniem jest określenie związków konstytutywnych, wiążących składowe tensora naprężenia ze składowymi tensora odkształcenia. Postać tych związków zależy od przyjętego modelu ciała, którym aproksymujemy badane elementy turbin [3].

W przypadku ciała liniowo-sprężystego, a za takie można uważać elementy turbin w odpowiednich warunkach termicznych i obciążeń, związki konstytutywne sprowadzają się do zależności Duhamela-Neumana:

$$\sigma_{ij} = 2 \mu (T) \varepsilon_{ij} + [3 \lambda (T) e_0 - \gamma (T) T] \delta_{ij}. \quad (17)$$

W wielu przypadkach występujących w czasie eksploatacji turbin zmiany temperatur są tak duże, że powodują istotne zmiany współczynników materiałowych. W związku z tym w ostatnich zależnościach przyjęto, że  $\mu$ ,  $\lambda$  i  $\gamma$  są znanymi funkcjami temperatury.

Warunki pracy turbin parowych dopuszczają powstanie małych odkształceń plastycznych. W tym przypadku związki konstytutywne są znacznie bardziej skomplikowane. Podstawą do ich sformułowania są następujące założenia [4]:

1. Średnie naprężenie normalne jest proporcjonalne do średniego odkształcenia, podobnie jak w stanie sprężystym

$$\sigma_0 = (2 \mu + 3 \lambda) e_0 - \gamma T. \quad (18)$$

2. Dewiator stanu naprężenia jest proporcjonalny do dewiatora stanu odkształcenia

$$\sigma_{ij}^{(d)} = \phi \varepsilon_{ij}^{(d)}, \quad (19)$$

lub

$$\sigma_{ij} - \sigma_0 \delta_{ij} = \phi (\varepsilon_{ij} - e_0 \delta_{ij}). \quad (19a)$$

### 3. Intensywność naprężeń

$$\sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + 6(\sigma_{12}^2 + \sigma_{13}^2 + \sigma_{23}^2)} \quad (20)$$

jest jednoznaczna funkcją intensywności odkształceń

$$\varepsilon_i = \frac{1}{\sqrt{2(1+\nu)}} \sqrt{(\varepsilon_{11} - \varepsilon_{22})^2 + (\varepsilon_{22} - \varepsilon_{33})^2 + (\varepsilon_{33} - \varepsilon_{11})^2 + 6(\varepsilon_{12}^2 + \varepsilon_{23}^2 + \varepsilon_{13}^2)}. \quad (21)$$

Po wstawieniu zależności (19a) do (20) i uwzględnieniu związku (21), otrzymujemy

$$\phi = \frac{\sigma_i}{(1+\nu) \varepsilon_i}. \quad (22)$$

Łącząc formuły (18) i (19a) otrzymujemy szukane związki konstytutywne w przypadku małych odkształceń plastycznych

$$\sigma_{ij} = \phi(\varepsilon_i, T) \varepsilon_{ij} + [2\mu(T) + 3\lambda(T) - \phi(\varepsilon_i, T)] e_o \delta_{ij} - \delta(T) T \delta_{ij}. \quad (23)$$

### 3. Metody rozwiązania zagadnień brzegowych modelu

Na podstawie przyjętych założeń model matematyczny odkształceń sprężysto-plastycznych elementów turbin stanowią:

- równania równowagi (16),
- związki geometryczne (10),
- związki konstytutywne (17) w przypadku odkształceń sprężystych lub (23) w przypadku odkształceń plastycznych,
- warunki brzegowe.

Łącznie uzyskujemy zamknięty układ równań z 15 niewiadomymi (po 6 składowych stanu naprężenia i odkształcenia oraz 3 składowe wektora przemieszczenia).

Rozwiązanie zagadnień brzegowych modelu wymaga wyznaczenia funkcji  $\phi(\varepsilon_i, T)$  występującej w równaniach konstytutywnych (23). Funkcję tę określa się na podstawie danych doświadczalnych z formuły (22). Zależność  $\sigma_i = f(\varepsilon_i)$  niewiele różni się od  $\sigma = f(\varepsilon)$ , otrzymanej z próby rozciągania próbek cylindrycznych przy różnych temperaturach.

Związki konstytutywne (23) formą zewnętrzną przypominają analogiczne zależności dla stanu sprężystego. Przyjmując dla stanu sprężystego  $\phi = 2\mu$  z formuł (23) otrzymujemy związki (17).

Porównanie to pozwala wnioskować, że elementy turbin, w których istnieją obszary odkształcone plastycznie, można obliczać metodami elementów



sprężystych. Różnica polega jedynie na tym, że w przypadku elementów sprężystych stałe materiałowe są znane w każdym punkcie, a ich wartości zależą tylko od temperatury, natomiast w przypadku elementów z odkształceniami trwałymi stałe te zależą od temperatury i od stanu odkształcenia. Odkształcenie to początkowo nie jest znane. Z tego powodu obliczenia prowadzi się metodą kolejnych przybliżeń [5,6].

W pracy [7] zaproponowano inną metodę postępowania. Ze względu na przebieg wykresu  $\sigma_i = f(\epsilon_i)$  aproksymowano go prostą w zakresie sprężystym (rys. 5)

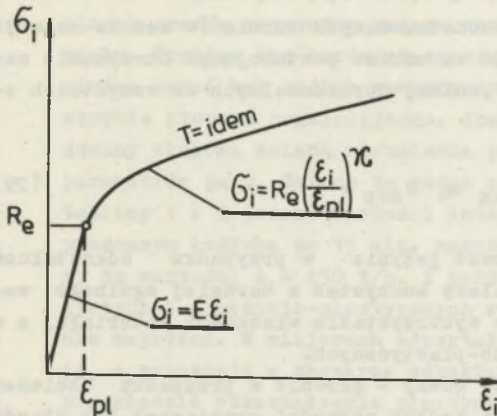
$$\sigma_i = E(T) \epsilon_i \quad \epsilon_i < \epsilon_{pl} \quad (24)$$

oraz krzywą potęgową dla odkształceń trwałych

$$\sigma_i = R_e(T) \left( \frac{\epsilon_i}{\epsilon_{pl}} \right)^n \quad (25)$$

$$\epsilon_i > \epsilon_{pl}$$

Stąd funkcja  $\phi$  opisana zależnością (22) przyjmuje w zakresie odkształceń plastycznych postać



Rys. 5. Aproksymacja funkcji  $\sigma_i = f(\epsilon_i)$

$$\phi(\epsilon_i, T) = \frac{E}{1+n} \left( \frac{\epsilon_i}{\epsilon_{pl}} \right)^{n-1} \quad (26)$$

Eliminując z układu równań (10), (16), (23) i (26) odkształcenia i przemieszczenia dochodzi się do zamkniętego układu równań wyrażonego w naprężeniach. Postać ta jest szczególnie dogodna ze względu na formułowanie warunków brzegowych. Prostota warunków brzegowych jest jednak okupiona złożoną postacią równań różniczkowych. Są to równania nieliniowe i ich rozwiązania szukać można jedynie na drodze numerycznej.

#### 4. Ocena wytrzymałości elementów turbin

Ocenę wytrzymałości maszyn prowadzi się w oparciu o kryteria zniszczenia elementów składowych, rozumianego jako utratę przydatności do dalszej eksploatacji.

W literaturze dotyczącej wytrzymałości maszyn najczęściej przyjmuje się warunek, by naprężenia i odkształcenia dowolnego elementu nie przekraczały wartości dopuszczalnych, co symbolicznie można zapisać w postaci

$$(\sigma, u) \leq (\sigma, u)_{\text{dop}} \quad (27)$$

Układ przepływowy turbiny należy zaprojektować tak, by zachodziła relacja

$$(\sigma < \sigma_{\text{dop}}) \Rightarrow (u < u_{\text{dop}}), \quad (28)$$

ozn., gdy naprężenia wywołane obciążeniami cieplnymi są mniejsze od dopuszczalnych, to również odkształcenia, a w szczególności wydłużenia względne nie przekraczają wartości dopuszczalnych, wynikających z luzów konstrukcyjnych [8].

Wynika stąd, że dla poprawnie skonstruowanych turbin (w sensie relacji (28)) kryterium (27) można zastąpić warunkiem postulującym utrzymanie maksymalnych naprężeń zredukowanych poniżej dopuszczalnych we wszystkich elementach.

$$\sigma_{\text{red,max}} \leq \sigma_{\text{dop}} \quad (29)$$

Zależności (28) i (29) można stosować jedynie w przypadku odkształceń sprężystych. W przeciwnym razie należy korzystać z bardziej ogólnego warunku (27), który umożliwia lepsze wykorzystanie własności materiału, a w szczególności odkształceń sprężysto-plastycznych.

Inną, bardziej racjonalną metodę oceny - głównie w przypadku obciążeń statycznych, jest metoda obliczenia według nośności granicznej lub stanów granicznych [9]. W metodzie tej ustala się obciążenie graniczne  $P_g$ , przy którym następuje utrata możliwości przenoszenia obciążenia przez element ze względu na pojawienie się niedopuszczalnie dużych odkształceń, przemieszczeń, wyraźnych oznak zużycia, mikropęknięć czy też zniszczenia elementu. Kryterium oceny wytrzymałości przyjmuje postać

$$P < P_{\text{dop}} = \frac{P_g}{x}, \quad (30)$$

gdzie:

- P - obciążenie robocze,
- x - współczynnik bezpieczeństwa.

Jeżeli nośność graniczną  $P_g$  określi się tylko ze względu na granicznie dopuszczalne przemieszczenia, to kryterium (30) pokrywa się z warunkiem (27).

## 5. Przegląd modeli obciążeń cieplnych dla optymalizacji warunków pracy turbin parowych

Badania turbin parowych z uwzględnieniem obciążeń cieplnych koncentrują się głównie wokół zagadnień analizy. Zagadnienia odwrotne nie były do tej pory szerzej rozpatrywane. Zwraca się jedynie uwagę na wybór optymalnych warunków pracy, a w szczególności warunków nagrzewania w czasie rozruchu. W tym zakresie istnieje bogata literatura<sup>x)</sup>.

Porównanie stosowanych w literaturze modeli obciążeń cieplnych, z omówionym wyżej modelem kompleksowym, prowadzi do następujących uwag i wniosków:

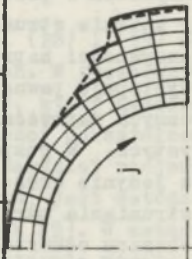
- 5.1. Teoretyczne rozwiązania rozważanych zagadnień opierają się prawie wyłącznie na założeniu liniowo-sprężystych własności materiału. Lepsze wykorzystanie tych własności osiąga się przez dopuszczenie małych odkształceń plastycznych. W tym przypadku w podwyższaniu obciążeń cieplnych pomaga korzystna zmiana rozkładu naprężeń i umocowanie materiału. Problem ten bardziej szczegółowo rozpatrywano w [1]. Przedmiotem badań był kadłub wewnętrzny części wysokoprężnej turbiny w obrębie stopnia regulacyjnego. Analizowano proces nagrzewania spowodowany skokową zmianą strumienia pary, a więc również skokową zmianą parametrów pary. Zmiany te można określić na podstawie rys. 2 i 4. W tablicy 1 i 2 podano wartości intensywności naprężeń w przekroju poprzecznym kadłuba po 15 min. nagrzewania przy zmianie strumienia pary do wartości  $\dot{m} = 450$  t/h. Z porównania intensywności naprężeń sprężystych i sprężysto-plastycznych wynika, że występuje pewne wyrównanie naprężeń. W miejscach odkształceń plastycznych naprężenia maleją, a wzrastają w obszarze odkształceń sprężystych. W rozpatrywanym przykładzie odkształcenia plastyczne obejmują jedynie część przekroju w obrębie kołnierza. Zwiększanie skokowe strumienia pary do coraz większych wartości powoduje zwiększenie się obszaru odkształceń plastycznych.
- 5.2. Jako kryterium bezpiecznej pracy turbiny przyjmuje się jedynie warunek (29) postulujący utrzymanie naprężeń poniżej dopuszczalnych we wszystkich elementach składowych. Do wyznaczenia optymalnych warunków rozruchu i eksploatacji turbiny nie stosuje się natomiast bardziej racjonalnej metody nośności granicznej opisanej warunkiem (30).
- 5.3. W rozważaniach rozpatruje się wyłącznie pola temperatur i naprężeń, pomijając wpływ odkształceń i deformacji na warunki pracy turbiny. Zaledwie w kilku pracach można spotkać uproszczoną ocenę wydłużeń kadłubów i wirników np. [8, 12÷15].

<sup>x)</sup> Obszerny spis literatury dotyczącej obciążeń cieplnych turbin parowych zawierają prace [10, 11].

Tablica 1

Intensywność naprężeń sprężystych  $\sigma_{is}$  [MN/m<sup>2</sup>]

j \ i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1										
2									270,20	270,87
3									259,82	260,77
4								196,67	236,99	237,90
5							41,67	133,66	151,89	153,54
6	88,87	88,87	88,87	88,87	88,19	76,02	10,43	71,13	91,37	92,57
7	119,79	119,79	119,79	119,79	118,59	108,46	46,51	3,53	5,81	26,70
8	180,26	180,26	180,26	180,26	179,24	171,19	127,63	97,56	91,24	90,17



Tablica 2

Intensywność naprężeń sprężysto-plastycznych  $\sigma_{isp}$  [MN/m<sup>2</sup>]

j \ i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1										
2									237,92	237,96
3									237,53	237,54
4								200,33	236,24	236,26
5							45,26	137,25	155,46	157,12
6	85,28	85,28	85,28	85,17	83,97	72,43	14,02	78,72	91,96	93,16
7	116,15	116,15	116,15	116,10	115,00	104,87	42,92	0,53	9,39	10,69
8	176,67	176,67	176,67	176,67	175,65	167,60	124,04	94,07	87,86	87,18

Takie postępowanie jest uzasadnione tylko wtedy, gdy spełniona jest zależność (28). W przeciwnym razie może dojść do niebezpiecznego zmniejszenia luzów konstrukcyjnych między częściami stałymi i ruchomymi, pogorszenia stanu dynamicznego a nawet awarii całej maszyny.

- 5.4. Optymalizację nieustalonych obciążeń cieplnych prowadzi się bardzo często w oparciu o zależności ważne dla quasi-stacjonarnych pól temperatur, charakteryzujących się niezmiennym profilem temperatury wzdłuż grubości ścianki i stałą dla wszystkich punktów prędkością nagrzewania [11,16,17]. Czasem są wykorzystywane nawet zależności opisujące stan ustalony [18,19,20]. W pracach [11,21,22,23] badano nieustalone pola temperatur wywołane liniową względnie skokową zmianą temperatury pary. Brak jest natomiast opracowań analizujących dowolne, nieustalone stany cieplne. Próbę takiej analizy podjęto w [24].
- 5.5. Podstawą rozważań jest jednowymiarowy model procesu nagrzewania, w którym uwzględnia się jedynie zmianę temperatur wzdłuż grubości ścianki a pomija się przewodzenie ciepła w kierunku osiowym i obwodowym.
- 5.6. Elementy turbin aproksymuje się prostymi formami geometrycznymi: niekończenie długim grubościennym walcem, kulą [18,20,25,26]. Analizuje się każdorazowo wybrane, izolowane fragmenty poszczególnych elementów bez uwzględnienia wzajemnego wpływu na siebie. Bardzo często do wyznaczenia optymalnych warunków nagrzewania wykorzystuje się również zależności słuszne dla grubościennych płyt [27,28,29,30].
- Jedną z konsekwencji tak sformułowanych modeli geometrycznych jest przyjęcie założenia, że maksymalne naprężenia występują na powierzchniach wewnętrznych elementów. Z rezultatów podanych w tablicach 1 i 2 wynika, że w pewnych warunkach nagrzewania elementem najbardziej obciążonym jest kołnierz.
- 5.7. Zmiany temperatur w czasie i stopień nierównomierności nagrzewania elementów są czasem tak duże, że wywołują istotne zmiany własności fizycznych materiału. Zmienność parametrów materiałowych wraz z temperaturą jest zazwyczaj pomijana. Wartości liczbowe tych parametrów uzależnia się przeważnie od średniej temperatury pracy elementu [11, 13,19]. W związku z tym optymalne warunki nagrzewania (np. dopuszczalny strumień ciepła, dopuszczalna prędkość nagrzewania) zależą również od średniej temperatury pracy elementu [16,24,31,32].
- 5.8. We wszystkich badaniach zakłada się, że zmiany obciążeń powierzchniowych i temperatury zachodzą dostatecznie wolno i dlatego w równaniach ruchu pomija się człony inercyjne.
- 5.9. W optymalizacji warunków rozruchu jako funkcję celu przyjmuje się łączny czas nagrzewania turbiny w czasie rozruchu. Pod pojęciem optymalnych warunków rozruchu i eksploatacji turbiny rozumie się zatem takie warunki, dla których turbina osiąga żądane obciążenie w możli-

wie najkrótszym czasie przy równoczesnym spełnieniu kryteriów bezpiecznej pracy wszystkich elementów składowych.

Zwiększanie obciążeń cieplnych prowadzi do zmniejszenia trwałości maszyn. Bardziej racjonalne rozwiązanie zagadnienia polegałoby zatem na takim doborze warunków pracy turbiny, by czas nagrzewania był wprawdzie dłuższy od optymalnego (w sensie podanej definicji) ale za to trwałość, wyrażona liczbą uruchomień, większa.

W świetle powyższych uwag, w celu zoptymalizowania warunków pracy turbin parowych z uwzględnieniem obciążeń cieplnych, należałoby przeanalizować funkcję celu uwzględniającą nakłady inwestycyjne i koszty eksploatacji turbozespołu.

Analiza dotychczasowych prac z tego zakresu prowadzi do wniosku, że tak postawione zagadnienie nie było dotychczas rozpatrywane. W niektórych badaniach np. [32,33] uzależniono jedynie naprężenia dopuszczalne od częstości rozruchów. W pracy [11] określono optymalne prędkości nagrzewania dla zadanej liczby uruchomień i odstawień turbiny.

- 5.10. Należy jeszcze podkreślić, że rezultaty uzyskane w ramach teorii małych odkształceń sprężysto-plastycznych zgadzają się z wartościami rzeczywistymi tym lepiej, im bardziej stan obciążenia zbliża się do tzw. "obciążenia prostego". W warunkach jednoznacznego działania obciążeń cieplnych i mechanicznych obciążenie proste ma miejsce wtedy, gdy temperatura na powierzchni ciała zmienia się w sposób wykładniczy a siły powierzchniowe narastają tak, jak intensywność naprężeń rośnie ze wzrostem intensywności odkształceń [7]. Warunki te mogą być dotrzymane z dobrym przybliżeniem w czasie rozruchu turbiny. W przypadku odstawiania turbiny wpływ zmiany w czasie temperatury i ciśnienia nie ma istotnego znaczenia, ponieważ proces przebiega termosprężyście i nie stawia się wtedy wymogów odnośnie obciążenia prostego.
- 5.11. Z przeprowadzonego przeglądu dostępnej literatury można wnioskować, że sformułowany w niniejszej pracy model obciążeń cieplnych z uwzględnieniem rzeczywistych kształtów badanych elementów nie był dotychczas stosowany w zagadnieniach syntezy turbin parowych. Model ten był natomiast szeroko wykorzystany w zagadnieniach analizy turbin prowadzonych w Zespole Ciepłych Maszyn Wirnikowych Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych. Wybrane rezultaty z tego zakresu przedstawiono w publikacjach [6,10,34,35].
- Obecnie prowadzone są prace w kierunku zastosowania uogólnionego modelu obciążeń cieplnych do zagadnień syntezy turbin parowych.

## LITERATURA

- [1] CHMIELNIAK T., KOSMAN G., BARYSZ M.: Wpływ zmiany parametrów i strumienia masy pary na powstanie odkształceń plastycznych w kadłubie turbiny 13K215. Praca naukowo-badawcza, Gliwice, 1975.
- [2] CHMIELNIAK T., KOSMAN G., PRYSOK E.: Katalog współczynników wnikania ciepła w elementach turbin parowych. Praca naukowo-badawcza, Gliwice 1974.
- [3] DERSKI W.: Zarys mechaniki ośrodków ciągłych. PWN, Warszawa, 1975.
- [4] MALININ N.N.: Procznost turbomaszin. Maszgiz, Moskwa, 1962.
- [5] BIRGER T.A.: Niekotoryje obszczije metody reszenija zadacz teorii płaściznosti. Prikładnaja matematika i mechanika, tom XV, wypusk 6, 1951.
- [6] KOSMAN G.: Numerical solution of a task of optimization of turbine starting depending on admissible stresses. Proceedings of Sixth Conference on Steam Turbines of Large Output, Plzen, 1975.
- [7] CHMIELNIAK T., WERBOWSKI T.: Metoda obliczania odkształceń plastycznych kadłubów turbin parowych. Praca naukowo-badawcza, Gliwice 1975.
- [8] SALM M., ENDRES W.: Anfahren und Laständerungen von Dampfturbinen. BBC - Mitteilungen nr 7/8, 1958.
- [9] DIETRICH J., KOCANDA S., KOREWA W.: Podstawy Konstrukcji Maszyn. Cz. I, wyd. 4, WNT, Warszawa, 1971.
- [10] KOSMAN G.: Stan naprężenia w kadłubach wysokoprężnych turbin cieplnych w zmiennych warunkach pracy. Praca doktorska, Gliwice, 1973.
- [11] KRAWET A.: Opracowanie praktycznych metod określenia stanu naprężeń w wytypowanych elementach bloku energetycznego - metody analityczne. Praca naukowo-badawcza ZPBE "Energopomiar", Gliwice, 1975.
- [12] EHRICH R.: Thermisch Instationäre Vorgänge beim Turbinenbetrieb. Teil I u. II, Wärme Band 74, H. 3 u. 4, 1968.
- [13] PAHL G., REITZE W., SALM M.: Überwachungseinrichtung für Zulässige Temperaturänderungen bei Dampfturbinen. Brown Boveri Mitteilungen, 51, nr 3, 1964.
- [14] PAWŁOWSKI G.I., AKMEN R.G.: Eksperimentalnoje issledowanie udlinienij modeli cilindra turbiny wysokiego dawlenija. Energeticzeskoje maszynostrojenie, wypusk 5, 1967.
- [15] BOGATYRENKO K.I., ILCZENKO O.T., PROKOFIEW W.E.: Opriedielenie na AMM udlinienij i wzaimnych pieriemieszczienij rotora i korpusa parowej turbiny Energeticzeskoje maszynostrojenie, wypusk 13, 1972.
- [16] KOSMAN G., CHMIELNIAK T.: Zastosowanie uogólnionego jednowymiarowego modelu nagrzewania turbin do wyboru optymalnych warunków rozruchu. Sympozjum PTMTS "Optymalizacja w mechanice" Gliwice-Wisła, 1974.
- [17] PŁOTKIN E.R., TRUBIŁOW A.A.: K woprosu o puskie parowych turbin parom nominalnych i skolzjaszczich parametrov. Tieploenergetika nr 9, 1963.
- [18] MARIK J.: Dampfturbinengehause und ihre Wärmespannungen. Skoda Revue nr 1, 1971.
- [19] GRZEGORZEWSKI W.: Metoda określenia naprężeń cieplnych i dopuszczalnych różnic temperatur w elementach turbin parowych. Praca ITC, Zeszyt 40, Łódź, 1970.
- [20] BESPAŁYJ I.T., CHACHIN W.I.: Kriteri optimalnogo režima puska parowej turbiny. Energomaszynostrojenie, Nr 8, 1966.
- [21] ENDRES W.: Wärmespannungen beim Aufheizen dickwandiger Hohlzylinder. Brown Boveri Mitteilungen, 45, nr 1, 1958.

- [22] PAWŁOWSKI G.J., SZEWIELEW A.A.: O rasczete režima nagrewanija korpusa parowej turbiny pri puskie. Energeticzeskoje maszynostrojenie. Wyp. 3, 1966.
- [23] GORELIK A.H., DUEL M.A.: Priblizennyje urawnienija progrewa turbostanowok. Tieploenergietyka nr 2, 1968.
- [24] CHMIELNIAK T., KOSMAN G.: Investigation of turbine heating from the viewpoint of automatic starting control. Prace Instytutu Maszyn Przepływowych PAN, z. 70-72, 1976.
- [25] LEJZEROWICZ A.Sz.: Uprawlenie puskiem turbiny tipa K-800-240 po termonaprjażennomu sestojaniju rotorow. Tieploenergietyka nr 8, 1975.
- [26] MARIK J., VANEK Z.: Temperature field of steam turbines under non-stationary temperature conditions and universal loading chart. Proceedings of Sixth Conference on Steam Turbines of Large Output, Pizeń, 1975.
- [27] CZECHOWICZ Z., ZYSIAK R., PIETRASZEK A.: Model turbozespołu TK 120 do opracowania koncepcji i sprawdzenia automatu rozruchowego. Energetyka nr 4, 1973.
- [28] PAHL H.: Zulässige Last und Temperaturänderungen bei Dampfturbinen. BWK, Bd 9, nr 11, 1957.
- [29] LEJZEROWICZ A.Sz.: Dopustimyje izmienenija režima progrewa stienki korpusa parowej turbiny. Tieploenergietyka nr 6, 1966.
- [30] LEJZEROWICZ A.Sz.: Postrojeenie algoritma nagrużenija turbiny K-200-130 c pomoczczju UWM. Tieploenergietyka.
- [31] FISCHER A., WERNER F.: Sollwertführungseinrichtungen für Blockleistung Dampferzeuger und Turbinenleistung in Dampfkraftwerken. Siemens - Zeitschrift 1968, 42, nr 9.
- [32] LISICKI A., ZALEWICZ J.: Automatyczne sterowanie obciążeniem turbozespołu. Prace Instytutu Techniki Ciepłej, z. 57, 1974.
- [33] PETER M.: Die Dampfturbineuregelung in der Kraftwerksautomatick, Teil II, Energie 1968, 20, nr 3.
- [34] KOSMAN G.: Analiza temperatur i naprężeń termicznych w grubościennych elementach turbin ciepłych. Archiwum Energetyki, nr 3, 1975.
- [35] CHMIELNIAK T., KOSMAN G.: The investigations of the heat transfer coefficient in turbine elements. Proceedings of Sixth Conference on Steam Turbines of Large Output, Pizeń, 1975.

#### МОДЕЛИ ТЕПЛОВЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ В ВОПРОСАХ СИНТЕЗА ПАРОВЫХ ТУРБИН

#### Р е з ю м е

При решении вопросов синтеза паровых турбин надо определить модели тепловых воздействий при переменных режимах работы. В работе дан обзор, анализ и сравнение применяемых в настоящее время моделей. Представлена концепция обобщенной модели тепловых воздействий.



HEAT LOADING MODELS FOR THE PROBLEMS OF SYNTHESIS OF THE STEAM TURBINES

S u m m a r y

The Solution of the problems of the steam turbines synthesis is based on the adequate heat loading models for variable work conditions. In this paper the review and estimate of now applied models have been carried out. The conception of generalizing heat loading model for the steam turbines has been presented.

*Streszczenie. W opracowaniu przedstawiono i omówiono sposoby podjęcia teoretycznych modeli obciążenia parowej turbiny parowej w warunkach niestacjonarnych z wykorzystaniem metody superpozycji przepływów. Na istniejących warunkach udzieleno schematy kilku podsumowanych modeli, oraz na podstawie wyników pomiarów i superpozycji w postaci modelu liniowego. Przedstawiono również krzywą oceny i-tych modeli w-tych warunkach oceny oraz oceny pomiarów.*

Legenda

- G - wydajność średnia,
- V - potencjał elektryczny,
- F - funkcja czasu,
- H - entalpia,
- Z - ciśnienie,
- r - promień,
- w - przekrój siłowni,
- w - przekrój umiarkowany,
- V - gęstość,
- w - przekrój kotła.

Indeks

- a - normalny,
- i - indywidualny,
- n - niestacjonarny,
- B - wypływy,
- Q - krzywa,
- F - cyrkulacyjny,
- wp - naturalny,
- wp - sztuczny,
- prof - na profilu.

1. Wstęp

Analizując możliwości przepływu pary w warunkach pracy silnikowej w-tych warunkach niestacjonarnych, w-tych warunkach niestacjonarnych, do wyznaczenia. W praktyce stosuje się kilka najprostszych sposobów modelowania.