

Maria BARYSZ

Instytut Maszyn
i Urządzeń Energetycznych

GRANICZNA LICZBA CYKLI NAGRZEWANIA WIRNIKÓW PEŁNOKUTYCH
W WARUNKACH NIEIZOTERMICZNYCH, CYKLICZNYCH OBCIĄŻEŃ

Streszczenie. W pracy przedstawiono kryteria oceny żywotności tarcz wirnikowych i wirników pełnokutych turbin ciepłych w warunkach zmęczenia małowyklicznego w oparciu o rozkład naprężeń i deformacji w tych elementach. Zamieszczono przykład obliczenia granicznej liczby cykli dla wirnika SP turbiny 200 MW.

1. Kryteria wypadnięcia z ruchu elementu

Złożony charakter pracy wirnika turbiny ciepłej, a przede wszystkim niska cykliczność obciążeń i duże wahania temperatury, jak również potrzeba dużej elastyczności zmuszają do określenia jego żywotności, czyli czasu pracy do chwili uszkodzenia.

Przez czas pracy elementu rozumie się czas do chwili, w której pojawią się deformacje sukcesywnie zmniejszające zdolność do wykonania pracy lub deformacje niszczące. Wartości krytyczne tych deformacji wyznacza się w oparciu o kryteria wytrzymałości zmęczeniowej, tzn. kryterium wypadnięcia z ruchu przy zmieniającej się deformacji lub kryterium wypadnięcia z ruchu przy peizaniu.

Pęknięcie może nastąpić w efekcie wysokich sprężystych i plastycznych, zmieniających się deformacji pochodzących od zmian temperatury i jej nierównomiernego rozkładu. Dla wyznaczenia liczby uruchomień do chwili pęknięcia należy w miejscu koncentracji naprężeń wyznaczyć naprężenie zastępcze (wg hipotezy największych naprężeń stycznych) a z tego amplitudę umownych (sprężystych) deformacji. Liczbę cykli można wyznaczyć ze wzoru Mansona Coffina [1]:

$$N = C \cdot \xi_p^{-m} \quad (1)$$

wyrażającego zależność między trwałością zmęczeniową (liczba cykli N) a odkształceniem plastycznym ξ_p na cykl lub z wykresu zmęczenia małowyklicznego z pominięciem wytrzymaania.

Gdy na element działa jednocześnie zmęczenie małowykliczne, pełzanie i relaksacja, to wypadnięcie z ruchu nastąpi tutaj po osiągnięciu deformacji niszczącej, a liczba cykli zależna jest od czasu wytrzymania cyklu przy maksymalnych deformacjach. Zależność czasu pracy w warunkach pełzania do chwili, w której nastąpi uszkodzenie, wyraża wzór [2]:

$$\dot{\epsilon}^n \cdot t_z = e f' \quad (2)$$

gdzie:

n, f' - funkcje temperatury

$$f' = \ln 10^5 (0,8 R_z / 10^5)^n$$

$$n = \frac{1}{\ln \frac{R_z / 10^4}{R_z / 10^5}}$$

R_z - minimalna wytrzymałość długotrwała,

e - stała materiałowa.

Przy nierównomiernym obciążeniu, w oparciu o rozkład naprężeń przy pełzaniu, czas do uszkodzenia oblicza się ze wzoru:

$$t_z = \frac{1}{nk \dot{\epsilon}^n} \left[1 - \left(\frac{\dot{\epsilon}}{\dot{\epsilon}_z} \right)^n \right] \quad (3)$$

gdzie:

$k \dot{\epsilon}^n$ - szybkość pełzania,

$\dot{\epsilon}$ - naprężenie trwałe,

k, n - stałe materiałowe,

$\dot{\epsilon}_z$ - granica wytrzymałości zmęczeniowej.

Oba te kryteria pozwalają wyznaczyć czas do chwili uszkodzenia w oparciu o znany stan naprężeń i deformacji, jak również w oparciu o badania zmęczenia małowyklicznego.

2. Naprężenia i deformacje w wirnikach turbin ciepłych.

Graniczna liczba cykli

Stan naprężeń i deformacji w tarczy wirnikowej bez rowków ciepłych można wyznaczyć metodą zmiennych parametrów sprężystości [3, 4]. Tego typu

obliczenia przeprowadza się etapami, na które rozbija się każdy cykl pracy tarczy. Dla tych etapów ustala się parametry takie jak: prędkość obrotową, temperaturę tarczy na powierzchni zewnętrznej i wewnętrznej, pole temperatur $T(r)$, siły rozciągające na zewnętrznym i wewnętrznym konturze, cechy geometryczne i materiałowe.

Układ równań określających płaski, osiowo-symetryczny stan naprężeń dla każdego z tych etapów przy obciążeniu małowyklicznym ma postać [2]:

$$\frac{d}{dr} \left\{ r \left[\frac{1}{A_{\theta}} (\Delta N_{\theta} - \Delta N_r \varepsilon_r) + \Delta \varepsilon_{\theta}^0 \right] \right\} = \frac{1}{A_r} (\Delta N_r - \varepsilon_{\theta} \Delta N_{\theta}) + \Delta \varepsilon_r^0 \quad (4)$$

$$\frac{d}{dr} (\Delta N_r) - \frac{1}{r} (\Delta N_{\theta} - \Delta N_r) + \Delta q_r = 0 \quad (5)$$

gdzie:

- $\Delta N_r, \Delta N_{\theta}$ - naciski działające na tarczę,
- Δq_r - przyrost wewnętrznych sił rozciągających,
- $\Delta \varepsilon_r^0, \Delta \varepsilon_{\theta}^0$ - deformacje dopełniające,
- $A_r, A_{\theta}, \varepsilon_r, \varepsilon_{\theta}$ - funkcje położenia.

Całkując równanie równowagi względem promienia tarczy i podstawiając do niego przekształcone równanie (5), otrzymuje się uproszczone równanie rozciągające tarczy:

$$\Delta N_r(r) = \Delta N_r(r) + \Delta N_{\theta a} F_1(r) + \Delta N_{ra} F_2(r) + F_q(r) + F^0(r) \quad (6)$$

$$\Delta N_{\theta}(r) = \varepsilon_r \Delta N_r + m r \int_a^r \frac{1 - \varepsilon_r \varepsilon_{\theta}}{A_r} \lambda \Delta N_r dr + \psi^0 + \frac{r a m}{A_{\theta a}} (\Delta N_{\theta a} - \varepsilon_{ra} \Delta N_{ra})$$

gdzie:

$\Delta N_r(r)$ - operator całkowy po ΔN_r

$$m(r) = \frac{A_{\theta}}{r^2 \lambda}, \quad \lambda = \exp \int_a^r \frac{\varepsilon_{\theta} A_{\theta}}{r A_r} dr;$$

$$F_1(r) = \frac{a}{A_{\theta a}} \int_a^r m dr; \quad F_2 = 1 - F_1(r) \lambda_a \varepsilon_{ra}; \quad (7)$$

$$F_q(r) = - \int_a^r \Delta q_r dr; \quad F^0(r) = \int_a^r \frac{1}{r} \Psi^0 dr;$$

$$\Psi^0 = m, r \left[\int_a^r (\Delta \varepsilon_r^0 + \frac{\varepsilon_\theta^0 A_\theta}{A_r} \Delta \varepsilon_\theta^0) \chi dr - (r \Delta \varepsilon_\theta^0 \chi - a \Delta \varepsilon_\theta^0) \right]$$

a - promień wewnętrzny wirnika.

Równanie (6) rozwiązuje się metodą kolejnych przybliżeń. Wyznaczone naciśki pozwalają obliczyć przyrosty naprężeń i deformacji plastycznych na każdym etapie:

$$\Delta \sigma_r = \frac{\Delta N_r(r)}{h(r)}; \quad \Delta \sigma_\theta = \frac{\Delta N_\theta(r)}{h(r)} \quad (8)$$

$$\Delta \varepsilon_{1x} = \sqrt{\frac{2}{3}} \sqrt{(\Delta \varepsilon_r - \Delta \varepsilon_\theta)^2 + (\Delta \varepsilon_\theta - \Delta \varepsilon_z)^2 + (\Delta \varepsilon_z - \Delta \varepsilon_r)^2} \quad (9)$$

a następnie na końcu n -tego etapu

$$\sigma(n) = \Delta \sigma(n) + \sigma_{(n-1)}; \quad \varepsilon_{(n-1)} + \Delta \varepsilon(n) = \varepsilon(n) \quad (10)$$

Metoda ta pozwala określić ogólną podatność na zniszczenie P po k -cyklach pracy. Wykorzystując hipotezę liniowego sumowania podatności otrzymuje się:

$$P = \sum_k \frac{\Delta t(k)}{t_p} + \sum_j \frac{k_j}{N_{pj}} \leq 1 \quad (11)$$

gdzie:

$t_p(\sigma_z, T)$ - czas do chwili zniszczenia znaleziony z krzywej długoterwałej wytrzymałości materiału,

N_{pj} - liczba cykli do chwili zniszczenia.

Numeryczną realizację przedstawionego modelu zjawiska podano w [4]. Przeprowadzone obliczenia potwierdzają w zasadzie słuszność modelu choć wydaje się, że otrzymana liczba cykli $N_p = 2800$ jest za duża.

W wirnikach pełnokutych, w obszarach rowków ciepłych powstają cykliczne, plastyczne deformacje, powodujące powstawanie tam uszkodzeń od zapełnienia cieplnego. Liczbę cykli pracy takiego wirnika określa się w oparciu o stan naprężeń i odkształceń w sferze tych rowków przy pomocy kryterium intensywności przyrostów deformacji plastycznych [5]. Zależność tę ujmuje wzór Coffina

$$N = C \Delta \varepsilon_1^{-k} \quad (12)$$

gdzie:

Δe_i - intensywność przyrostów deformacji na cykli:

$$\Delta e_i = \frac{2}{\sqrt{3}} \sqrt{(\Delta e_z^2 + \Delta e_\theta \Delta e_z + \Delta e_\theta^2)} \quad (13)$$

Stan naprężeń u podstawy rowka można wyznaczyć z równania:

$$(\sigma_i' - \sigma_i')(\epsilon_i - \epsilon_i') = (k_i \epsilon_i - k_i' \epsilon_i') (k_i \sigma_{in}' - k_i' \sigma_{in}') \quad (14)$$

gdzie:

σ_i, ϵ_i - intensywność naprężeń i deformacji (indeks - dotyczy wielkości nominalnych, σ_i' - zmiany kierunku obciążenia).

Naprężenie na powierzchni rowka $\sigma_{in} = \sigma_{en}$, stąd

$$\epsilon_{in} = 2\epsilon_{\theta n} = 2\epsilon_{zn} = 2\beta_T (\bar{T} - t_1) \quad (15)$$

gdzie:

\bar{T}, t_1 - średnia temperatura i temperatura u podstawy rowka,

β_T - współczynnik rozszerzalności cieplnej.

Dla przybliżonego określenia naprężeń i deformacji przyjmuje się słuszność reguły Neubera rozszerzonej na przypadek złożonego stanu naprężeń:

$$\sigma_i \epsilon_i = k_i^2 \sigma_{in}' \epsilon_{in} \quad (16)$$

gdzie:

$$k_i^2 = k_z^2 - k_z k_\theta + k_\theta^2 \quad (17)$$

a

$$k_i = \frac{\sigma_i^u}{\sigma_{in}^u}$$

k_i - teoretyczny współczynnik koncentracji intensywności umownych naprężeń termicznych.

Przy założeniu (15) z wyrażenia (17) wynika, że

$$k_i^2 = k_z^2 - k_z k_\theta + k_\theta^2 \quad (18)$$

gdzie:

$$k_z = \frac{\sigma_z^{II}}{\sigma_{zn}^{II}}; \quad k_\theta = \frac{\sigma_\theta^{II}}{\sigma_{\theta n}^{II}}$$

Przy założeniu natomiast płaskiego stanu naprężeń w strefie koncentracji, naprężenia:

$$\sigma_{\theta} = \sigma_{\theta n} + \mu(\sigma_z - \sigma_{zn})$$

i analogicznie:

$$k_{\theta} = 1 + \mu(k_z - 1)$$

Teoretyczny współczynnik koncentracji:

$$k_z = 1 + (k_p - 1) \frac{\bar{t} - \bar{t}_1}{\bar{t} - t_1}$$

gdzie:

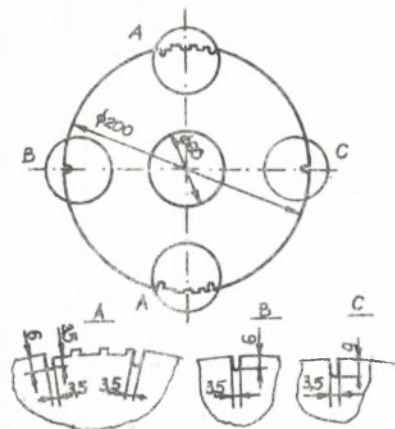
k_p - współczynnik koncentracji przy rozciąganiu

$$k_p = 1 + 2\sqrt{\frac{\sigma}{\sigma_0}}$$

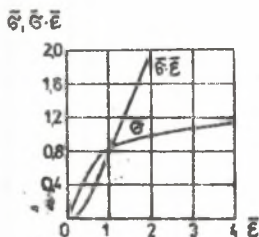
\bar{t}_1 - średnia temperatura u podstawy rowka.

Dla sprawdzenia dokładności tej metody przeprowadzono badania dla

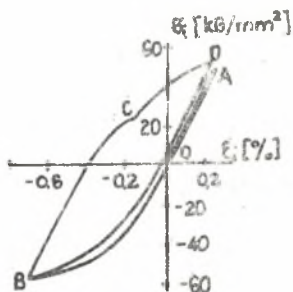
taroz jak na rys. 1 wykonanych ze stali 3U415 pracujących wg grafiku uruchomień jak dla turbin K-200-130. Z taroz tych wycięto próbki, które pod-



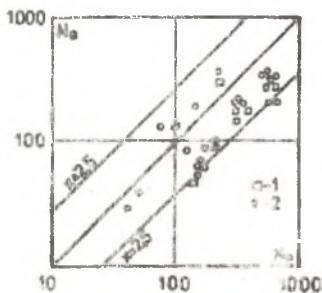
Rys. 1. Taroz do badania naprężeń zmęczeniowych przy obciążeniach małowyczkowych



Rys. 2. Wykres deformowania dla stali



Rys. 3. Wykres cyklicznego deformowania u podstawy rowka ciepłego

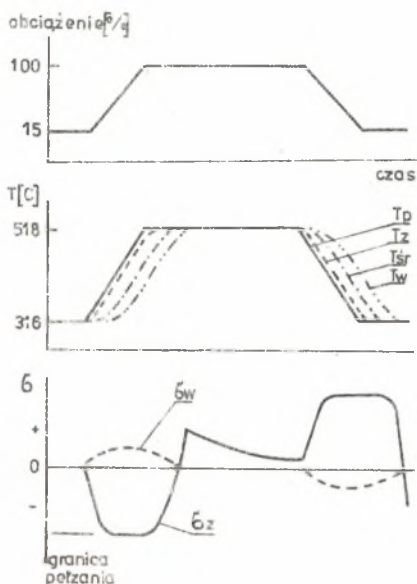


Rys. 4. Porównania wyników obliczeń z wynikami badań

- 1 - pojawianie się pęknięć
- 2 - rozprzestrzenianie się pęknięć

dano badaniom zmęczeniowym małowyklicznym, w wyniku czego otrzymano: stałe C i k do równania trwałości (12) oraz m, $\bar{\sigma}_k$, $E/\bar{\sigma}_k$ do równania krzywej deformowania (22):

$$\bar{\epsilon} = \bar{\sigma} + \bar{\sigma}^m \quad (22)$$



gdzie:

$$\bar{\epsilon} = \frac{\epsilon E}{\bar{\sigma}_k}, \quad \bar{\sigma} = \frac{\sigma}{\bar{\sigma}_k}$$

$\bar{\sigma}_k$ - napężenie, odpowiadające równości, sprężystości i plastycznej składowej całkowitej deformacji

jak również:

B, b, $\bar{\sigma}_0$ do równania długotrwałej wytrzymałości (23)

$$t_p = B \left(\frac{\sigma}{\bar{\sigma}_0} \right)^{-b} \quad (23)$$

W oparciu o wzory i wyniki obliczeń sporządzono wykresy deformowania (rys. 2) i cyklicznego deformowania u podstawy rowka ciepłego

Rys. 5. Zastępczy cykl obciążenia

(rys. 3) dla wirnika WP turbiny K-200-130 [5].

Z rys. 3 odczytano $\Delta \epsilon_e$, a stąd wyznaczono wg równania (12) liczbę cykli do chwili pojawienia się pęknięcia, $N_p = 1820$ cykli.

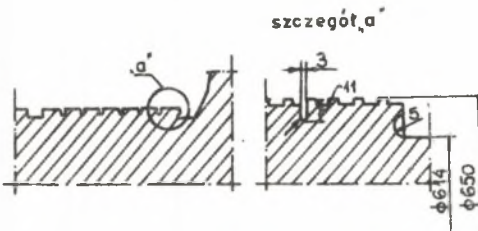
Wyniki eksperymentu porównano z wynikami obliczeń, a efekt tych porównań ujęto w formie wykresu (rys. 4).

Inną metodą obliczania żywotności wirników kutych w całości jest metoda, w której rzeczywisty cykl obciążenia wirnika aproksymuje się zastępczym (rys. 5) i określa granicę nominalnych deformacji w miejscu koncentracji. Liczbę cykli do chwili pojawienia się pęknięcia, czyli graniczną liczbę cykli odczytuje się z wykresu zmęczenia małowyklicznego.

3. Przykład obliczenia żywotności wirnika SP turbiny o mocy 200 MW

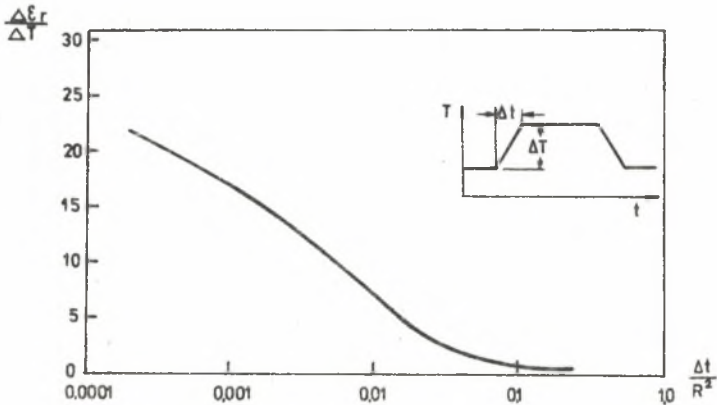
Wykorzystując wykresy sporządzone przez General Electric przeprowadzono obliczenia trwałości wirnika SP turbiny o mocy 200 MW ze stali chromolibdenowej (rys. 6) o średnicy $D = 650$ mm. Temperatura powierzchni zmienia się w granicach $\Delta T = 156$ deg w przeciągu 1/2 godziny; średnica we-

wewnętrzna wirnika $d_e = 100$ mm a promień zaokrąglenia rowka $\delta = 1,5$ mm. Pozostałe wymiary jak na rysunku.



Rys. 6. Obszar uszczelnień części wirnika turbiny 200 MW

Z wykresów teoretycznych współczynników kształtu [8] dla powierzchni cylindrycznej, dla $\delta/d = 0,002398$, $\delta/(D-d) = 0,0681$, $\delta/(d-d_0) = 0,00284$, znajduje się $K_T = 3,5$. Dla $\Delta t/R^2 = 0,00295$, z rys. 7: $\Delta \epsilon_T / \Delta T = 1,4 \cdot 10^{-5}$, gdzie: $\Delta \epsilon_T$ - przyrost nominalnych deformacji w zależności od geometrii elementu, ΔT - zmiana temperatury powierzchni wirnika.



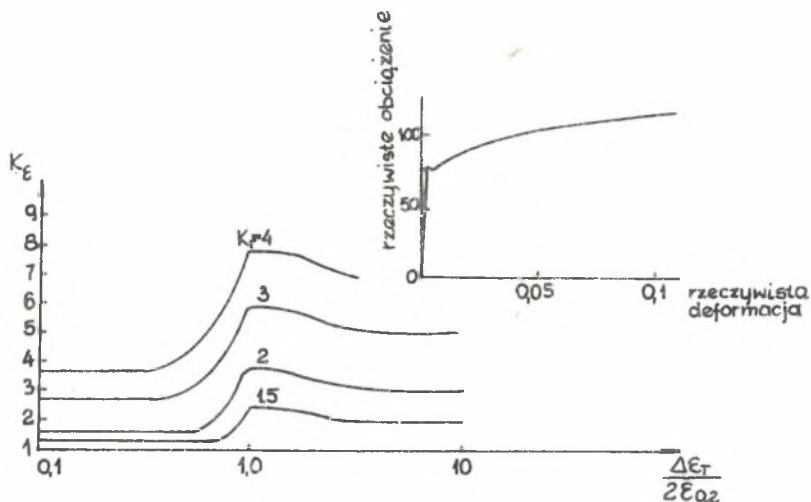
Rys. 7. Zależność $\Delta \epsilon_T / \Delta T = f(\Delta t / R^2)$

Przy $\Delta T = 156^\circ$ i $\Delta \epsilon_T / \Delta T = 1,4 \cdot 10^{-5}$, minimalne deformacje wzrosną o $\Delta \epsilon_T = 0,002324$. Ponieważ dla stali chromolibdenowej deformacja odpowiadająca granicy pełzania $\epsilon_{0,2} = 0,00238$, to $\Delta \epsilon_T / 2\epsilon_{0,2} = 0,416$.

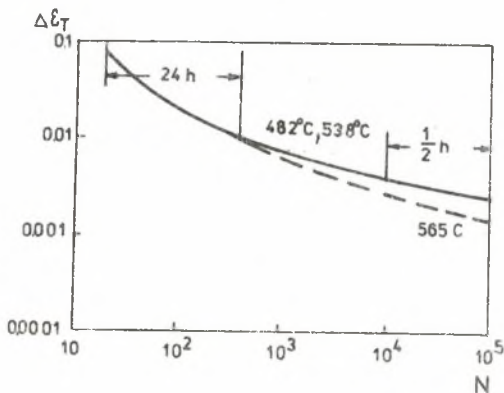
Z rys. 8 dla $K_T = 3,5$ i $\Delta \epsilon_T / 2\epsilon_{0,2} = 0,416$, wyznaczono współczynnik koncentracji deformacji plastycznych $K_\epsilon = 3,75$.

Odkształcenie plastyczne w obszarze koncentracji wynosi: $K_\epsilon \cdot \Delta \epsilon_T = 0,08715$ a stąd liczba cykli do uszkodzenia z wykresu 9 dla nagrzewania ze stanu gorącego wynosi $N_p = 630$ cykli.

W ten sam sposób oblicza się ilość uruchomień z pozostałych stanów cieplnych. Otrzymana wartość jest zbliżona do wartości wynikającej z przeliczeń przeprowadzonych dla tej samej turbiny w ZEOPD a zamieszczonych w pracy [9].



Rys. 8. Zależność $K_{\epsilon} = \left(K_T \frac{\Delta \epsilon_T}{2 E \sigma_{0,2}} \right)$ dla stali chromomolibdenowej



Rys. 9. Zależność $N = f(\Delta \epsilon_T)$

LITERATURA

- [1] Manson S.S.: Temperaturne naprężenia i małowykłowa ustalość. Tłum. z angielskiego. Maszynostrojnie, Moskwa 1974.
- [2] Dobosiewicz J.: Warunki pracy stali w niektórych urządzeniach energetycznych. Energetyka nr 7/8 1975.
- [3] Birger J.A.: Termoprocność detalej maszin. Maszynostrojnie, Moskwa 1975.
- [4] Birger J.A.: Dolgowieczność tiepionaprażniennych eliementow maszin. Problemy procznosti, nr 12, 1975.

- [5] Kostniuk A.G.: O proczności cieplnokoowanych rotorów pri niestacjonarnych reżimach ciepłowych. *Tiepłoeniergietyka* nr 8, 1974.
- [6] Berry B., Jonson U.: Priedotwraszczenie rastreskiwania rotorów parowych turbin, wyzywajemowo cykliczieskimi, tiempieraturnymi napriazheniami. *Energeticzieskiye ustanowki*, nr 3, 1964.
- [7] Timo D.P.: Desinging turbine components for lowcycle fatigue, *Thermal Strees and thermal fatigue*, Londyn, 1971.
- [8] Nemeč J.: Wytrzymałość i sztywność części stalowych. *WNT*, nr 3, 1964.
- [9] Dobosiewicz J.: Zmęczenie cieplne wirników turbin parowych o mocy 200 MW. *Energetyka*, nr 3, 1977.

ПРЕДЕЛЬНОЕ ЧИСЛО ЦИКЛОВ НАГРЕВА ЦЕЛЬНОКОВАННЫХ ДИСКОВ
В СЛУЧАЕ НЕИЗОТЕРМИЧЕСКОГО ЦИКЛИЧЕСКОГО НАГРУЖЕНИЯ

Р е з ю м е

В работе представлены критерии для оценки долговечности роторных дисков и цельнокованных роторов паровых турбин в случае малоциклового усталости в соответствии с распределением напряжений и деформаций в этих элементах. Проведён расчёт предельного числа циклов для диска СД турбины 200 МВ.

LIMIT NUMBER FOR HEATING CYCLES OF FULL-FORGED ROTORS
IN NON- ISOTHERMAL CYCLIC LOAD CONDITIONS

S u m m a r y

The paper deals with criteria to estimate the life of a rotor disc and full-forged rotors of thermal turbines. The criteria discussed concern conditions of low-cycle fatigue and have been determined on the basis of stress and strain distribution in the elements. An example of calculations has been shown for a cycle limit number of a 200 MW turbine SP rotor.