

Gerard KOSMAN

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
Politechnika Śląska

TRWAŁOŚĆ I EFEKTYWNOŚĆ PRACY URZĄDZEŃ CIEPLNYCH SIŁOWNI PO OBNIŻENIU POCZĄTKOWYCH PARAMETRÓW PARY

Streszczenie. W pracy rozpatrzono wybrane zagadnienia związane z trwałością i efektywnością pracy bloków energetycznych. Określono przedłużenie czasu pracy głównych elementów turbiny po obniżeniu początkowej temperatury pary. Analizowano sprawność obiegu dla różnych parametrów pary. Powodem obniżenia temperatury był stan techniczny turbiny (pęknięcia wirnika).

1. WSTĘP

Przy temperaturze pary na wlocie do turbiny rzędu 500-535°C zawory regulacyjne, rurociągi parowe, część wlotowa kadłuba wysokoprężnego, stopień regulacyjny i dławnica przednia pracują w obszarze pełzania materiałów, które przejawia się systematycznym wzrostem okształceń trwałych, a tym samym skracaniem trwałości elementów. Czas pracy określony na podstawie danych pełzaniowych ulega skróceniu przez dodatkowe nie ustalone obciążenia cieplne występujące w czasie rozruchu, zatrzymania maszyny i zmianach mocy. Z doświadczeń eksploatacyjnych i badań teoretycznych wynika, że cykliczność ruchu, która przejawia się w formie zmęczenia nisko- i wysokocyklicznego, ma istotny wpływ na zużycie eksploatacyjne elementów maszyn i urządzeń. Należy również uwzględnić nadzwyczajne stany robocze (np. szybkie zmiany parametrów udar temperaturowy, plucie kotła, uderzenia wodne, niewłaściwa praca odwodnień), które mogą w znacznym stopniu wpłynąć na zużycie eksploatacyjne elementów maszyn i urządzeń.

Wymienione zjawiska ograniczają trwałość urządzeń ciepłych siłowni. I tak np. ważne elementy turbozespołu parowego jeszcze niedawno obliczano przy założeniu, że powinny one niezawodnie przepracować co najmniej 100 000 h. Jest to prawie 17 lat eksploatacji, ponieważ w ciągu roku turbozespół pracuje średnio 6000 h. Z długotrwałych obserwacji różnych turbozespołów wynika, że rzeczywisty czas niezawodnej pracy wielu elementów tych maszyn jest znacznie dłuższy niż 100 000 h. Doświadczenia takie spowodowały, że w świecie pojawiła się tendencja do przedłużania trwałości elementów turbo-

zespołów parowych do 200 000 h. Dzięki temu można w elektrowniach uzyskać duże oszczędności inwestycyjne.

Przyjęcie w czasie projektowania turbiny trwałości obliczeniowej 200 000 h, nie oznacza wcale, że po przekroczeniu tego terminu należy automatycznie wycofać maszynę z eksploatacji. Należy jedynie zwiększyć zakres i częstotliwość badań kontrolnych. Można też zmienić warunki eksploatacji, a jednocześnie odpowiednio planować przeprowadzenie remontów.

Przedłużenie czasu pracy turbin parowych poza obliczeniowy okres eksploatacji wymaga:

- a) zwiększenia częstotliwości i zakresu badań stanu technicznego elementów,
- b) opracowania technologii napraw kadłubów i wirników,
- c) zmiany warunków eksploatacji.

Naprawa uszkodzonych elementów stanowi istotny zabieg przedłużania trwałości maszyn. W procesie tym usuwa się trwałe deformacje i pęknięcia materiału poprzez legalizację wymiarów (na drodze spawania i obróbki mechanicznej) i wytoczenie lub wyszlifowanie pęknięć, a następnie w miarę potrzeby zaspawanie wyciętych miejsc.

Do tej grupy zabiegów przedłużających trwałość elementów zaliczyć trzeba również drobne (a istotne w efekcie działania) zmiany konstrukcyjne, jak np. zmiana kształtu rowków cieplnych, likwidacja karbów, rekonstrukcja uszczelnień.

Zmianę warunków eksploatacji w aspekcie zwiększenia trwałości można osiągnąć poprzez:

- zmianę (obniżenie) parametrów pary przed turbiną,
- zmianę kryteriów rozruchowych (zmniejszenie prędkości nagrzewania elementów grubościennych).

W pierwszym przypadku zmniejszamy zużycie wywołane peizaniem materiału, a w drugim - zmęczeniem cieplnym.

W niniejszej pracy analizowano szerzej pierwszy sposób przedłużenia czasu pracy. Zwiększenie trwałości uzyskuje się kosztem obniżenia efektywności pracy bloku energetycznego. W związku z tym określono skutki obniżenia temperatury pary, zwracając uwagę na wzrost trwałości urządzeń, obniżenie sprawności obiegu i zwiększenie jednostkowego zużycia ciepła.

2. ZAŁOŻENIA

1. Obniżamy początkową temperaturę pary z T_0 do T'_0 . Określamy wpływ temperatury T'_0 na pracę obiegu cieplnego turbiny oraz trwałość (czas pracy) elementów turbiny i rurociągów pary świeżej.

2. Nie zmieniamy początkowego ciśnienia pary p_0 . Jeżeli w wyniku obniżenia temperatury T_0 stopień suchości pary na wylocie z turbiny będzie mniejszy od wartości minimalnej

$$x_{\min} = 0,88,$$

to obniżamy również ciśnienie p_o .

3. Nie zmieniamy sposobu nagrzewania i uruchomienia turbiny, tzn. pozostawiamy dotychczasowe charakterystyki rozruchowe i kryteria temperaturowe (dopuszczalne prędkości nagrzewania, różnica temperatury góra - dół kadłuba itd.).

4. Rozważania szczegółowe prowadzono dla turbiny dużej mocy. Turbina ma 8 nie regulowanych upustów pary, zasilających wymienniki układu regeneracji, zapewniającego podgrzanie wody zasilającej do temperatury 220°C. Parametry pary przed turbiną: $T_o = 535^\circ\text{C}$, $p_o = 8,8 \text{ MPa}$.

5. Powodem obniżenia temperatury pary z $T_o = 535^\circ\text{C}$ do $T_o' = 510^\circ\text{C}$ lub 500°C jest stan techniczny turbiny. Turbiny te pracują od 1963 r. Po około 10 latach eksploatacji (ok. 70 000 godzin pracy i ok. 400 rozruchów) stwierdzono pęknięcia wirników w okolicy dławnicy przedniej (rys. 1). Pęknięcia zlokalizowane były w wytoczeniach międzysegmentowych dławnicy wysokoprężnej, a także u nasady koła regulacyjnego. Zaznaczyć należy, że pęknięcia nie występują tylko w końcowej części dławnicy, zasilanej parą uszczelniającą. Pęknięcia w obszarze dławnicy miały charakter pęknięć pełnoobwodowych; przed i za kołem regulacyjnym wystąpiły zarówno na pełnym, jak i w części obwodu. Głębokość pęknięć malała w miarę wzrostu odległości przekroju od koła regulacyjnego; pęknięcia za kołem były wyraźnie płytsze niż przed kołem i odpowiadały pęknięciom strefy środkowej dławnicy. Największa zmierzona głębokość zalegania pęknięć wynosiła 5 mm. Aktualnie wirniki pracują ze zmodernizowaną dławnicą przednią. Modernizacja polegała na stoczeniu uszczelnienia i nasadzeniu tulei z rowkami labiryntowymi (rys. 2).

3. WPŁYW OBNIŻENIA POCZĄTKOWEJ TEMPERATURY PARY NA TRWAŁOŚĆ ELEMENTÓW TURBINY I RUROCIĄGÓW

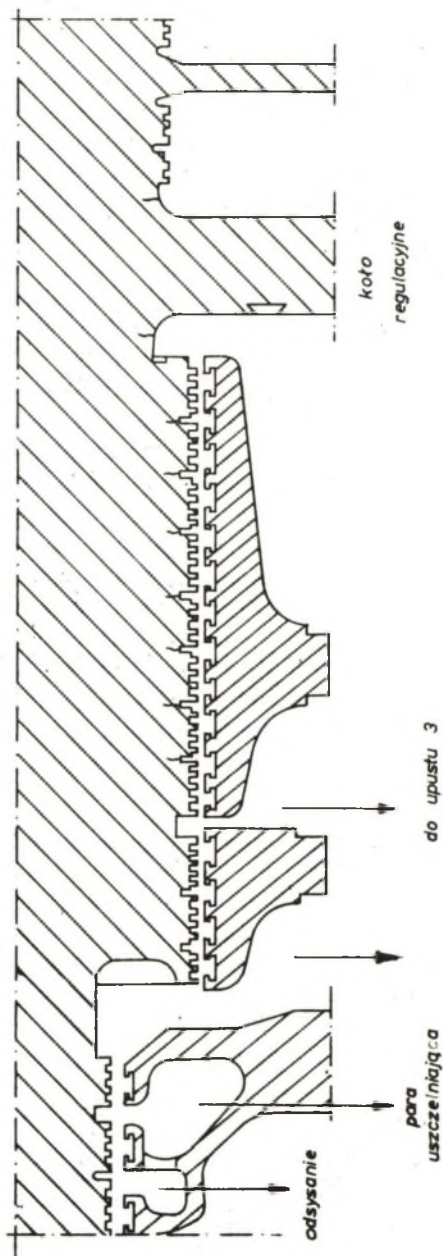
3.1. Zależności ogólne

Wpływ początkowych parametrów pary na wytrzymałość i trwałość elementów turbiny należy rozpatrywać w wielu aspektach. Najważniejsze podano symbolicznie w tabelicy 3.1.

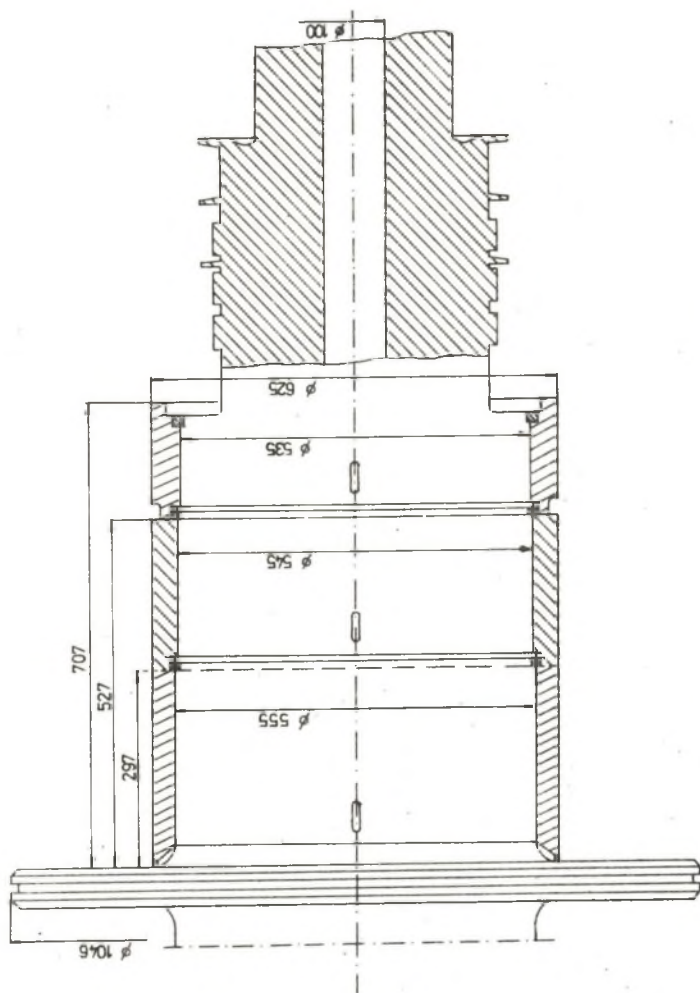
Tabela 3.1

Wpływ początkowych parametrów pary na wytrzymałość i trwałość elementów turbiny

I	p_o	Obciążenie powierzchniowe	$\sigma = \sigma(p_o)$
II	T_o	Obciążenie cieplne	$\sigma = \sigma(T_o)$
III		$E = E(T)$, $\nu = \nu(T)$, $\beta = \beta(T)$	$\sigma_{\text{dop}} = f(T_o)$ $t = t(T_o)$
IV		$R_e = R_e(T)$, $R_z = R_z(T)$	



Rys. 1. Rozmieszczenie pęknięć w warknie turbinie
Fig. 1. Fracture placement in turbine rotor



Rys. 2. Przednia część wirnika z nasadzonymi tulejami

Fig. 2. Rotor front with sleeves

Ad I. Ciśnienie pary omywającej dany element stanowi obciążenia powierzchniowe i wpływa bezpośrednio na wartość naprężeń. Na przykład składowe stanu naprężenia wywołanego ciśnieniem pary w rurociągu grubościennym o promieniu wewnętrznym r_w i zewnętrznym r_z są równe

$$\sigma_r = \frac{r^2 - r_z^2}{r_z^2 - r_w^2} \left(\frac{r_w}{r} \right)^2 p$$

$$\sigma_t = \frac{r^2 + r_z^2}{r_z^2 - r_w^2} \left(\frac{r_w}{r} \right)^2 p \quad (1)$$

Ad II i III. Temperatura pary omywającej dany element na skutek nierównomiernego i niustalowanego nagrzewania elementu powoduje powstanie obciążeń cieplnych, a dalej naprężeń cieplnych. Temperatura wpływa również pośrednio na naprężenia poprzez zależności

$$E = E(T), \quad \nu = \nu(T) \quad \text{i} \quad \beta = \beta(T),$$

gdzie:

- E - moduł Younga,
- ν - współczynnik Poissona,
- β - współczynnik rozszerzalności cieplnej.

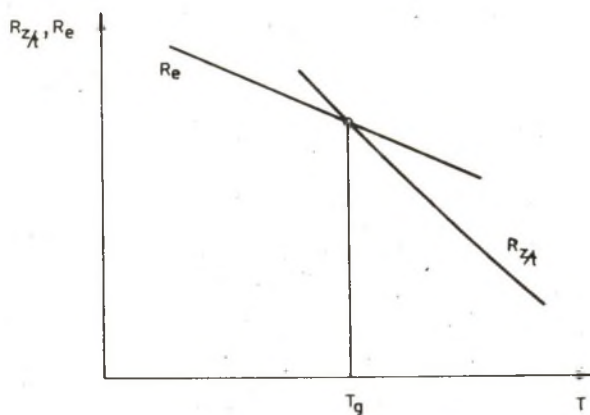
Ad IV. W dowolnych warunkach pracy turbiny naprężenia zredukowane nie mogą przekraczać wartości dopuszczalnych we wszystkich elementach

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{dop} \quad (2)$$

Dopuszczalne naprężenie zależy od rodzaju materiału i temperatury elementu. Jeżeli naprężenie to określa się na podstawie granicy plastyczności R_e lub wytrzymałości na pełzanie R_z , (dla określonego czasu pracy t), to σ_{dop} maleje wraz z temperaturą odpowiednio do zmian R_e i R_z (rys. 3).

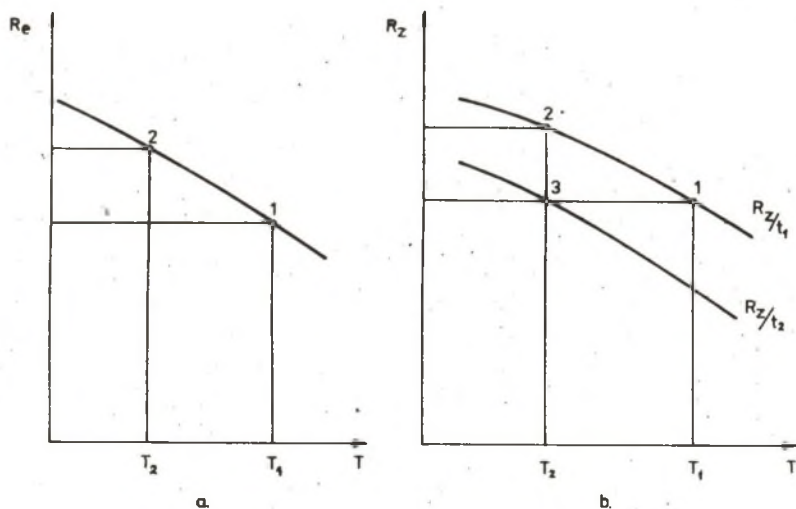
W pierwszym przypadku (gdy σ_{dop} określa się na podstawie R_e) po obniżeniu temperatury z T_1 na T_2 naprężenie dopuszczalne wzrasta (rys. 4a) i na podstawie (1) i (2) można zwiększyć ciśnienie pary z p_1 na p_2 (rys. 5). Jeżeli nie zwiększy się ciśnienia, to wobec $\sigma = \text{const}$ i wzrostu σ_{dop} wzrasta współczynnik bezpieczeństwa elementów.

W drugim przypadku (gdy σ_{dop} określa się na podstawie granicy wytrzymałości na pełzanie $R_z(t)_T$) przy obniżeniu temperatury z T_1 na T_2 możliwe są dwa warianty pracy elementu:



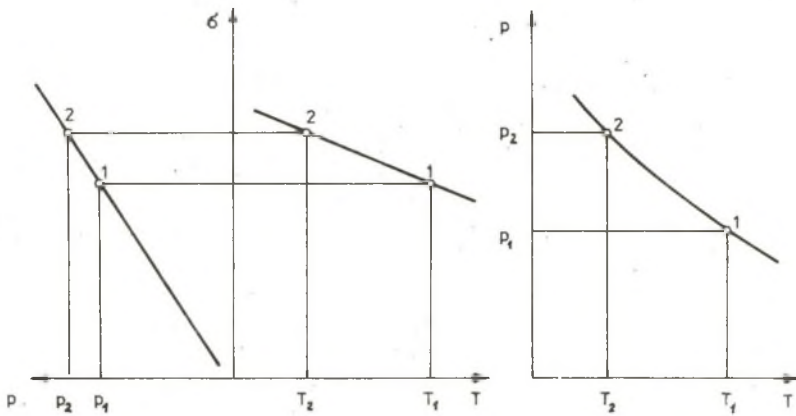
Rys. 3. Zależność granicy plastyczności i wytrzymałości na pełżanie od temperatury

Fig. 3. Dependence of yield point and creep strength on temperature



Rys. 4. Wpływ obniżenia temperatury pary na granice plastyczności i wytrzymałości na pełżanie

Fig. 4. Influence of steam temperature reduction on yield point and creep strength



Rys. 5. Zmiana naprężeń dopuszczalnych i maksymalnego ciśnienia pary w zależności od temperatury pary

Fig. 5. Change of allowable stresses and maximum steam pressure depending on steam temperature

- przechodzimy od punktu 1 do 2 (rys. 4b), tzn. nie zmieniamy czasu pracy elementu (trwałości), wzrasta naprężenie dopuszczalne σ_{dop} i można zwiększyć naprężenia występujące w elemencie poprzez zwiększenie obciążenia, np. ciśnienia pary,
- przechodzimy od punktu 1 do 3 (rys. 4b), tzn. nie zmieniamy obciążenia elementu, a więc również naprężeń całkowitych ($\sigma = \text{const}$). Wzrasta wtedy czas pracy elementu z t_1 do t_2 :

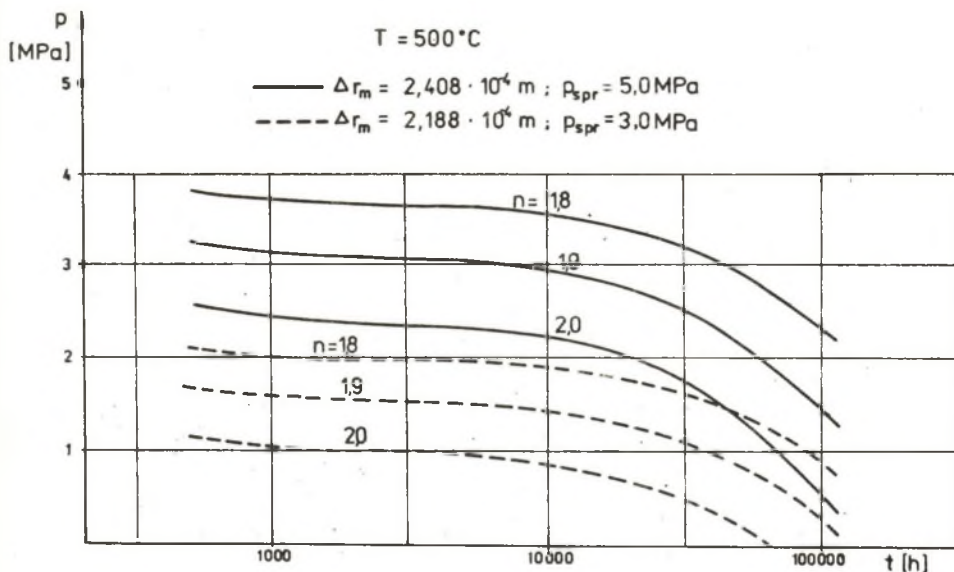
Do ilościowej oceny wzrostu trwałości konieczna jest znajomość naprężeń w rozpatrywanych elementach. Przeanalizujemy trzy przykłady. Pierwszy dotyczy wirnika turbiny ze zmodernizowaną ławnicą przednią, drugi rurociągów pary świeżej, a trzeci - kadłubów.

3.2. Naprężenia w wirniku i tulei osadzonej skurczowo na wale w czasie długotrwałej pracy z uwzględnieniem pełzania materiału

Przykład ten dotyczy wirnika pokazanego na rys. 2. W obrębie ławnicy przedniej stoczono częściowo wał i założono trzy tuleje o średnicy zewnętrznej 625 mm i zmniejszających się średnicach wewnętrznych 55, 545 i 535 mm.

Stan wytrzymałościowy wału i tulei analizowano w pracy [1]. Przykładowe wyniki obliczeń przedstawiono na rys. 6. Naprężenia w wale i tulei zależą od wciśku p pomiędzy wałem i tuleją. Np. dla tulei o promieniach r_1 i r_2 , wirującej z prędkością kątową ω , mamy

$$\sigma = \rho \omega^2 \frac{r_1 + r_2}{2} + \frac{p r_1}{r_2 - r_1}$$

Rys. 6. Wcisk Δp pomiędzy wałem i tulejąFig. 6. Interference Δp between the shaft and sleeve

Wcisk p zależy z kolei od początkowej różnicy promieni wału i tulei $\Delta r_m = r_w - r_t$, temperatury pracy oraz rodzaju materiału - wykładnika n w zależności opisującej pełzanie $\epsilon = \sigma^n \Omega(t)$.

Ze względu na pełzanie materiału tulei wcisk p jest monotonicznie malejącą funkcją czasu. Trwałość połączenia określa warunek $p > 0$.

3.3. Naprężenia w rurociągach pary świeżej i kadłubach turbin

Rurociągi parowe w zależności od stosunku średnic $u = r_z/r_w$ traktuje się albo jako grubościenne, albo jako cienkościenne. W czasie pracy ustalonej różnica temperatury na grubości ścianki jest bardzo mała i dlatego w analizie stanu naprężenia pomija się najczęściej obciążenia cieplne. Głównym obciążeniem rury jest ciśnienie pary. Ze względu na wysoką temperaturę w obliczeniach należy uwzględnić pełzanie materiału.

Kadłuby turbin w analizie uproszczonej pełzania traktuje się jako wylinki powłok walcowych cienkościennych i grubościennych poddanych działaniu ciśnienia wewnętrznego.

W celu określenia naprężeń w rurociągach i kadłubach przeanalizowano stan wytrzymałościowy powłok cienkościennych i grubościennych z uwzględnieniem pełzania materiału. Naprężenia w powłoce cienkościennej pochodzące od ciśnienia wewnętrznego są równe:

$$\sigma_t = p \frac{r_w}{r_z - r_w}$$

$$\sigma_z = p \frac{r_w}{2(r_z - r_w)} \quad (3)$$

$$\sigma_r = 0$$

Naprężenia w powłoce grubościennnej w zakresie odkształceń sprężystych określają wzory (1). Naprężenia zredukowane, wyznaczone w oparciu o dwie hipotezy porównano w tabelicy 1. Wyniki obliczeń dla różnych wartości stosunku $u = r_z/r_w$ zebrano w tabelicy 2.

Tabelica 1

Naprężenia zredukowane w powłoce walcowej

Lp.		$\frac{\text{red}}{p}$	
		Hipoteza Hubera	Hipoteza max. naprężeń stycz.
1	Powłoka cienkościenna	$\frac{u^2}{u^2-1}(u^2+u+1)$	$\frac{u}{u-1}$
2	Powłoka grubościenna, wyężenie maksymalne	$\sqrt{3} \frac{u^2}{u^2-1}$	$2 \frac{u^2}{u^2-1}$
3	Powłoka grubościenna, wyężenie średnie	$\frac{\sqrt{3}}{2} \frac{u^2+1}{u^2-1}$	$\frac{u^2+1}{u^2-1}$

W podwyższonej temperaturze występujący w stanie sprężystym rozkład naprężeń ulega modyfikacji na skutek pełzania. Odpowiednie zależności mają postać:

$$\sigma_t = p \frac{\frac{2-n}{n} \left(\frac{r_z}{r_w}\right)^{\frac{2}{n}} + 1}{\frac{2}{n} \left(\frac{r_z}{r_w}\right) - 1}$$

Tablica 2

Napężenia w powłoce walcowej $\sigma_{red}/p = f(u)$

I. Napężenie zredukowane wg hipotezy największych naprężeń stycznych

U	1	2	3
1.1	10.99	11.49	10.53
2.1	5.99	6.53	5.56
1.3	4.33	4.9	3.86
1.4	3.5	4.08	3.09
1.5	3.0	3.6	2.6
1.6	2.67	3.28	2.28
1.7	2.43	3.06	2.06
1.8	2.25	2.77	1.894
1.9	2.11	2.7	1.766
2.0	2.0	2.67	1.666

II. Napężenia zredukowane wg hipotezy energii odkształcenia postaciowego (Hubera)

U	1	2	3
1.1	5.747	10	9.091
1.2	3.268	5.682	4.808
1.3	2.451	4.237	3.378
1.4	2.041	3.533	2.659
1.5	1.798	3.115	2.252
1.6	1.642	2.841	1.976
1.7	1.529	2.645	1.782
1.8	1.447	2.506	1.639
1.9	1.383	2.398	1.529
2.0	1.33	2.309	1.443

1. Powłoka cienkościenna
2. Powłoka grubościenna, wyężenie maksymalne
3. Powłoka grubościenna, wyężenie średnie.

$$\sigma_z = p \frac{1 - \frac{r}{n} \left(\frac{r}{r_w}\right)^{\frac{2}{n}} + 1}{\left(\frac{r}{r_w}\right)^{\frac{2}{n}} - 1}$$

(4)

$$\sigma_r = p \frac{1 - \left(\frac{r}{r_w}\right)^{\frac{2}{n}}}{\left(\frac{r}{r_w}\right)^{\frac{2}{n}} - 1}$$

W tabelicy 3 porównano naprężenia sprężyste w powłoce walcowej $u = 2$ z naprężeniami występującymi w warunkach pełzania materiału. Rozkład naprężeń wzdłuż grubości ścianki ulega wyrównaniu, tzn. naprężenia na powierzchni wewnętrznej maleją (w stosunku do stanu sprężystego), a na powierzchni zewnętrznej rosną. Zmiana naprężeń średnich nie jest duża [2].

Tabelica 3

Porównanie naprężeń w powłoce walcowej ($u = 2$)

Naprężenie	Powierzchnia	Pełzanie	Stan sprężysty	
$\frac{\sigma_r}{p}$	wewn.	-1	-1	
	zewn.	0	0	
$\frac{\sigma_t}{p}$	wewn.	0,802	1,667	
	zewn.	1,136	0,667	
$\frac{\sigma_z}{p}$	wewn.	-0,1	0,333	
	zewn.	0,569	0,333	
$\frac{\sigma_{red}}{p}$	Hipoteza max.napr. stycz.	wewn.	1,802	2,667
		zewn.	1,136	0,667
		śred.	1,469	1,667
	Hipoteza Hubera	wewn.	1,561	2,309
		zewn.	0,984	0,577
		śred.	1,272	1,443

Na podstawie uzyskanych wyników określono naprężenia zredukowane w rurociągach i kadłubach.

Rurociągi pary świeżej

Stosunek średnic przyjęto w zakresie $u = 1,2-1,3$; ciśnienie pary $p_0 = 9$ MPa. Stać średnie wyężenie materiału w zależności od przyjętej hipotezy zmienia się w granicach

$$\sigma_{red} = 30 - 50 \text{ MPa}$$

Do dalszych rozważań przyjmujemy wartość maksymalną, tzn.

$$\sigma_{red} = 50 \text{ MPa}$$

Kadłuby turbin

Stosunek średnic przyjęto $u = 1,1$, ciśnienie pary $p = 7,25$ MPa (maksymalne ciśnienie pary za stopniem regulacyjnym). Średnie wyężenie materiału w zależności od przyjętej hipotezy jest równe

$$\sigma_{red} = 66 - 76 \text{ MPa}$$

Do dalszych rozważań przyjmujemy wartość maksymalną, tzn.:

$$\sigma_{red} = 76 \text{ MPa}$$

3.4. Zwiększenie trwałości elementów po obniżeniu temperatury pary

Zużycie całkowite, oznaczone umownie przez Z , wynika z sumy zużycia wskutek peźzania Z_t podczas pracy ustalonej i zmęczenia niskocyklicznego Z_z w czasie pracy zmiennej

$$Z = Z_t + Z_z \quad (5)$$

przy czym

$$Z \leq K \quad (6)$$

gdzie:

K - stanowi wartość krytyczną zużycia.

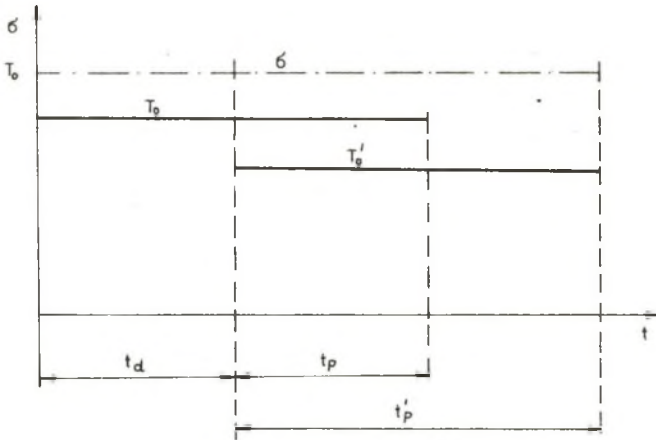
Zużycie od peźzania, zgodnie z regułą liniowej kumulacji uszkodzeń

$$Z_t = \sum_{i=1}^n \frac{t_i}{t_{Bi}} \quad (7)$$

gdzie:

t_i - czas pracy elementu przy temperaturze T_i ,

t_{Bi} - maksymalny, wynikający z charakterystyki pełzania czas do zniszczenia przy temperaturze T_i i naprężeniu σ_i .



Rys. 7. Zmiana temperatury pary przed turbiną

Fig. 7. Change of steam temperature before coming into the turbine

Jeżeli pominiemy wahania temperatury pary przed turbiną w czasie eksploatacji, uzyskujemy przebieg "uśredniony" przedstawiony na rys. 7. Stosowano następujące oznaczenia:

t_d - czas dotychczasowej eksploatacji turbin, przy temperaturze pary $T_0 = 535^\circ\text{C}$,

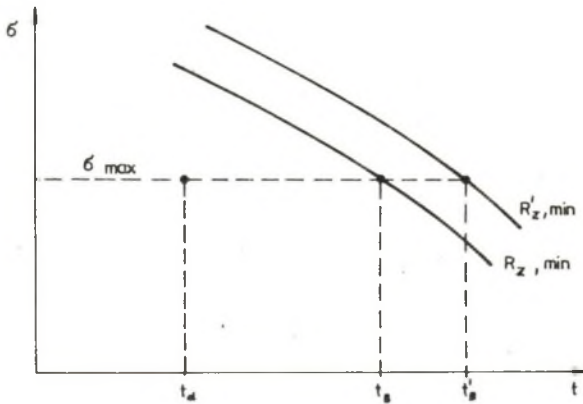
t_p - przewidywany (dopuszczalny) czas dalszej eksploatacji przy temperaturze pary $T_0 = 535^\circ\text{C}$,

t'_p - przewidywany (dopuszczalny) czas dalszej eksploatacji po obniżeniu temperatury pary do wartości $T'_0 = 510^\circ\text{C}$ lub 500°C ,

t_B - maksymalny, wynikający z charakterystyki pełzaniowej materiału, czas do zniszczenia przy temperaturze T_0 i naprężeniu σ (rys. 8),

t'_B - czas jw. przy temperaturze T'_0 i naprężeniu σ .

W rozważaniach pomijamy zmianę naprężeń wywołanych zmianą temperatury. Uwzględniamy natomiast wpływ T_0 na maksymalny czas pracy t_B (rys. 8).



Rys. 8. Zależność maksymalna czast pracy t_B od wytrzymałości na pełzanie
 Fig. 8. Maximum dependence of worktime t_B on creep strength

Na podstawie (5) - (7) mamy

- dla temperatury $T_O = 535^\circ\text{C}$

$$\frac{t_d + t_p}{t_B} = K - \sum_{i=1}^m \frac{N_i}{N_{Ai}} = K - Z_z \quad (8)$$

lub

$$t_p = t_B \left(K - Z_z - \frac{t_d}{t_B} \right) \quad (9)$$

- po obniżeniu temperatury do wartości T'_O

$$t'_p = t'_B \left(K - Z_z - \frac{t'_d}{t'_B} \right) \quad (10)$$

Czas dotychczasowej eksploatacji t_d jest znany, natomiast trudno obecnie określić zużycie elementów Z_z wywołane zmęczeniem niskocyklicznym. W tej sytuacji na podstawie (8) i (10) można wyznaczyć stosunek

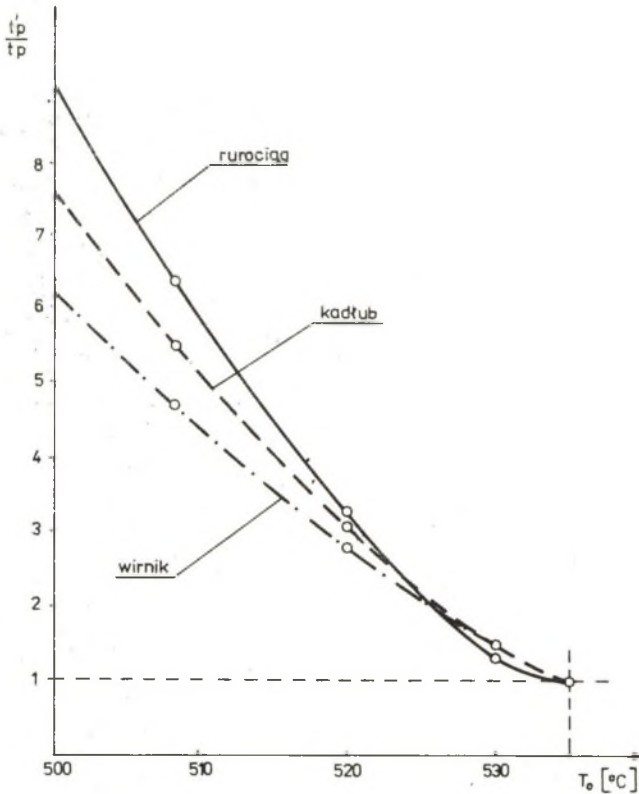
$$\frac{t'_p}{t_p} = \frac{t'_B}{t_B} \frac{K - Z_z - t_d/t_B}{K - Z_z - t'_d/t'_B} = \frac{t'_B}{t_B} \quad (11)$$

Tablica 4

Przedłużenie czasu pracy turbiny po obniżeniu temperatury

$$T_0 = 535^\circ\text{C} \text{ do } T'_0 = 510^\circ\text{C}$$

Element	σ [MPa]	T_0 [$^\circ\text{C}$]	Temperatura elementu	t'_p/t_p
Kadłub	76	510	485	5,6
Rurociąg	50	510	510	6,4
Wirnik (tuleja nr 1)		510	480	4,8



Rys. 9. Względne przedłużenie czasu pracy wybranych elementów po obniżeniu temperatury pary

Fig. 9. Relative worktime prolongation of some elements after steam temperature reduction

Z krzywych pełzania wyznaczamy czasy t_B i t_B^c dla wybranych elementów na podstawie naprężeń obliczonych z uwzględnieniem pełzania materiału (punkty 3.2 i 3.3). Wyniki obliczeń zebrano w tabelicy 4 i na rys. 9.

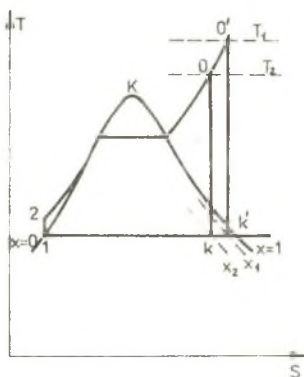
Zgodnie z uwagami podanymi w punkcie 3.2 o przydatności wirnika do dalszej eksploatacji decyduje trwałość połączenia wał - tuleja.

4. EFEKTYWNOŚĆ PRACY BLOKU ENERGETYCZNEGO PO OBNIŻENIU POCZĄTKOWEJ TEMPERATURY PARY

Zmiana temperatury i ciśnienia pary dolotowej można wpływać na średnią temperaturę doprowadzenia ciepła do obiegu. Konsekwencją tego jest wzrost

lub spadek efektywności obiegu. Informacje na ten temat można znaleźć w literaturze (np. [3], [4]). W odniesieniu do obiegu teoretycznego Clausiusa-Rankine'a sprawa jest prosta. Wzrost temperatury przy stałym ciśnieniu zwiększa pracę obiegu (rys. 10).

Funkcja $\eta_{CR} = f(T_0)$ jest w całym zakresie zmian T_0 monotonicznie rosnąca. Dane do oceny ilościowej zmian η_{CR} przedstawiono na rys. 11. Sprawność obiegu jest funkcją jedynie trzech zmiennych

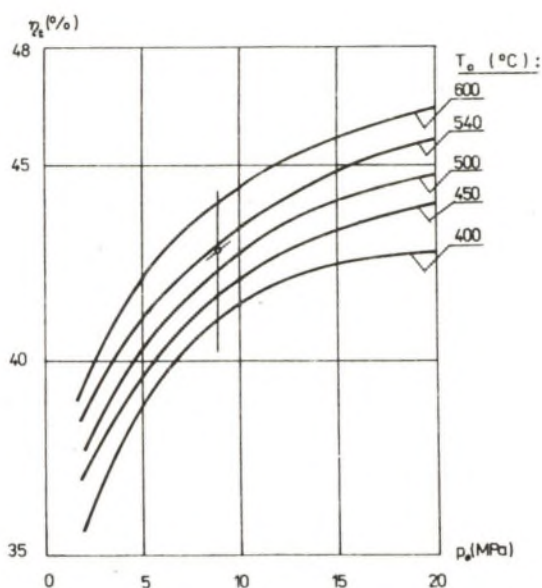


Rys. 10. Zależność pracy obiegu teoretycznego od temperatury początkowej pary

Fig. 10. Dependence of the theoretical cycle work on initial steam temperature

$$\eta_{CR} = f(p_0, T_0, p_k)$$

Uzyskanie podobnej zależności dla obiegu rzeczywistego z rozbudowanym układem regeneracyjnym, układem zasilania dławnic, stratami w turbinie wymaga modelowania pracy całego obiegu. Trudności polegają na określeniu danych wejściowych potrzebnych do rozwiązania układu równań opisujących poszczególne fragmenty obiegu (np. strumienie pary z dławnic, spadki ciśnień, sprawności wymienników). Zagadnienie takie analizowano w pracy [5]. W charakterze przykładu na rys. 11 (punkty 1 i 2) i 12 pokazano fragment wyników uzyskanych w [5].



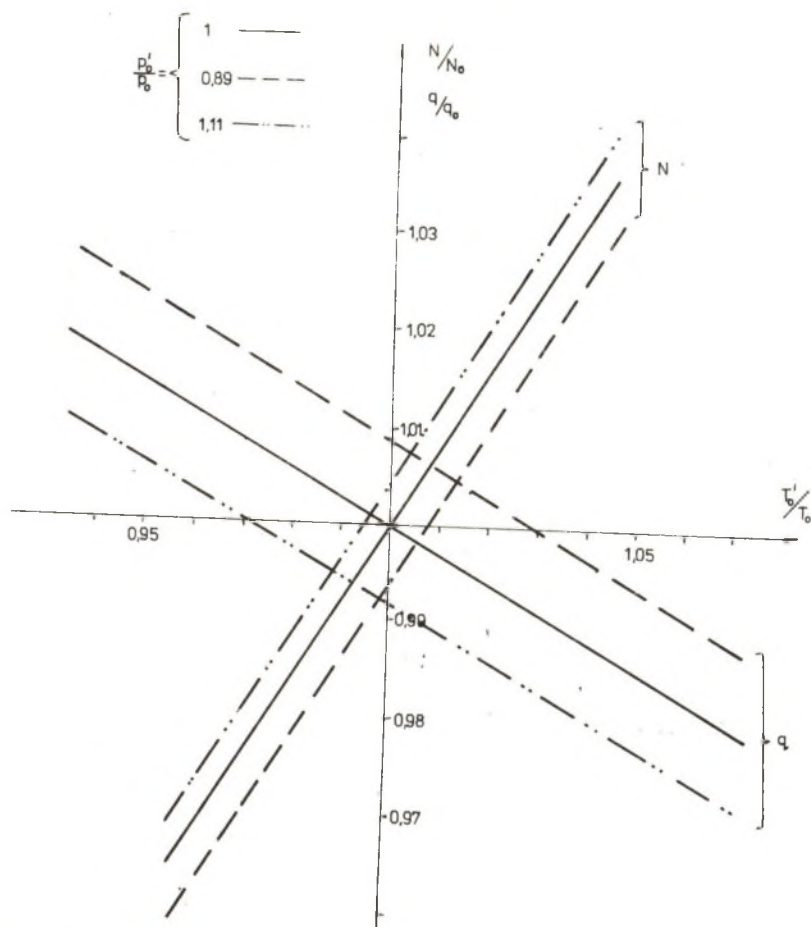
Dla $T_0 = 535^\circ\text{C}$, $p_0 = 9$ MPa

1. obieg teoretyczny $\eta_t = 42,8\%$

2. obieg rzeczywisty $\eta = 38,7\%$

Rys. 11. Sprawność obiegu teoretycznego

Fig. 11. Theoretical cycle efficiency



Rys. 12. Zależność jednostkowego zużycia ciepła i mocy od początkowych parametrów pary

Fig. 12. Dependence of energy and power consumption per unit on initial steam parameters

5. WNIOSKI KOŃCOWE

1. W opracowaniu analizowano warunki pracy turbiny po obniżeniu temperatury pary świeżej. Określono trwałość głównych elementów bloku oraz jego efektywność po obniżeniu temperatury pary. Obniżenie temperatury pary świeżej powoduje zwiększenie trwałości turbin i obniżenie sprawności obiegu.

2. Zmiana temperatury pary świeżej z $T_0 = 535^\circ\text{C}$ do $T'_0 = 510^\circ\text{C}$ spowoduje względną zmianę jednostkowego zużycia ciepła o $1,035 q_0$, obniżenie mocy o $0,975 N_0$.

Stopień suchości pary na wylocie z turbiny

$$x = 0,895 > x_{\min} = 0,88.$$

3. Wydłużenie czasu eksploatacji dla poszczególnych elementów jest następujące:

$$\left. \begin{array}{l} \text{kadłub} \quad 5,6 t_p \\ \text{rurociągi} \quad 6,4 t_p \\ \text{tuleja 1} \quad 4,8 t_p \end{array} \right\} T'_0 = 510^\circ\text{C}$$

gdzie:

t_p - przewidywany czas dalszej eksploatacji przy nie zmienionych parametrach ($T_0 = 535^\circ\text{C}$).

4. Zmiana czasu eksploatacji wywołana obniżeniem temperatury do innych wartości niż 510°C jest podana na rys. 9. Ze względu na istotny wpływ temperatury na trwałość elementu już po obniżeniu temperatury do poziomu 510°C uzyskuje się znaczne wydłużenie czasu pracy urządzeń. Mając na uwadze zwiększenie jednostkowego zużycia ciepła uważamy temperaturę 510°C za granicznie opłacalną.

5. W przeprowadzonych rozważaniach nie analizowano ze względu na brak danych nie ustalonych warunków pracy turbiny. Trudno w tej sytuacji określić zużycie zmęczeniowe. W związku z tym w pracy podano względne przedłużenie pozostałego czasu pracy.

6. Należałoby rozważyć również zmianę sposobu nagrzewania i uruchamiania turbin, a w szczególności zmianę kryteriów rozruchowych (zmniejszenie prędkości nagrzewania elementów grubościennych). Analiza dotychczasowych kryteriów rozruchowych i nowych po obniżeniu prędkości nagrzewania umożliwiłaby określenie zużycia zmęczeniowego Z_z i podania trwałości w jednostkach bezwzględnych.

7. Należy baczna uwagę zwracać na ilość pary doprowadzonej do turbiny ze względu na możliwość przeciążenia ostatnich stopni i wzrostu sił poślizgowych.

LITERATURA

1. Kosman G., Rusin A.: Numeryczna symulacja pełzania materiału wybranych elementów turbin i porównanie z wynikami pomiarów eksploatacji. Praca cząstkowa nr PK 02.01 CPBR nr 5.1.2 Gliwice 1987.
2. Czepelak J.: Analiza porównawcza różnych stopni uproszczeń modelu wytrzymałościowego elementów ciśnieniowych. ZN Politechniki Śląskiej, Energetyka z. 102, Gliwice 1988.
3. Chmielniak T., Uruski J.: Siłownie ciepłe. Politechnika Śląska, Gliwice 1987.
4. Ocheduszko St.: Termodynamika stosowana. WNT, Warszawa 1970.
5. Kosman G. i inni: Analiza pracy bloków energetycznych Elektrowni "Halemba" po obniżeniu parametrów pary dołotowej do turbiny w celu zwiększenia ich trwałości. Praca naukowo-badawcza, Gliwice 1987.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Bohdan Chorowski

Wpłynęło do redakcji w marcu 1988 r.

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАБОТЫ ТЕПЛОВЫХ УСТРОЙСТВ ТЭС
ПОСЛЕ СНИЖЕНИЯ НАЧАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ПАРА

Р е з ю м е

В статье рассматриваются избранные вопросы, связанные с долговечностью и эффективностью работы энергетических блоков. Определено дополнительное время работы главных элементов турбины после понижения начальной температуры пара. Проведен анализ кпд циркуляции для разных параметров пара. Причиной понижения температуры пара было техническое состояние турбины (трещина ротора).

SERVICE LIFE AND OPERATION EFFICIENCY OF POWER PLANT
HEAT DEVICES AFTER REDUCTION OF STEAM INITIAL PARAMETERS

S u m m a r y

Some problems of service life and operation efficiency of power units have been discussed in the paper.

Prolongation of the main turbine elements worktime after reduction of the steam initial temperature has been described. Cycle performance for different steam parameters has been analysed.

The reason of temperature reduction has been the technical state of the turbine (rotor fracture).