

Gerard KOSMAN

Andrzej RUSIN

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych
Politechniki Śląskiej

WPLYW CECH KONSTRUKCYJNYCH I TEMPERATURY
PRZEPŁYWAJĄCEGO CZYNNIKA NA ŻYWOTNOŚĆ WIRNIKA WENTYLATORA

Streszczenie. W pracy przeprowadzono analizę stanu wytrzymałościowego wirnika wentylatora promieniowego z uwzględnieniem pełzania materiału. Zjawisko to należy uwzględnić w przypadku wentylatorów wysokotemperaturowych. Analizowano wpływ postaci konstrukcyjnej, tarczy nośnej i nakrywającej oraz temperatury przepływającego czynnika na naprężenia, odkształcenia trwałe i czas pracy wirnika.

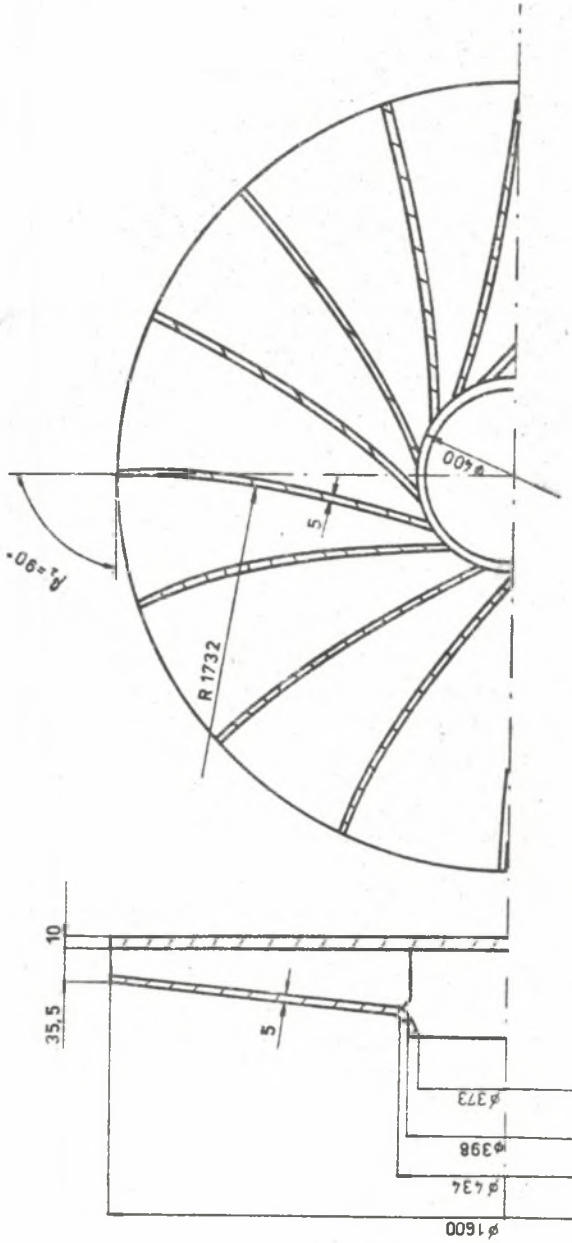
1. Wstęp

W czasie doboru cech konstrukcyjnych projektowanej maszyny należy uwzględnić przyszłe warunki jej eksploatacji. Warunki te mogą decydować o potrzebie rozpatrzenia dodatkowych, czasem specyficznych problemów konstrukcyjnych. I tak np. w przypadku wentylatorów wysokotemperaturowych przetłaczających czynnik o temperaturze powyżej 500°C należy liczyć się z pojawieniem się odkształceń trwałych narastających w czasie. Zmianie ulegną również naprężenia. W tej sytuacji należy przeanalizować naprężenia w wirniku z uwzględnieniem pełzania. Dopiero w oparciu o wyniki obliczeń na pełzanie można określić wytrzymałość wirnika i dobrać jego cechy konstrukcyjne.

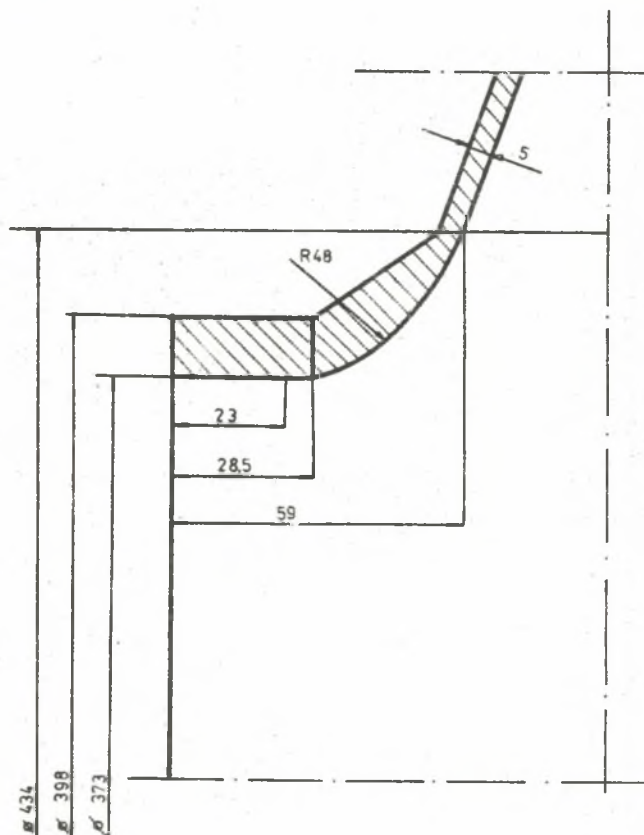
Przedmiotem dalszej dyskusji jest wpływ cech konstrukcyjnych tarczy nośnej i nakrywającej na żywotność wirnika wentylatora promieniowego. Analizę prowadzono dla różnych temperatur przepływającego czynnika. Wybrano wirnik jednego z produkowanych aktualnie w kraju wentylatorów przemysłowych. W tym aspekcie omawiane dalej wyniki mogą stanowić podstawę do oceny możliwości przystosowania wybranych rozwiązań konstrukcyjnych wentylatorów przemysłowych (dopuszczających maksymalną temperaturę czynnika 450°C) do pracy w podwyższonych temperaturach.

2. Badany wirnik

Główne cechy geometryczne badanego wirnika przedstawiono na rys. 1. Tarcza nośna wykonana jest bez otworu (tarcza pełna). Łopatkki są ustawione promieniowo na wylociu ($\beta_2 = 90^\circ$). Tarcza nakrywająca łączy się na



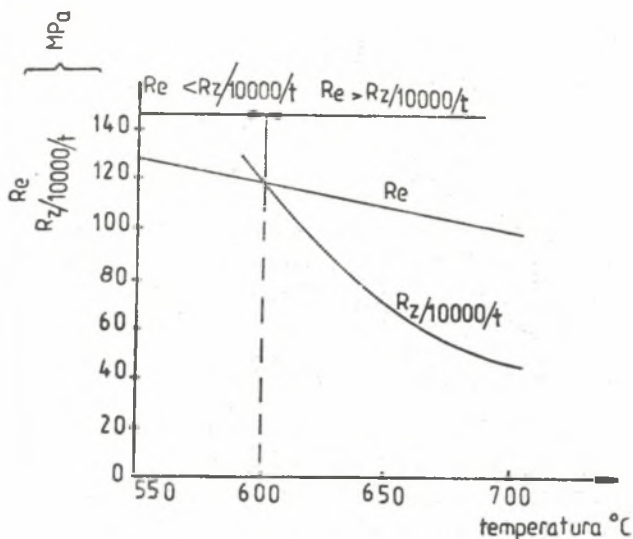
Rys. 1. Wirnik wentylatora



Rys. 2. Pierścień wzmacniający tarczy nakrywającej

promieniu wewnętrznym ($r_w = 0,217$ m) z pierścieniem wzmacniającym. Kształt pierścienia wzmacniającego tarczy nakrywającej pokazano na rys. 2. Wentylator przetłacza spaliny o temperaturze 600°C (650°C). Liczba obrotów wirnika $n = 1480$ obr/min. Z uwagi na wysoką temperaturę pracy wentylatora proponuje się wykonać wirnik ze stali o strukturze austenitycznej, żaroodpornej do około 850°C przy pracy ciągłej i żarowytrzymałej do ok. 650°C .

Z rys. 3 wynika, że temperatura graniczna T_g odpowiadająca punktowi przecięcia zależności $R_g = f(T)$ i $R_z/100000 = f(T)$ jest równa ok. 600°C . Wartość ta jest mniejsza od temperatury obliczeniowej $T_o = 650^{\circ}\text{C}$. Za temperaturę obliczeniową T_o przyjmuje się największą temperaturę jaką ścianka elementu może mieć podczas pracy [1].



Rys. 3. Granice plastyczności i wytrzymałości na pełzanie

Dla elementów przenoszących gorący czynnik, temperaturę obliczeniową T_0 przyjmuje się równą największej temperaturze czynnika, stykającego się ze ścianką elementu.

3. Sformułowanie badanych zagadnień

Analizujemy stan wytrzymałościowy wirnika z uwzględnieniem pełzania materiału. Zakres badań obejmuje dwa zagadnienia:

a. Wpływ temperatury przepływającego czynnika za żywotność (czas pracy) wirnika.

W rozważeniach szczegółowych temperaturę czynnika zmieniano w granicach 600-650°C.

b. Wpływ wybranych cech konstrukcyjnych na żywotność wirnika.

Obliczenia prowadzimy oddzielnie dla tarczy nośnej i nakrywającej wirnika. Analizujemy następujące warianty:

- tarcza nośna bez otworu (tarcza pełna),
- tarcza nośna z otworem $r = 0,1$ m,
- tarcza nośna z otworem $r = 0,2$ m,
- tarcza nakrywająca z pierścieniem wzmacniającym,
- tarcza nakrywająca bez pierścienia.

Zakres obliczeń obejmuje:

- wyznaczenie naprężeń i odkształceń sprężystych,
- obliczenie naprężeń z uwzględnieniem pełzania,
- analizę odkształceń trwałych wirnika,
- określenie trwałości (czasu pracy) wirnika.

W obliczeniach szczegółowych korzystano z modeli wytrzymałościowych wirników stopni promieniowych, omówionych w pracy [2]. Modele te, słuszne dla zagadnień sprężystych, uzupełniono o człony dotyczące pełzania materiału [3].

4. Rozkład naprężeń w tarczy nośnej

Tarcza nośna jest wykonana jako tarcza o stałej grubości $h = 0,01$ m i promieniu zewnętrznym $r_z = 0,8$ m (rys. 1). Dla wariantu tarczy nośnej z otworem przyjęto promień wewnętrzny $r'_w = 0,1$ m i $r''_w = 0,2$ m. Ta druga wartość stanowi teoretycznie maksymalną wartość promienia r_w . Praktycznie, ze względu na obecność łopatek (rys. 1) promień $0,2$ m nie jest możliwy do przyjęcia. Porównanie wyników obliczeń dla promieni wewnętrznych $0,1$ m i $0,2$ m określi wpływ promienia r_w na naprężenia i żywotność tarczy nośnej.

Obliczenia wykonano za pomocą algorytmów opracowanych w [3]. Wybrano model uproszczony i rozszerzony. Różnice wymienionych modeli są związane ze sposobem uwzględnienia wpływu łopatek na wytrzymałość tarczy. W modelu uproszczonym udział łopatek w obciążeniu tarczy zastępuje się działaniem osiowo-symetrycznego obciążenia bocznego (ciągłego) o zmiennej wartości wzdłuż promienia. Łopatki nie przenoszą obciążeń. W drugim przypadku (model rozszerzony) uwzględnia się sztywność łopatek, tzn. ich zdolność do przenoszenia obciążeń.

Dla tarczy pełnej i z otworem $r_w = 0,1$ m modelowano najpierw naprężenia sprężyste i plastyczne (wywołane pełzaniem materiału) bez uwzględnienia łopatek. W dwóch dalszych wariantach przyjęto, że tarcze nośne przenoszą 50% i 100% obciążenia łopatek.

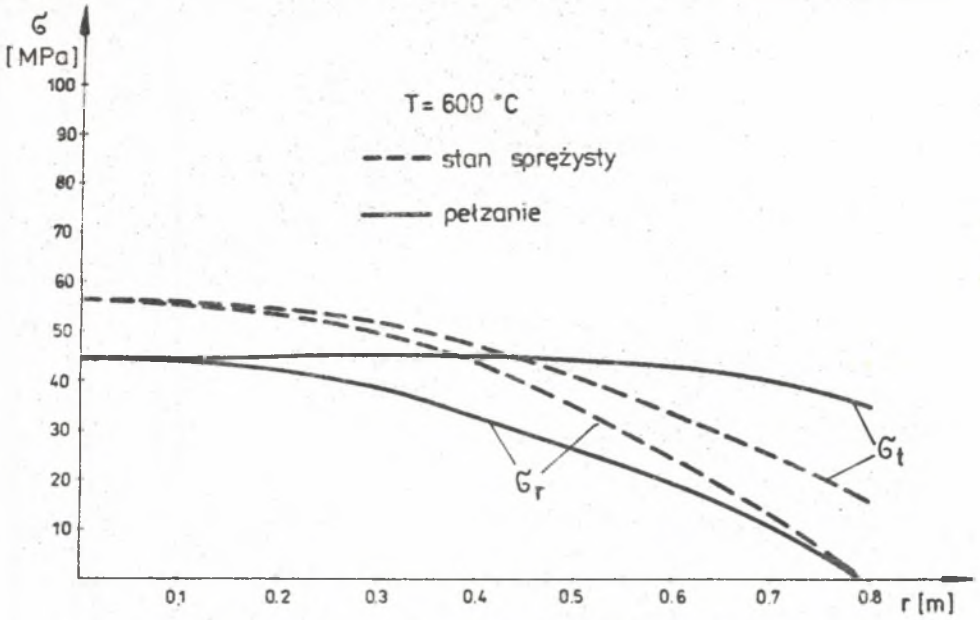
Wyniki obliczeń dla temperatury $T = 600^\circ\text{C}$ i $T = 650^\circ\text{C}$ przedstawiono na rys. 4 i 5. Wartości naprężeń maksymalnych zebrano w tabelicy 1.

Wartości modułu Younga i współczynnika Poissona

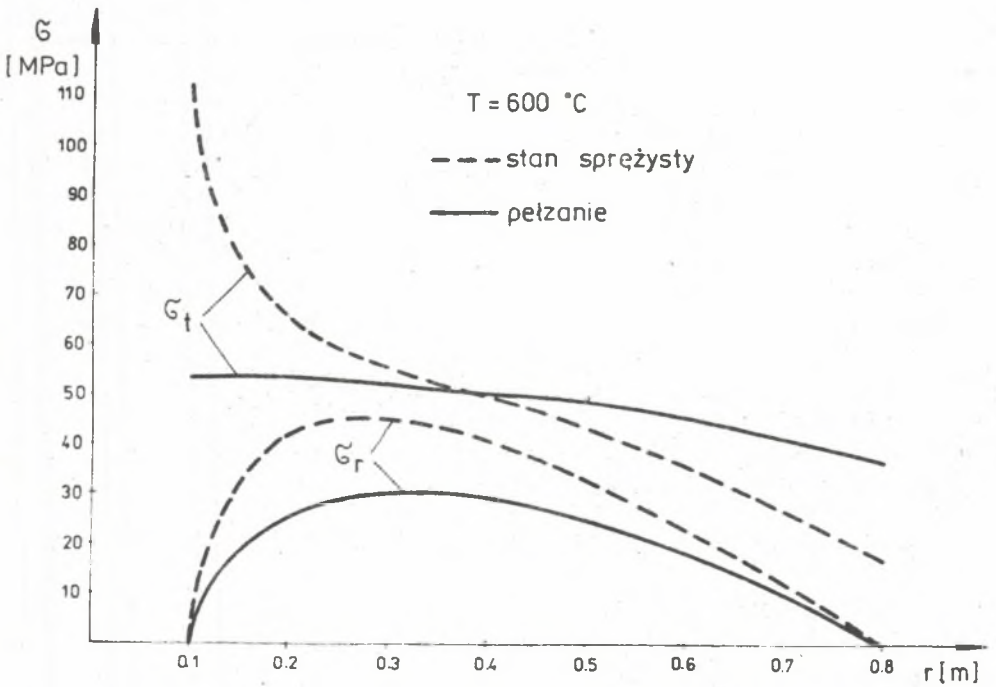
$$E = 1,7 \cdot 10^5 \text{ MPa}, \quad \nu = 0,5$$

przyjęto jako stałe w badanym zakresie temperatury. Uwzględniono zależność od temperatury wielkości charakteryzujących proces pełzanie. Chodzi o stałe n , a i k występujące w formule wynikającej z teorii starzenia [4]

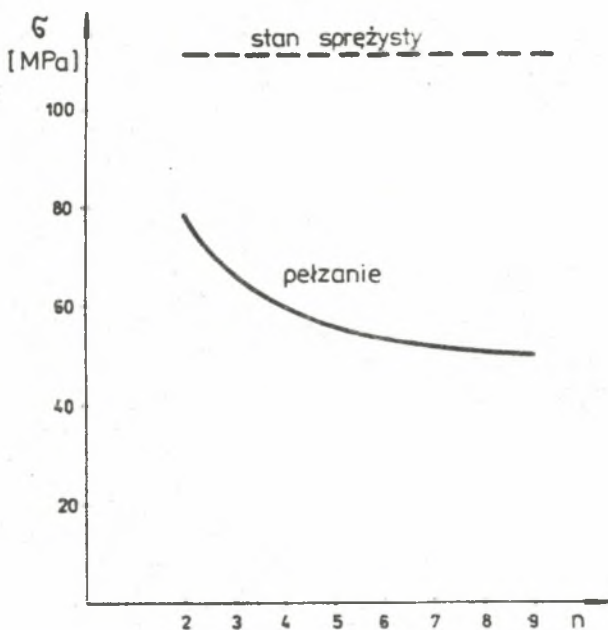
$$\epsilon_1 = \sigma_1^n (a + kt)$$



Rys. 4. Rozkład naprężeń w tarczy nośnej bez otworu



Rys. 5. Rozkład naprężeń w tarczy nośnej z otworem



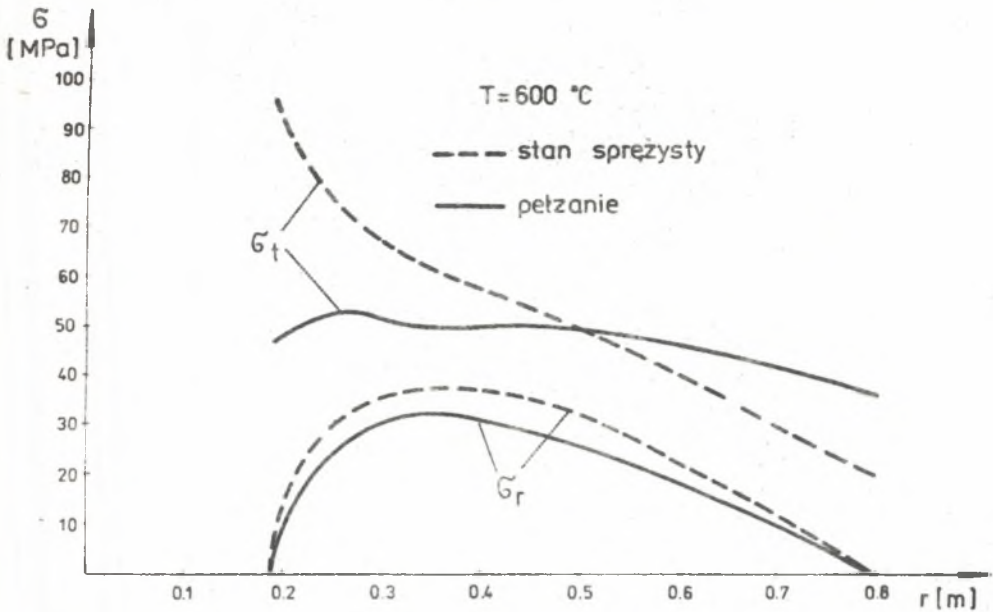
Rys. 6. Zależność naprężeń w tarczy nośnej od współczynnika pełzanie

Obliczenia wykonano dla kilku wartości współczynnika n . Przykładowe wyniki przedstawiono na rys. 6. Zmiana naprężeń wywołana pełzaniem materiału jest większa dla tarczy z otworem.

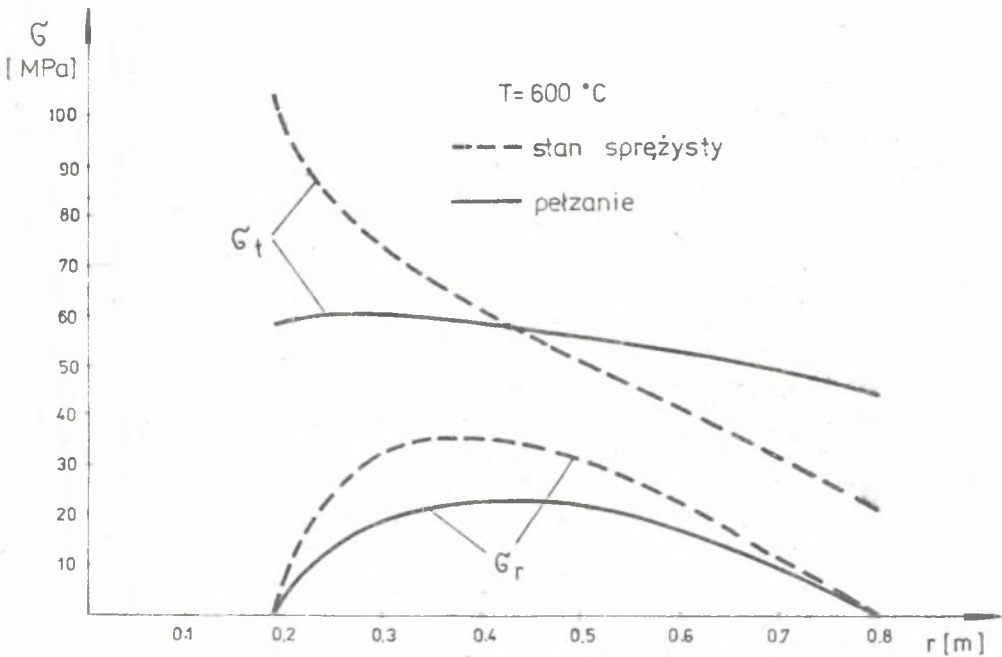
5. Rozkład naprężeń w tarczy nakrywającej

Zgodnie z uwagami podanymi w punkcie 3 analizujemy stan wytrzymałościowy tarczy nakrywającej z pierścieniem i bez pierścienia wzmacniającego. Szkic pierścienia pokazano na rys. 2. Pozostałe wymiary przedstawiono na rys. 1. Pozostają słuszne uwagi podane dla tarcz nośnych. Przyjmujemy, że tarcze nakrywające przenoszą 30% i 100% obciążenia łopatek.

Rozkład naprężeń wzdłuż promienia dla tarczy nakrywającej z pierścieniem wzmacniającym przedstawiono na rys. 7. Wyniki obliczeń tarczy bez pierścienia ilustruje rys. 8. W obu przypadkach założono, że na powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej nie działa żadne obciążenie $\sigma_r = 0$.



Rys. 7. Rozkład naprężeń w tarczy nakrywającej z pierścieniem wzmacniającym



Rys. 8. Rozkład naprężeń w tarczy nakrywającej bez pierścienia wzmacniającego

6. Maksymalne naprężenia zredukowane

Na podstawie wyników obliczeń opracowano tablicę zbiorczą zawierającą wartości maksymalnych naprężeń zredukowanych dla poszczególnych wariantów obliczeniowych (tablica 1).

Tablica 1

Naprężenia maksymalne w wirniku [MPa]

Element	k_1	Stan sprężysty	Pełzanie Model uproszczony		Pełzanie Model rozszerzony	
			T=650°C	T=600°C	T=650°C	T=600°C
Tarcza nośna pełna	0	51,7	41,0	41,7	41,0	41,7
	0,5	56,4	45,0	45,8	44,3	45,2
	1	61,1	49,1	50,0	47,6	48,5
Tarcza nośna z otworem $r = 0,1 \text{ m}$	0	103,4	47,9	49,5	47,9	49,5
	0,5	112,0	52,3	54,0	51,4	53,1
	1	120,4	56,7	58,6	54,8	56,6
Tarcza nośna z otworem $r = 0,2 \text{ m}$	0,5	111,8	58,6	60,0	57,3	58,7
Tarcza nakrywająca z pierścieniem	0	87,5	43,2	43,9	43,2	43,9
	0,3	95,2	47,4	48,1	46,5	47,2
	1	113,4	57,3	58,1	53,9	54,7
Tarcza nakrywająca bez pierścienia	0	104,0	53,1	54,4	53,1	54,4
	0,3	113,3	58,5	60,0	57,0	58,5
	1	135,3	70,9	72,7	65,7	67,4

Analiza uzyskanych rezultatów wskazuje, że wykonanie tarczy nakrywającej bez dodatkowego pierścienia wzmacniającego nie jest praktycznie możliwe. Nawet po zastosowaniu pierścienia wzmacniającego wg rys. 2 naprężenia są bardzo wysokie w porównaniu z naprężeniami dopuszczalnymi dla temperatury 650°C. W wyniku pełzania materiału maksymalne naprężenia zredukowane tarczy nakrywającej z pierścieniem maleją z wartości

$$\sigma_{red, spr} = 95,2 \text{ MPa}$$

do wartości

$$\sigma_{red, p} = 46,5 \text{ MPa}$$

Dla tarczy nośnej mniejsze wartości uzyskuje się w przypadku tarczy pełnej. Cechą charakterystyczną jest tutaj mały spadek naprężeń spowodowany pełzaniem materiału

$$\sigma_{red, spr} = 56,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red, p} = 44,3 \text{ MPa}$$

Dla porównania warto zwrócić uwagę na rezultaty dla tarczy z otworem $r = 0,1 \text{ m}$. Maksymalne naprężenia zredukowane maleją od wartości

$$\sigma_{red, spr} = 112 \text{ MPa}$$

dla zagadnień sprężystych, do wartości

$$\sigma_{red, p} = 51,4 \text{ MPa}$$

w przypadku pełzania materiału.

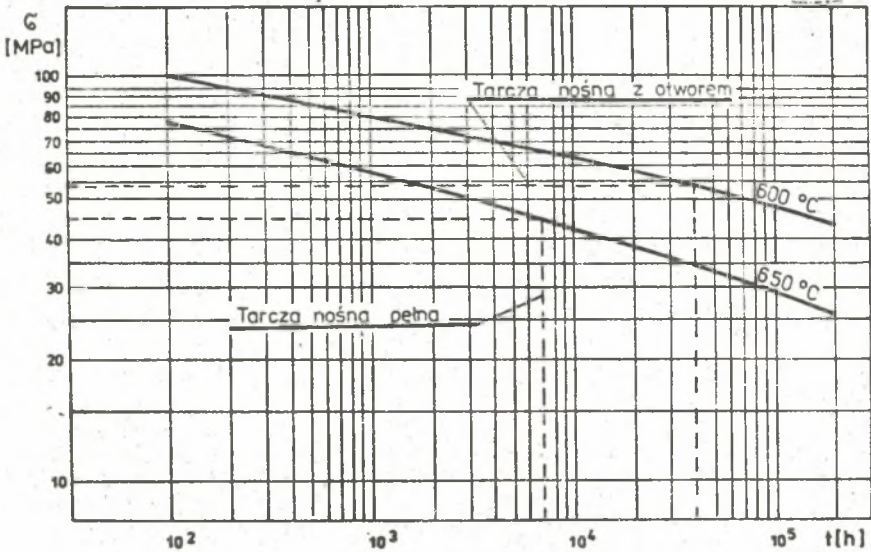
7. Ocena trwałości wirnika

Maksymalne naprężenia zredukowane, wyznaczone w punkcie poprzednim, porównano z naprężeniami dopuszczalnymi. Wyniki takiego porównania przedstawiono w tabelicy 2 oraz na rys. 9. Analiza uzyskanych rezultatów wskazuje, że czas pracy wirnika jest bardzo krótki dla 650°C . Dla tarczy nośnej wynosi około 7000 godz., a dla tarczy nakrywającej ponad 5000 godz. Nasuwa się pytanie w jaki sposób można podane czasy pracy przedłużyć? Można to uzyskać przez zastosowanie innego materiału o wyższych własnościach pełzaniowych. W przypadku tarczy nakrywającej można zwiększyć pole przekroju pierścienia wzmacniającego. Nie prowadzi to jednak do radykalnej zmiany sytuacji.

Tabela 2

Trwałość obliczeniowa wirnika [h]

Element		Temperatura pracy	
		$T = 600^{\circ}\text{C}$	$T = 650^{\circ}\text{C}$
Tarcza nośna pełna	bez łopatek	> 200 000	12 000
	z łopatkami	140 000	7 000
Tarcza nośna z otworem $r = 0,1 \text{ m}$	bez łopatek	70 000	4 200
	z łopatkami	40 000	2 600
Tarcza nakrywająca z pierścieniem	bez łopatek	200 000	9 500
	z łopatkami	120 000	5 000



Rys. 9. Naprężenia dopuszczalne, określenie czasu pracy wirnika

Warto jeszcze zwrócić uwagę na istotny wpływ temperatury na żywotność wirnika tablica 2.

Rozpatrzmy dla przykładu, jak zmieni się żywotność tarczy nośnej przy zmianie temperatury z $T_1 = 650^{\circ}\text{C}$ na T_2 , jeżeli przy temperaturze $T_1 = 650^{\circ}\text{C}$ czas pracy tarczy wynosi $t_1 = 7000$ godz.

Na podstawie formuły Larsons-Millera mamy [4]

$$(T_1 + 273)(20 + \log t_1) = (T_2 + 273)(20 + \log t_2)$$

stąd

$$\log t_2 = \left(\frac{T_1 + 273}{T_2 + 273} - 1 \right) 20 + \frac{T_1 + 273}{T_2 + 273} \log t_1$$

lub po podstawieniu danych liczbowych

$$\log t_2 = \frac{22009}{T_2 + 273} - 20$$

Dla $T_2 = 630^{\circ}\text{C}$

$$t_2 = 23600 \text{ godz.}$$

Dla $T_2 = 600^{\circ}\text{C}$

$$t_2 = 160000 \text{ godz.}$$

Wartość ta różni się o ok. 15% od wartości podanej w tabelicy 2, dla temperatury 600°C . Wynika to z faktu, że formuła Larsona-Millera obowiązuje dla $\phi = \text{idem}$.

Powyższa analiza jest więc przybliżona, bo nie uwzględnia zmiany naprężeń wywołanych zmianę współczynnika n . W podany sposób można jednak szybko ocenić wpływ temperatury na trwałość elementów bez konieczności szczegółowej analizy stanu naprężenia.

Literatura

- [1] Stale konstrukcyjne do pracy przy podwyższonych temperaturach. Ministerstwo Hutnictwa, Centrostal, Wyd. Akcydensowe, Warszawa 1981.
- [2] Kosman G.: Termowytrzymałość maszyn przepływowych. Skrypt Politechniki Śląskiej, Gliwice 1982.
- [3] Kosman G., Rusin A.: Model wytrzymałościowy wirnika wentylatora wysokotemperaturowego z uwzględnieniem pełzania. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej s. Energetyka z. 91, Gliwice 1985.
- [4] Lipke J.: Wytrzymałość maszyn wirnikowych. WNT, Warszawa 1967.

Recenzent: doc. dr inż. Jan Radwański

Wpłynęło do redakcji, maj 1985

ВЛИЯНИЕ ПРИМЕТОВ КОНСТРУКЦИИ И ТЕМПЕРАТУРЫ ПРОТОЧНОЙ СРЕДЫ НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ РОТОРА ВЕНТИЛЯТОРА

Р е з ю м е

В работе представлено анализ сопротивленного состояния радиального ротора вентилятора, с учётом ползучести материала. Ползучесть имеет место в случае высокотемпературных вентиляторов. Анализировано влияние конструкции несущего и покрывающего диска а также температуры на напряжения, деформацию и время работы ротора.

INFLUENCE OF DESIGN FEATURES AND TEMPERATURE
OF AN AGENT FLOWING THROUGH ON THE FAN'S IMPELLER

S u m m e r y

In this paper, the analysis of the strenght stute of the impeller in a radial fan has been made by taking into account material creep. This phenomenon should be considered in the case of high temperature fans. The influence of the following factors; design form, carrying and covering disks, and temperature of an agent flowing through, on stress, strain and the impeller's work time has been analysed.