

Piotr ZUZIAK

ANALIZA NAPRĘŻEŃ MECHANICZNYCH W KLATKACH SILNIKÓW INDUKCYJNYCH

Streszczenie. W artykule przedstawiono zagadnienia dotyczące naprężeń mechanicznych w klatkach silników indukcyjnych w.n. Na przykładzie silnika typu SZJr-134s wyjaśniono mechanizm uszkodzania się klatek silników. Przy uwzględnieniu wymagań technicznych dla silników przeznaczonych do napędu urządzeń potrzeb własnych elektrowni oraz stosowanej przez wytwórców silników technologii, określono model obliczeniowy klatki. Omówiono wyniki obliczeń ciepłno-wytrzymałościowych klatki w pierwotnym wykonaniu fabrycznym. W wyniku przeprowadzonej optymalizacji, przy warunku nieprzekraczania przyjętych wartości naprężeń dopuszczalnych, ustalono wersje rozwiązania docelowego klatki, dla której również przedstawiono wyniki obliczeń ciepłno-wytrzymałościowych. W końcowej części artykułu omówiono wyniki badań i pomiarów silnika z klatką zmodernizowaną, na stacji prób wytwórcy i na stanowisku roboczym w elektrowni.

Liczne awarie klatek silników w.n. napędzających urządzenia potrzeb własnych elektrowni nakazały szczególnie przeanalizować przyczyny uszkodzeń, sprawdzić poprawność doboru silników do urządzeń napędzanych przy uwzględnieniu wymagań technologicznych, wykonać obliczenia ciepłno-wytrzymałościowe klatek, ocenić stosowane konstrukcje oraz opracować metodę obliczeniową, która umożliwiłaby konstruowanie niezawodnych klatek.

Wymieniony zakres prac omówiono w niniejszym artykule na przykładzie silnika typu SZJr-134s 850 kW napędzającego wentylatory młynowe w Elektrowni Jaworzno III i Kozienice. Klatki tych silników były najbardziej zawodne w ostatnich latach w energetyce krajowej.

Dobór silnika do urządzenia napędzanego

Wymagania energetyki dla silników przeznaczonych do napędu urządzeń potrzeb własnych elektrowni w zakresie warunków eksploatacji są następujące:

- silnik musi wykonać dwa osobne rozruchy ze stanu zimnego i jeden z nagrzanego bez Przekroczenia dopuszczalnej temperatury dla zastosowanej klasy izolacji w uzwojeniu stojana,
- zakres napięcia zasilającego podczas rozruchu wynosi od 0,9 do 1,075 napięcia znamionowego,

- rozruch zespołu wykonuje się na biegu jałowym, tzn. przy zamkniętych kierownicach urządzenia napędzanego,
- wymagana trwałość silnika wynosi 5000 rozruchów przy zakładanej żywotności 15 lat.

Oprócz wymienionych, silnik musi spełniać wymagania charakterystyki momentu obrotowego dla warunków rozruchu i samorozruchu.

Obliczenia sprawdzające poprawność doboru silnika dla nowo projektowanych układów napędowych wykonuje się na podstawie danych technicznych wytwórców silników i urządzeń napędzanych. Wyniki obliczeń weryfikowane są pomiarami sprawdzającymi na stanowiskach roboczych. W przypadku silnika SZJr-134s wyniki badań i pomiarów potwierdziły prawidłowość wykonanych obliczeń, a obserwacje sposobu eksploatacji nie wykazały odstępstw od obowiązujących instrukcji.

Zakres i przyczyny uszkodzeń klatek

W omawianym typie silnika klatka charakteryzowała się następującymi cechami:

- elementy klatki wykonane z miedzi,
- trapezowy przekrój poprzeczny prętów,
- pręty sztywno utwierdzone wzdłuż całej długości żelaza czynnego wirnika przez zaklinowanie od strony dna żłobka,
- pierścienie zwierające mają frezowane wycięcia od strony krawędzi zewnętrznej w kierunku promieniowym, równomiernie rozmieszczone na całym obwodzie; w wycięciach tych umiejscowione są końce prętów,
- pręty łączone z pierścieniami przez spawanie w technologii MIG od strony czołowej i lutowane srebrem od strony żelaza czynnego wirnika,
- dodatkowe promieniowe wycięcia w pierścieniach zwierających rozmieszczone równomiernie na całym obwodzie przy krawędzi zewnętrznej, między każdą parą prętów (nacięć tych jest dwukrotnie mniej od prętów; ten szczegół wprowadzono w późniejszych wersjach silnika w celu wyeliminowania odkształcania klatki w procesie spawania i lutowania,
- pierścienie zwierające wzmacniane (w celu ograniczenia ich dylatacji w kierunku promieniowym) kapami wykonanymi ze stali niemagnetycznej; rozwiązanie wprowadzone w późniejszych wersjach silnika.

Uszkodzenia wszystkich klatek objawiały się promieniowym pękaniem pierścieni zwierających z równoczesnym przebarwieniem wskutek przegrzania. Linie pęknięć przebiegały zawsze przez krawędzie nacięć na pręty lub nacięć dylatacyjnych. Dokładne oględziny oraz analiza procesu technologicznego produkcji wykazały, że promienie krzywizn tych krawędzi były praktycznie zerowe. Stwierdzono również bardzo luźne osadzenie kap wzmacniających w silnikach uszkodzonych, mimo dokładnego pasowania podczas montażu.

Zebrane informacje oraz wyniki obliczeń sprawdzających poprawność doboru silnika wskazywały, że przyczyną awarii klatek były nadmierne naprężenia mechaniczne w pierścieniach zwierających występujące w czasie rozruchu. Przypuszczenie to tłumaczy następujący spłot zjawisk.

W czasie rozruchu naprężeń doznają pierścienie zwierające i pręty wskutek braku możliwości swobodnego odkształcania pierścieni dylatujących pod wpływem wzrastającej temperatury. Odkształcanie pierścieni ograniczone jest sztywno utwierdzonymi w żłobkach prętami, równomiernie rozmieszczonymi na całym obwodzie. W przypadkach gdy naprężenia przekraczały granicę plastyczności, materiał klatki doznawał odkształceń plastycznych. Zjawisko przebiegało odwrotnie w czasie stygnięcia, jeśli po odkształceniu plastycznym w czasie nagrzewania naprężenia skurczowe były większe od granicy plastyczności. Luźne kapy na pierścieniach silników uszkodzonych potwierdzały przyjętą hipotezę. Niekorzystne zjawiska pogłębiał efekt karbu (ostre krawędzie), który inicjował pęknięcie pierścieni.

Próba złagodzenia warunków pracy klatki przez zastosowanie kap wzmacniających mogła dać efekt odwrotny od zamierzonego. Kapy zwiększyły wprawdzie (w ograniczonym zakresie) pojemność cieplną pierścieni zwierających, ograniczając tym samym przyrost temperatury i dylatacje, ale wskutek znacznie niższego od materiału miedzi temperaturowego współczynnika rozszerzalności liniowej konstrukcja klatki została usztywniona ograniczając swobodę, odkształcenia pierścieni.

Obliczenia cieplno-wytrzymałościowe klatek

W związku z wysuniętym przypuszczeniem, że przyczyną uszkodzenia klatek są nadmierne naprężenia mechaniczne występujące nawet przy pojedynczym rozruchu, ustalono model obliczeniowy klatki w celu analitycznego wyznaczania wartości przyrostu temperatury i naprężeń mechanicznych w poszczególnych elementach klatki.

Przyjęty model spełniał następujące założenia:

- odwzorowanie pierwotnej wersji klatki, tzn. bez kap wzmacniających i dodatkowych nacięć dylatacyjnych.
- w analizie naprężeń uwzględnia się efekty wywołane rozszerzalnością elementów wskutek nagrzewania oraz działaniem sił odśrodkowych,
- największe naprężenia występują bezpośrednio po zakończeniu drugiego rozruchu ze stanu zimnego,
- najbardziej niekorzystny przypadek ze względów wytrzymałościowych zachodzi przy sztywnym zaklinowaniu prętów na całej ich długości,
- rzeczywistą punktową reakcję prętów zastąpiono odpowiednio równoważnym, ciągłym i równomiernym oddziaływaniem na całym obwodzie pierścienia zwierającego,

- w obliczeniach wytrzymałościowych nie uwzględnia się spiętrzenia naprężeń wynikającego z efektu działania karbu w pierścieniach zwierających,
- w obliczeniach cieplnych nie uwzględnia się niejednorodności wynikającej z błędów technologicznych w procesie spawania i lutowania (niejednokowe powierzchnie przejścia strug prądowych na drodze pręt-pierścieni),
- w obliczeniach nie uwzględnia się niejednorodności materiałów wynikającej ze stosowania lutów o innych przewodnościach elektrycznych i parametrach wytrzymałościowych,
- w obliczeniach cieplnych nie uwzględnia się zjawiska wypierania prądu w pierścieniach zwierających,
- przyjmuje się, że w odcinkach prętów poza żelazem czynnym wirnika nie występuje zjawisko wypierania prądu.

W obliczeniach uwzględniono następujące warunki technologiczne:

- uruchomienie zespołu odbywa się na biegu jałowym (przy zamkniętych kierownicach urządzenia napędzanego),
- silnik wykonuje dwa posobne rozruchy ze stanu zimnego, energia poślizgu skumulowana w klatce po drugim rozruchu wynosi: $E_{kl_2} = E_{kl_1}/0,6$, gdzie
 - E_{kl_1} - energia poślizgu wydzielona w klatce podczas jednego rozruchu, przy założeniu adiabatycznego procesu nagrzewania [1],
- wartość napięcia zasilającego w czasie rozruchu wynosi 0,9 napięcia znamionowego (najniekorzystniejszy przypadek w wymaganym zakresie napięć),
- sztywne sprzęgnięcie układu napędowego.

Wymagane zależności obliczeniowe uzyskano z rozwiązania układu równań dla belki sztywno utwierdzonej w miejscu wyjścia ze żłobka, która doznaje odkształceń wskutek działania siły skupionej i momentu gnącego na końcu (reakcja pierścienia) oraz obciążenia ciągłego na całej długości wynikającego z wirowania [2]. Układ równań uzupełniają zależności dla pierścienia zwierającego, który doznaje odkształceń wskutek ciśnienia zewnętrznego i ciągłego momentu zginającego na obwodzie (reakcja prętów), wirowania oraz nagrzewania [3]. Uwzględniono liniowo zmienny (w funkcji promienia) rozkład temperatury w pierścieniu będący następstwem nierównomiernego rozkładu gęstości prądu (ogólnie malejący w kierunku obrzeża wewnętrznego).

Potrzebną do obliczeń energię cieplną w pierścieniach wyznaczono z całkowitej energii poślizgu wyliczając stosunek prądów pręt-pierścieni [4] i mocy strat w prętach i pierścieniach.

Do oceny stanu naprężeń posłużono się wyliczonymi wartościami naprężeń zredukowanych wg hipotezy Hubera [2], na które składają się naprężenia zginające i tnące w prętach oraz obwodowe i promieniowe w pierścieniach.

Wyniki obliczeń

Dane do obliczeń oraz wyniki obliczeń klatki w wykonaniu fabrycznym zestawiono w tablicy 1.

Tablica 1

Dane oraz wyniki obliczeń ciepłno-wytrzymałościowych

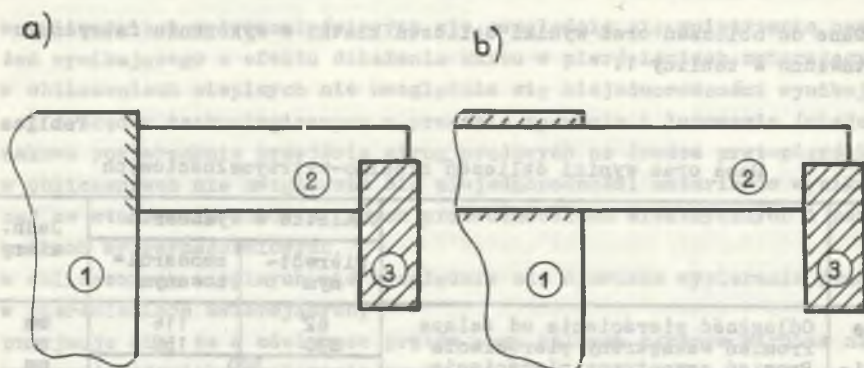
		Klatka w wykonaniu		Jedn. miary
		pierwotnym	zmodernizowanym	
Dane do obliczeń	Odległość pierścienia od żelaza	62	116	mm
	Promień wewnętrzny pierścienia	230	158	mm
	Promień zewnętrzny pierścienia	300		mm
	Grubość pierścienia	20		mm
	Wysokość pręta	50		mm
	Górny wymiar pręta	3		mm
	Dolny wymiar pręta	10		mm
	Długość żelaza wirnika	580		mm
	Liczba prętów	74		
	Liczba biegunów	4		
	Prędkość obrotowa	1485		1/min
	Energia wydzielona w klatce	17200		kWs ²
	Moduł Younga miedzi	110000		MN/m ²
	Temperaturowy wsp. rozsz. miedzi	0,000017		1/K
Ciepło właściwe miedzi	390		Ws/kgK	
Gęstość miedzi	8900		kg/m ³	
Wyniki	Masa pierścieni	41,5	72,7	kg
	Masa prętów	150,7	173,8	kg
	Masa klatki	192,2	246,5	kg
	Maksymalne napr. w pierścieniu	485,9	29,1	MN/m ²
	Maksymalne napr. w prętach	1526,0	302,4	MN/m ²
	Przemieszczenie prętów	0,9	0,5	mm
	Sredni przyrost temp. pierśc.	361,7	97,0	K
	Sredni przyrost temp. prętów	193,1	213,1	K

Uzyskane wyniki obliczeń wskazują na znaczne przekroczenie dopuszczalnych naprężeń w pierścieniach i prętach, które dla miedzi wynoszą 70 MN/m². Maksymalne naprężenia w prętach występują w miejscu sztywnego utwierdzenia, przy wyjściu żelaza ze żłobka, a w pierścieniach przy wewnętrznej krawędzi.

Z obliczeń wynika, że wyższe wartości naprężeń występują w prętach, podczas gdy w rzeczywistości niszczące okazywały się naprężenia w pierścieniach. Tę niezgodność wyjaśniają następujące czynniki.

Rzeczywiste naprężenia w prętach są niższe od obliczonych, gdyż w modelu obliczeniowym przyjęto sposób utwierdzenia belki jak na rys. 1a, podczas gdy rzeczywisty jest taki jak na rys. 1b [5]. Przyjęcie drugiego sposobu utwierdzenia byłoby możliwe przy obliczaniu naprężeń metodą elementów skończonych, ale wiązałoby się to ze znaczną komplikacją obliczeń.

Efekt działania karbu spowodował, że słabszym elementem klatki okazały się pierścienie, mimo niższych wartości naprężeń. Pręty, mając jednorodną i gładką strukturę wykazały większą odporność na zapoczątkowanie pęknięć.



Rys. 1. Modele utwierdzenia belek

1 - żelazo wirnika, 2 - pręt, 3 - pierścień zwierający

Fig. 1. Models of beams fixing

1 - iron of the motor, 2 - bar, 3 - shorting ring

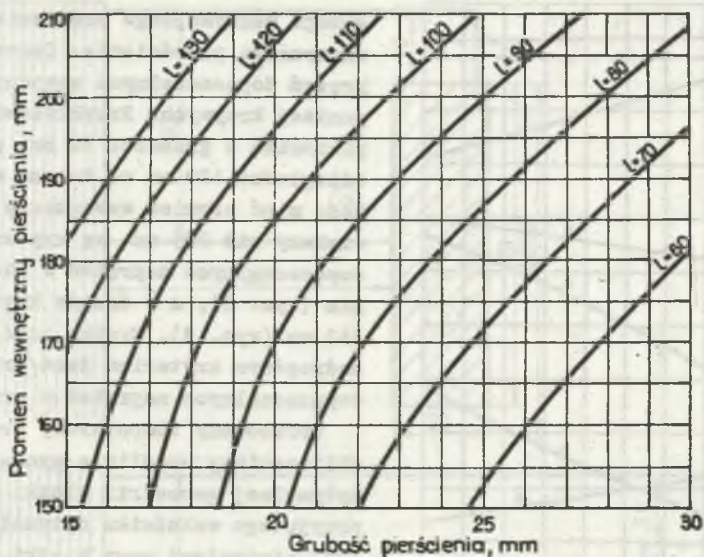
Modernizacja i optymalizacja klatek

Celem modernizacji było opracowanie konstrukcji klatki, w której nie byłyby przekraczane naprężenia dopuszczalne przy spełnieniu wymagań energetyki dla silników w.n. Obliczenia dla opracowania nowej klatki wykonano uwzględniając następujące dodatkowe założenia:

- pozostawia się bez zmiany obwód magnetyczny wirnika, czyli nie ulega zmianie geometria przekroju poprzecznego pręta i liczba żłobków,
- ze względów konstrukcyjnych silnika pozostawia się bez zmiany średnicę zewnętrzną pierścienia zwierającego,
- zmiana geometrii klatki w rozpatrywanym zakresie nie ma wpływu na ilość energii poślizgu wydzielanej w czasie rozruchu,
- dopuszczalne naprężenia dla pierścieni zwierających wynoszą 70 MN/m^2 ,
- dopuszczalne naprężenia dla prętów wynoszą 300 MN/m^2 .

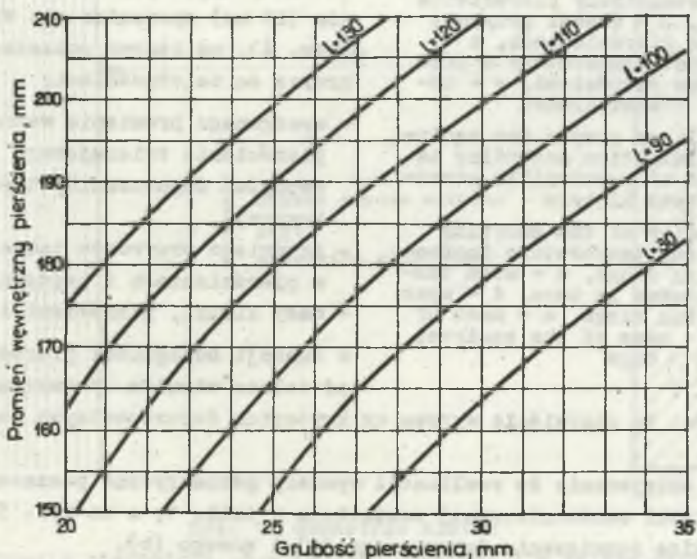
Ustalone wartości naprężeń dopuszczalnych mogą wzbudzić dyskusje, ale brak wypracowanych kryteriów zmusił do podjęcia arbitralnej decyzji. Doświadczenia eksploatacyjne powinny w przyszłości dać materiał umożliwiający weryfikację przyjętych wartości.

Obliczenia wykonuje się w dwóch wariantach: wg kryterium dopuszczalnych naprężeń w pierścieniach zwierających oraz wg kryterium dopuszczalnych naprężeń w prętach. W celu właściwego określenia geometrii klatki sporządza się wykresy dla obu wariantów obliczeniowych (rys. 2 i 3). Wykresy te przedstawiają rodzinę krzywych, dla których parametrem jest odległość pierścienia od żelaza wirnika, we współrzędnych grubości i wyma-



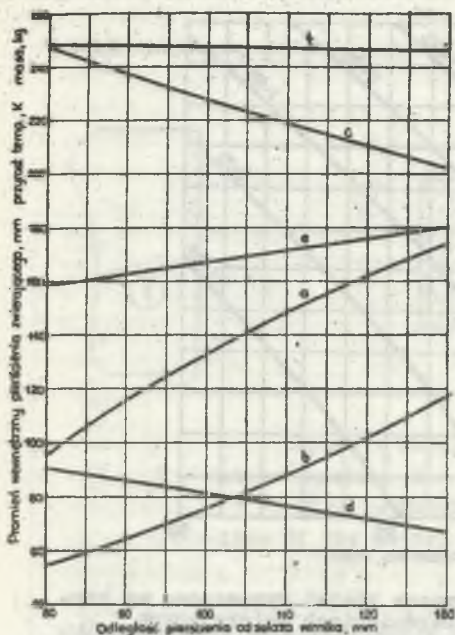
Rys. 2. Wymagane współzależności geometryczne klatki wyznaczone wg kryterium dopuszczalnych naprężeń w pierścieniach zwierających

Fig. 2. Required geometric correlations of squirrel cage determined according to the criterion of permissible stresses in shorting rings



Rys. 3. Wymagane współzależności geometryczne klatki wyznaczone wg kryterium dopuszczalnych naprężeń w prętach

Fig. 3. Required geometric correlations of squirrel cage determined according to the criterion of permissible stresses in bars



Rys. 4. Wykresy pomocnicze do optymalizacji klatki wg kryterium dopuszczalnych naprężeń w prętach

a - promień wewnętrzny pierścienia zwierającego, b - średni przyrost temperatury w pierścieniach, c - średni przyrost temperatury w prętach, d - masa pierścieni, e - masa prętów, f - masa klatki

Fig. 4. Auxiliary graphs for squirrel cage optimization according to the criterion of permissible stresses in bars

a - inner radius of the shorting ring - b - mean temperature increase in shorting rings, c - mean temperature increase in bars, d - mass of the shorting rings, e - mass of the bars, f - mass of the squirrel cage

przypadku jest to oczywiście wykres wg kryterium dopuszczalnych naprężeń w prętach.

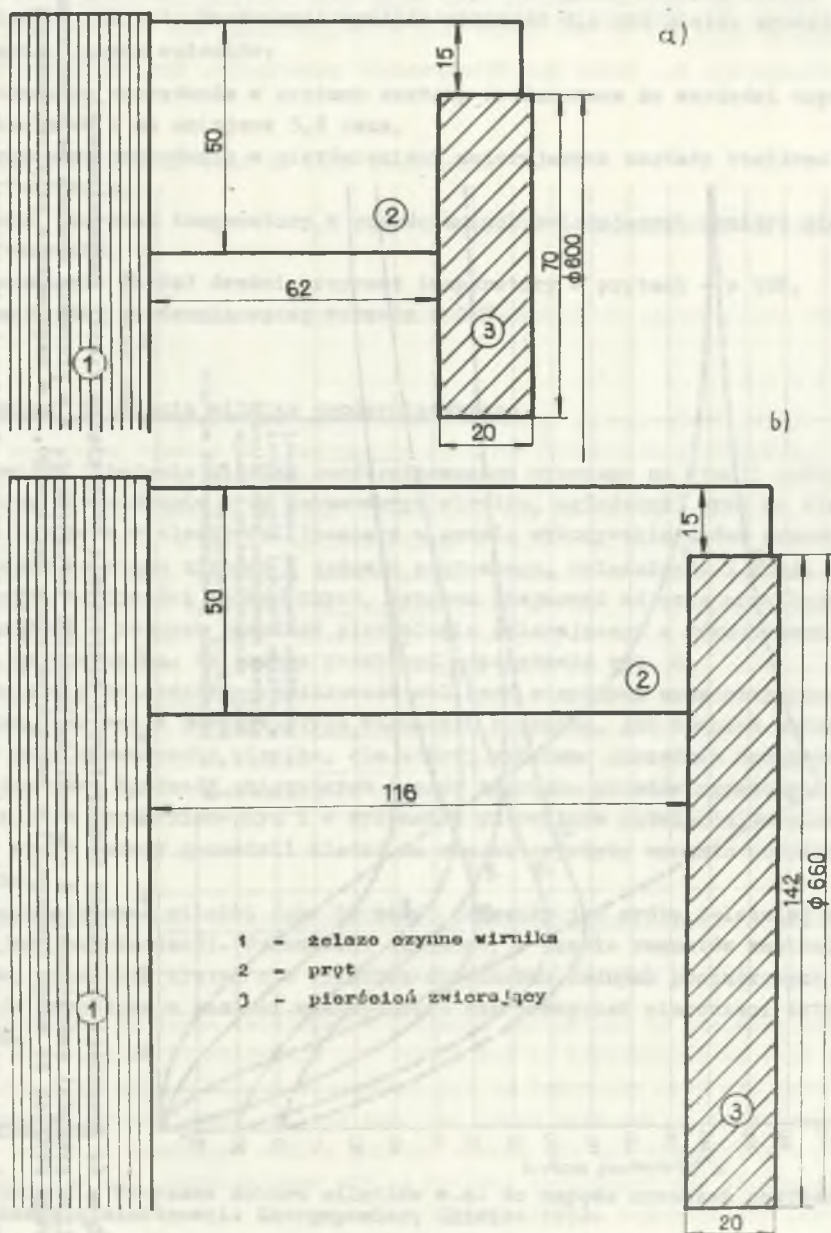
Przyjęte ostatecznie do realizacji wymiary geometryczne poszczególnych elementów klatki zmodernizowanej zestawiono w tabl. 1, a na rys. 5 zestawiono szkice rozwiązania fabrycznego (a) i nowego (b).

ganego maksymalnego promienia wewnętrznego pierścienia. Obszar naprężeń dopuszczalnych znajduje się poniżej krzywych. Przykładowo, pierścień o grubości 20 mm, przy odległości 120 mm od żelaza wirnika może mieć promień wewnętrzny nie większy niż 205 mm wg kryterium dopuszczalnych naprężeń w pierścieniu (rys. 2), a w drugim kryterium 162 mm (rys. 3). Wynika stąd, że nadrzędnym kryterium jest kryterium dopuszczalnych naprężeń w prętach.

Opracowany komputerowy program obliczeniowy umożliwia wyznaczenie optymalnej geometrii klatki wg przyjętego wskaźnika optymalizacji (np. minimalnej masy klatki, minimalnych kosztów itp.) oraz założonych ograniczeń (np. minimalna średnica wewnętrzna pierścienia zwierającego itp.).

Dla przyjętej grubości pierścienia (20 mm) sporządza się wykres (rys. 4), na którym poszczególne krzywe są zależnościami:

- wymaganego promienia wewnętrznego pierścienia zwierającego (obszar naprężeń dopuszczalnych poniżej krzywej),
 - średniego przyrostu temperatury w pierścieniach i prętach,
 - masy klatki, pierścieni i prętów,
- w funkcji odległości pierścienia od żelaza wirnika. W omawianym

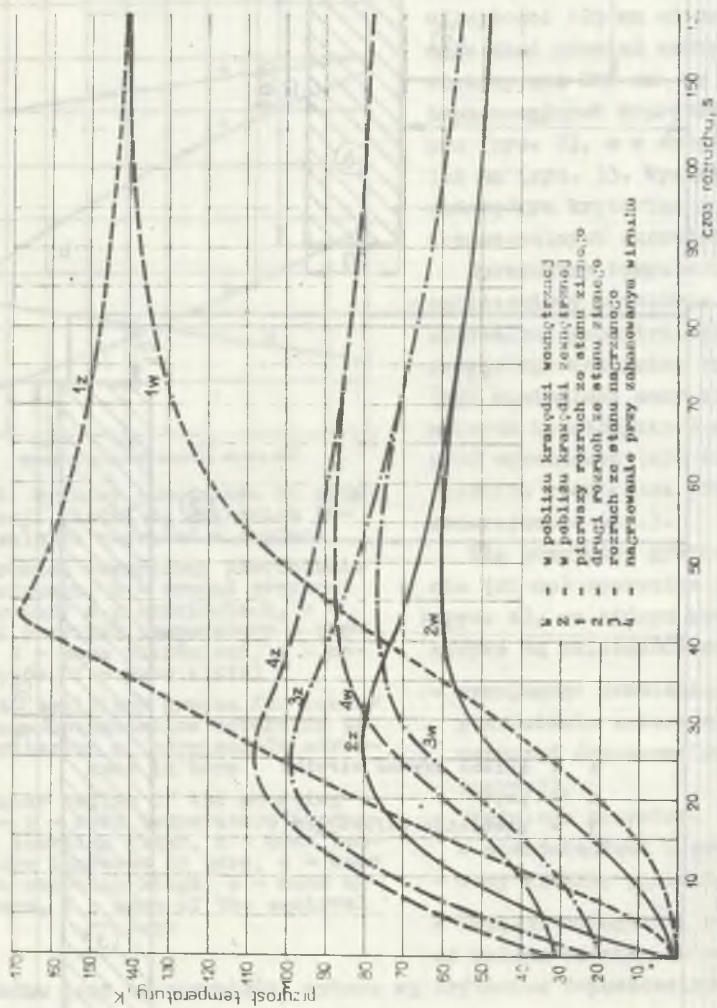


Rys. 5. Geometria klatek

a - w wykonaniu pierwotnym, b - zmodernizowanej, 1 - żelazo czynne wirnika, 2 - pręt, 3 - pierścień zwierający

Fig. 5. Overall dimensions of the squirrel cages

a - made by manufacturer, b - modernized, 1 - active iron of the rotor 2 - bar, 3 - shorting ring



Rys. 6. Przebiegi przyrostów temperatury w pierścieniu zwierającym klatki zmodernizowanej

W - w pobliżu krawędzi wewnętrznej, Z - w pobliżu krawędzi zewnętrznej, 1 - pierwszy rozruch ze stanu zimnego, 2 - drugi rozruch ze stanu zimnego, 3 - rozruch ze stanu nagrzanego, 4 - nagrzewanie przy zahamowanym wirniku

Fig. 6. Transients of temperature increase in shorting rings of modernized squirrel cage
 W - near inner edge, Z - near outer edge, 1 - the first cold starting, 2 - the second cold starting,
 3 - warm starting, 4 - heating at braked rotor

Dla nowej klatki wykonano obliczenia sprawdzające, których wyniki zestawiono w tabl. 1. Porównanie wyników obliczeń dla obu klatek prowadzi do następujących wniosków:

- maksymalne naprężenia w prętach zostały zredukowane do wartości dopuszczalnych i są mniejsze 5,2 raza,
- maksymalne naprężenia w pierścieniach zwierających zostały obniżone 16,7-krotnie,
- średni przyrost temperatury w pierścieniach zwierających obniżył się 3,7-krotnie,
- nieznacznie wzrósł średni przyrost temperatury w prętach - o 10%,
- masa klatki zmodernizowanej wzrosła o 28%.

Pomiary i badania silnika zmodernizowanego

Pomiary i badania silnika zmodernizowanego wykonano na stacji prób wytwórcy (nagrzewanie przy zahamowanym wirniku, oględziny) oraz na stanowisku roboczym w elektrowni (pomiar w czasie wykonywania dwóch posobnych rozruchów ze stanu zimnego i jednego nagrzanego, oględziny). Z racji ograniczonych możliwości technicznych, program obejmował zdjęcie przebiegów temperatury w różnych punktach pierścienia zwierającego z równoczesną kontrolą termowizyjną. Zmierzone przebiegi przedstawia rys. 6.

Pomiary potwierdziły prawidłowość obliczeń cieplnych oraz przyjętych założeń, zarówno w rzeczywistych warunkach rozruchu, jak również podczas próby przy zahamowaniu wirnika, dla której wykonano uprzednio dodatkowe przeliczenia. Zgodność zmierzonych czasów rozruchu układów napędowych z silnikiem zmodernizowanym i w wykonaniu pierwotnym potwierdziła nieznaczący wpływ zmiany geometrii klatki na charakterystykę momentu obrotowego silnika.

Zmodernizowane silniki (ok. 50 szt.) przeszły już próbę 4-letniej bezawaryjnej eksploatacji. Wykonywane okresowo, w czasie remontów kapitalnych bloków, przeglądy klatek nie wykazują dotychczas żadnych początkowych objawów uszkodzeń w postaci mikropęknięć czy przegrzań pierścieni zwierających.

LITERATURA

- [1] Bonin J.: Wytyczne doboru silników w.n. do napędu urządzeń potrzeb własnych elektrowni. Energopomiar, Gliwice 1972.
- [2] Niezgodziński M., Niezgodziński T.: Wytrzymałość materiałów. PWN, Warszawa 1979.
- [3] Lipka J.: Wytrzymałość maszyn wirnikowych. PWNT, Warszawa 1967.

- [4] Dubicki B.: Maszyny elektryczne. Silniki indukcyjne t. III, PWN, Warszawa 1964.
- [5] Jakubowicz A., Orłowski Z.: Wytrzymałość materiałów. WNT, Warszawa 1978.

Recenzent: doc. dr hab. inż. Ernest Mendrela

Wpłynęło do redakcji dnia 15 czerwca 1987 r.

АНАЛИЗ МЕХАНИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В БЕЛИЧЬИХ КЛЕТКАХ ИНДУКЦИОННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Р е з ю м е

В статье представлены проблемы механических напряжений в беличьих клетках индукционных двигателей высокого напряжения. На примере двигателя типа SZJr-134с объяснен механизм повреждения беличьих клеток двигателей. Учитывая технические требования для двигателей, предназначенных для привода устройств внутренних потребности электростанций, а также технологию применяемую производителями двигателей, определена расчетная модель беличьей клетки. Обсуждены результаты тепло-прочностных расчетов клетки первичного, заводского исполнения. В результате проведенной оптимизации, в условиях непревышения принятых значений допускаемых напряжений, определен вариант конечного решения беличьей клетки, для которой также представлены результаты тепло-прочностных расчетов. В заключительной части статьи обсуждены результаты испытаний и измерения двигателя с модернизированной беличьей клеткой, проведенных на испытательной станции производителя, а также на рабочем poste электростанции.

ANALYSIS OF MECHANICAL STRESSES IN SQUIRREL CAGES OF INDUCTION MOTORS

S u m m a r y

The problems of mechanical stresses in squirrel cages of induction motors have been presented in the paper. The mechanism of damage of a squirrel cage has been explained by the example of the SZJr-134s type motor. A calculation of the cage model has been derived, with regard to the technical requirements for the motors driving self-equipment in power stations and to the technology applied by the manufacturer. The results of thermal and strength calculations for a squirrel cage primarily assembled by the manufacturer have been given. As the result of an optimization carried out, final versions of the cage construction have been determined, with the condition fulfilled of the allowable stresses values being not exceeded. For this version the results of thermal and strength calculations have been also presented. Testing and measurement results for the

