

XI OGÓLNOPOLSKA KONFERENCJA TEORII MASZYN  
I MECHANIZMÓW11th POLISH CONFERENCE ON THE THEORY OF MACHINES  
AND MECHANISMS

27-30. 04. 1987 ZAKOPANE

Edward KUSAK

Zabrzeńskie Zakłady Naprawcze Pw

Tadeusz ZAKRZEWSKI

Centrum Mechanizacji Górnictwa - KOMAG

OCENA PRZYDATNOŚCI PROSTYCH ESTYMAT DRGANIOWYCH W DIAGNOSTYCE  
EKSPLOATACYJNEJ ŁOŻYSK TOCZNYCH

**Streszczenie.** Łożyska toczne stanowią podstawowe elementy maszynowe i są powszechnie stosowane we wszystkich dziedzinach techniki. Z uwagi na wysoki stopień zmechanizowania i automatyzacji polskiego górnictwa węglowego, istotnego znaczenia w procesie eksploatacji maszyn górniczych nabierają metody kontroli i predykcji czasu bezawaryjnej pracy łożysk tocznych, zarówno w fazie produkcji, jak również w procesie napraw maszyn górniczych.

Podstawowym celem diagnostyki eksploatacyjnej łożysk jest określenie stanu dynamicznego łożyska poprzez opracowanie odpowiednich kryteriów oraz oszacowanie dalszego okresu bezawaryjnej pracy.

Przedstawiona metoda dynamiczna stanowi rozszerzenie opracowanej przez GIG metody selekcji łożysk używanych na podstawie wyników pomiarów przyspieszenia drgań w procesie pobudzeń liniowych. Pomiarzy zostały przeprowadzone na stanowisku wibracyjnym będącym w posiadaniu Zabrzeńskich Zakładów Naprawczych Pw, a opracowane wyniki stanowią bazę wyjściową do przyszłościowego doskonalenia metod już stosowanych.

### 1. Wstęp

Badaniami wibracyjnymi objęto głównie łożyska toczne pracujące w układzie kinematycznym głowic ramieniowych kombajnów ścianowych KGS-320. Celem podjętych badań jest doskonalenie selekcji łożysk przekazywanych ponownie do eksploatacji, co bezpośrednio wiąże się z obniżeniem kosztów materiałowych, jak również z poprawą jakości remontowanych głowic.

Każde łożysko toczne można rozpatrywać jako układ będący równoległym połączeniem biernego i czynnego elementu mechanicznego, stanowi więc ge-

nerator drgań mechanicznych. Drgania łożysk tocznych mogą być wywołane różnymi przyczynami, które zależą głównie od: konstrukcji samego łożyska, jego wymiarów, dokładności wykonania, gładkości współpracujących powierzchni, warunków montażu, a także od rozwiązania konstrukcyjnego i wykonania całego zespołu łożyskowego. Na przykład przy konstruowaniu podpór łożyskowych wirników poziomych często popełniane są następujące błędy:

- nie zapewniona się dostatecznej sztywności kadłuba w kierunku poprzecznym i wzdłużnym, w wyniku czego powstają duże drgania podpór łożyskowych;
- częstotliwość drgań własnych kadłuba łożyska w kierunku poprzecznym i wzdłużnym są zbliżone do prędkości obrotowej wirnika co jest przyczyną występowania drgań rezonansowych;
- kadłub łożyska jest obciążony asymetrycznie, w wyniku czego oprócz sił pionowej symetrycznie obciążającej ten kadłub powstaje jeszcze moment gnący, który wywołuje drgania podpory łożyskowej.

Drgania łącznie z naturalnymi procesami zużycia powodują, że łożyska mogą tracić zdolność do pracy w czasie krótszym niż wynikać by to mogło z występowania samych tylko procesów zużycia. Z tego względu nie można nigdy przewidzieć w sposób teoretyczny czasu bezawaryjnej pracy łożyska tocznego pracującego w złożonym układzie mechanicznym. Uwzględniając te fakty, należy podkreślić, że w procesie diagnozowania łożysk tocznych, bardzo ważna jest znajomość procesów zużycia, potrzebna do właściwego określenia i usunięcia przyczyny uszkodzenia [1].

W łożyskach tocznych występują dwa naturalne procesy zużycia: zmęczenie i ścierne zużycie powierzchni roboczych. Efekt ścierania powierzchni narasta podczas całego okresu eksploatacji, natomiast ciągłe przetwarzanie się części tocznych powoduje jedynie zmiany jakościowe w materiale, a samo zmęczenie powierzchni ujawnia się w postaci wykruszeń w końcowej fazie trwałości łożyska. Przy czym od momentu pojawienia się pierwszego wykruszenia, proces narasta lawinowo, prowadząc bezpośrednio do awarii łożyska. Niemniej jednak z obserwacji wynika, że około 20-30% eksploataowanych łożysk traci zdolność do pracy wskutek nadmiernego luzu, spowodowanego zarówno zużyciem ściernym jak również nadmiernymi drganiami poprzecznymi [2].

Na trwałość łożysk tocznych wpływają także wszystkie przypadkowe błędy popełnione w procesie wytwarzania, montażu i eksploatacji. W procesie wytwarzania szczególnie istotne są błędy spowodowane niedotrzymaniem właściwych warunków obróbki cieplnej, wpływające na nieprawidłowe ukształtowanie się warstwy wierzchniej powierzchni roboczych, przypalenia przy szlifowaniu, co powoduje że trwałość łożyska może zostać obniżona do połowy nominalnego czasu pracy. Przyczyna uszkodzenia łożyska może być również korozja, spowodowana nieprawidłowością jego konserwacji, magazynowania czy eksploatacji, której wynikiem jest pojawienie się na powierzchniach współpracujących części wierzów wypełnionych czerwonym proszkiem rdzy.

Istotnym również czynnikiem przyspieszającym proces zużycia korozyjnego jest temperatura. Inną grupę uszkodzeń łożysk tocznych stanowi ich nieprawidłowy montaż, błędy kształtu, czy też błędy geometrii. W związku z często występującymi przypadkami losowymi uszkodzeń łożysk tocznych, istotnego znaczenia nabierają metody umożliwiające wykrycie uszkodzeń eksploatacyjnych, pozwalające na przeprowadzenie klasyfikacji ich stanu technicznego z podziałem na odpowiednią liczbę klas w zakresie dopuszczalnej tolerancji.

## 2. Fenomenologiczne ujęcie przyczyn drgań łożysk tocznych

Własności generujące łożyska tocznego są głównie związane z chwilową zmianą liczby elementów tocznych przenoszących obciążenie oraz z nieliniowym zarysem bieżni. Występowanie tych dwu niekorzystnych cech wraz z nadmiernym luzem powoduje konieczność kontroli własności łożysk, zarówno w fazie produkcji, jak również eksploatacji. Poniżej opisane zostaną zarówno technologiczne przyczyny drgań łożysk, jak również przyczyny prowadzące do uszkodzeń łożysk w warunkach eksploatacji, przy czym rozważania dotyczyć będą metod kontroli łożysk jako elementu samodzielnego niezabudowanego w konstrukcję maszyny. Z badań opublikowanych przez uczonych radzieckich [3] wynika, że o jakości łożyska jako elementu samodzielnego, decyduje poziom drgań: im drgania mniejsze, tym łożysko lepsze i odwrotnie. Powstaje pytanie, co determinuje poziom drgań łożyska nowego? Dla określonego typu łożyska będą to głównie technologiczne przyczyny drgań, na które składają się trzy podstawowe rodzaje błędów, a mianowicie:

- 1) Błędy kształtu (BK) - mikro- i makrofalistość, odchyłka profilu bieżni, chropowatość.
- 2) Błędy geometrii (BG) - bicie poprzeczne i bicie wzdłużne.
- 3) Luz (L) - poprzeczny wzdłużny.

Jeżeli przy tym uwzględnimy jeszcze kinematykę łożyska tocznego, to można dojść do wniosku, że środek wirującego czopa porusza się po krzywej o bardzo złożonym kształcie. Podczas każdego obrotu wału postać tej trajektorii zmienia się dość znacznie, ponieważ wzajemne oddziaływania wymiennych przyczyn są dość przypadkowe i nieregularne. Obecny poziom wiedzy technologicznych przyczynach drgań łożysk tocznych jest jeszcze na tyle niedoskonały, że nie pozwala napisać ilościowego związku między poziomem drgań, a wyszczególnionymi wyżej przyczynami technologicznymi. Można jednak napisać ogólny związek jakościowy typu

$$L_x = f(BK, BG, L)$$

(2.1)

W celu więc oceny jakości, konieczne są badania drganiowe całego łożyska za pomocą odpowiednio opracowanego testu i urządzenia.

### 2.1. Wpływ błędów kształtu na poziom drgań łożysk

Nierówności współpracujących ze sobą powierzchni tocznych stanowią jedną z przyczyn drgań łożysk tocznych. Mikro- makrogeometria tych powierzchni zależy od procesów wykańczających. Nałożenie się szeregu zjawisk w czasie obróbki elementów łożyska warunkuje różnorodność uzyskiwanych chropowatości powierzchni, co powoduje że kształt i rozmiary mikro nierówności są zmiennymi losowymi. Z tego względu w procesie projektowania układu wirnikowego nie można ocenić jednoznacznie amplitudy drgań łożyska tocznego.

Szczególnie duży wpływ na stan wibroakustyczny łożysk tocznych mają wszelkiego typu uszkodzenia powierzchni bieżni. W zależności od umiejscowienia tych uszkodzeń są one źródłem drgań o różnych częstotliwościach.

Prędkość obrotową koszyka łożyska tocznego można obliczyć korzystając z zależności [4]:

$$n_k = \frac{n_w}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cdot \cos \beta\right) + \frac{n_z}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cdot \cos \beta\right) \quad (2.1)$$

gdzie:

$n_w$ ,  $n_z$  - odpowiednio prędkości obrotowe pierścienia wewnętrznego,  $d$  - średnica elementu tocznego,

$D$  - średnica podziałowa koszyka,  $\beta$  - kąt przyporu.

W przypadku, gdy uszkodzona bieżnia nie wiruje ( $n_w = 0$  lub  $n_z = 0$ ) to z zależności (2.2) wynika, że częstotliwość sił wymuszających drgania łożyska wynosi:

$$f_1 = \frac{n}{2} \cdot f_0 \left(1 \pm \frac{d}{D} \cdot \cos \beta\right) \quad (2.2)$$

gdzie:

$f_0$  - częstotliwość obrotów wirującego pierścienia,

$n$  - liczba elementów tocznych.

Znak plus przyjmuje się wówczas, gdy obraca się pierścień zewnętrzny, a minus - gdy obraca się pierścień wewnętrzny.

Siły wymuszające, wywołane uszkodzeniem bieżni pierścienia nieruchomego wzbudzają również drgania pierścienia wirującego.

Prędkość obrotowa samego tylko elementu tocznego wokół własnej osi wynosi [4]:

$$n_t = \frac{D}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cdot \cos \beta\right)^2\right] \frac{n_z - n_w}{2} \quad (2.4)$$

W przypadku, gdy wiruje tylko jeden pierścień z prędkością obrotową  $n_0$ , to wówczas ostatnia zależność przyjmuje postać:

$$n_t = \pm \frac{n_0}{2} \frac{D}{d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cdot \cos \beta \right)^2 \right] \quad (2.5)$$

Podczas np. uszkodzenia elementu tocznego obracającego się wokół własnej osi, w czasie każdego obrotu uderza on raz o bieżnię pierścienia zewnętrznego i raz o bieżnię pierścienia wewnętrznego. W wyniku tego częstotliwość powstałych wymuszeń impulsowych wynosi:

$$f_2 = f_0 \cdot \frac{D}{d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cdot \cos \beta \right)^2 \right] \quad (2.6)$$

Wówczas przy zrównaniu częstotliwości drgań impulsowych łożyska z częstotliwością własną jakiegos elementu maszyny może wystąpić gwałtowne zwiększenie amplitudy drgań.

Jeżeli wewnętrzny pierścień łożyska tocznego posiada bieżnię falistą, to wówczas podczas wirowania elementy toczne drgają bardziej intensywnie w kierunku promieniowym. Falistość profilu bieżni można opisać w układzie biegunowym wykorzystując pierwszą harmoniczną szeregu Fouriera, określoną zależnością:

$$R = R_w + A \cdot \sin z_f \cdot \varphi \quad (2.7)$$

gdzie:

$R$  - długość wektora wodzącego,  $R_w$  - nominalny promień bieżni pierścienia wewnętrznego,  $A$  - amplituda pierwszej harmonicznej,  $z_f$  - liczba fal na obwodzie bieżni,  $\varphi$  - zmienny kąt fazowy.

Doświadczalnie ustalono, że już dla  $A = 0,5$  m powstają znaczne drgania. Częstotliwość drgań spowodowanych przez falistość bieżni łożyska można w przybliżeniu obliczyć wykorzystując wyrażenie:

$$f_f = f_0 \cdot \frac{z_f \cdot n}{2q} \left( 1 \pm \frac{d}{D} \cdot \cos \beta \right) \quad (2.8)$$

gdzie  $q$  oznacza największy podzielnik liczb  $z_f$  i  $n$ .  
Również częstotliwość drgań wywołanych owalizacją elementów tocznych można obliczyć wykorzystując przybliżoną zależność:

$$f'_0 = f_0 \frac{D}{d} \cdot n \left( 1 \pm \frac{d}{D} \cdot \cos \beta \right) \quad (2.9)$$

Częstotliwość drgań wywołanych przez falistość bieżni jak również owalizację elementów tocznych zawarta jest w przedziale 500-3000 Hz.

## 2.2. Wpływ luzów łożyskowych na poziom drgań łożysk

Na drgania łożysk tocznych bardzo istotny wpływ mają luzy łożyskowe zależne od technicznego wykonania, typu, wielkości łożyska i sztywności podpory łożyskowej. Częstotliwość drgań wywołanych luzami łożyskowymi można także w przybliżeniu obliczyć stosując wyrażenie:

$$f_L = \frac{1}{2} f_0 n \left(1 \pm \frac{d}{D} \cdot \cos \beta\right) \quad (2.10)$$

Także w przypadku zniekształcenia samego koszyka łożyska wzbudzone są drgania o częstotliwości:

$$f_k = \frac{1}{2} f_0 \left(1 \pm \frac{d}{D} \cdot \cos \beta\right) \quad (2.11)$$

Należy tu podkreślić, że nawet gdyby łożysko toczne udało się wykonać w sposób idealnie dokładny, to również wtedy stanowiłoby źródło drgań i hałasów, wywołanych sprężystymi odkształceniami, poślizgami obtaczających się elementów, oraz zawirowaniami powietrza porwanego przez układ toczny.

Każda z wyszczególnionych częstotliwości opisujących określony typ uszkodzenia leży w określonym pasmie drgań i z tego względu na podstawie podziału widmowego drgań łożyska można zdefiniować cztery prawie niezależne czynniki jakości drganiowej łożyska:

- I - defekty koszyka (bicie, luzy),
- II - błędy kształtu bieżni ruchomej (bicie),
- III - defekty punktowe bieżni ruchomej jak również nieruchomej łącznie z falistością,
- IV - chropowatość.

Aby zatem wyznaczyć określony rodzaj występujących nieprawidłowości, należy w zbiorze estymat drganiowych utworzyć takie, które najlepiej odzwierciedlają dany rodzaj defektu przy określonym typie łożyska.

## 3. Estymaty stosowane w badaniach diagnostycznych łożysk tocznych

Większość stosowanych metod diagnostyki kontrolnej łożysk tocznych oparta jest głównie na podziale widma drgań na pasma związane z odpowiednimi rodzajami defektów. Z tego względu zmiana częstości obrotowej łożyska na stanowisku badawczym wymaga przestrojenia odpowiednich filtrów, gdyż jak wynika z niektórych prac [5] ocena jakości drganiowej łożyska

winna być zasadniczo przeprowadzana na przewidywanej częstotliwości roboczej  $f_0$  oraz jej harmonikach.

W związku z pewnymi trudnościami związanymi z każdorazowym przestrażaniem filtrów układu pomiarowego do zagadnienia tego należy podejść metodą rozpoznawania obrazów, ograniczając się początkowo do prostego zbioru dyskryminat drganiowych, które dają informacje pozwalające na rozróżnienie badanych łożysk.

### 3.1. Dyskryminaty wymiarowe i bezwymiarowe sygnału wibracyjnego

W praktyce przemysłowej bardzo ważnym zagadnieniem jest prostota stosowanej aparatury, która często decyduje o jej praktycznej przydatności. Z tego względu ograniczymy się do analizy prostych dyskryminat uzyskanych z bezpośrednich pomiarów wartości skutecznych parametrów drgań. Wydaje się jednak, że również istotne znaczenie w procesie diagnozowania łożysk może mieć także wartość szczytowa, jak również obliczony na jej podstawie współczynnik szczytu, czy też luzu. Wśród wielu estymat stosowanych do rozróżnienia stanów łożyska wykorzystuje się funkcje gęstości prawdopodobieństwa rozkładu amplitud. Jednak w wielu przypadkach, szczególnie gdy diagnozowaniem objęte jest samo łożysko jako element niezabudowany, wystarczy wyznaczyć gęstość rozkładu np. w punkcie o zerowej amplitudzie  $A = 0$  lub w innym punkcie  $A = a$ . Tę wielkość pokrewną zwaną częstotliwością Rice'a można obliczyć ze wzoru [6]:

$$f_R = \frac{1}{2\pi} \left[ \frac{\int_{-\infty}^{\infty} [G_{xx}(f) f^2 df]}{\int_{-\infty}^{\infty} G_{xx}(f) df} \right]^{1/2} = \frac{1}{2\pi} \frac{X_z}{X_x} \quad (3.1)$$

Wynika stąd, że mierząc częstotliwość Rice'a (przejsię dodatnich lub ujemnych) można wnioskować o zmianie funkcji gęstości widmowej mocy procesu. Ponadto jak widać częstotliwość Rice'a można uzyskać bezpośrednio przez pomiar wartości skutecznych prędkości i przyspieszenia. W badaniach diagnostycznych można zatem mierzyć niezależnie wielkości  $f_a$  - częstotliwość Rice'a (średnia) przyspieszenia,  $f_v$  - częstotliwość średnia prędkości,  $f_z$  - częstotliwość średnia przemieszczenia.

Zmiany tych wielkości zachodzące w procesie eksploatacji łożysk tocznych mogą świadczyć o rozwoju określonych defektów.

Również można szukać korelacji typu defekt  $\rightarrow$  częstotliwości średnie w ich wzajemnych różnicach  $\Delta f = f_y - f_v$ , czy też w ich ilorazach  $f_a/f_v$ , przy czym tak utworzone estymaty mają znaczenie fizyczne, wyrażają one miarę szerokości pasma zajmowanego przez dany proces.

W pierwszym przypadku różnica  $\Delta f$  jest wielkością wymiarową, natomiast w drugim, stosunek wyrażony przez tzw. współczynnik harmonicznosci  $H_a = f_a/f_v$  jest wielkością bezwymiarową.

Uwzględniając gęstość widmowa mocy prędkości drgań  $G_{vv}(f)$ , otrzymamy wyrażenie określające współczynnik harmonicznosci

$$H_v = \frac{f_v}{f_a} = \frac{a_a \cdot z_a}{v_a} = \frac{\sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} G_{vv}(f) \cdot f^2 df}}{\int_{-\infty}^{\infty} G_{vv}(f) f^{-2} df} \quad (3.2)$$

Użyteczność diagnostyczna współczynnika harmonicznosci nie została jeszcze w pełni potwierdzona z uwagi na niedawno wprowadzoną jego definicję, nie mniej jednak nieliczne badania przeprowadzone dla maszyn górniczych [7] wskazują na dużą wrażliwość diagnostyczną tego współczynnika.

### 3.2. Estymaty amplitudowe RMS

Prawidłowość decyzji o stanie łożyska tocznego jest uwarunkowana wyborem prawidłowej estymaty o dużej czułości na zmiany określonych własności. Najczęściej używaną miarą procesów wibracyjnych jest wartość skuteczna:

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) \cdot dt}$$

która może być bezpośrednio zmierzona za pomocą standardowego miernika drgań. Celem określenia poziomów drgań, wyjściowego i granicznego należy przeprowadzić obserwacje wartości skutecznych parametrów drgań na możliwie największej ilości danego typu łożysk. Wydaje się, że w diagnostyce łożysk tocznych bardzo ważnym parametrem jest względne odchylenie wartości RMS od wartości przyjętej umownie za wzorcowy poziom odniesienia np. od wartości średniej lub minimalnej, wyznaczonych dla danego typu łożyska:

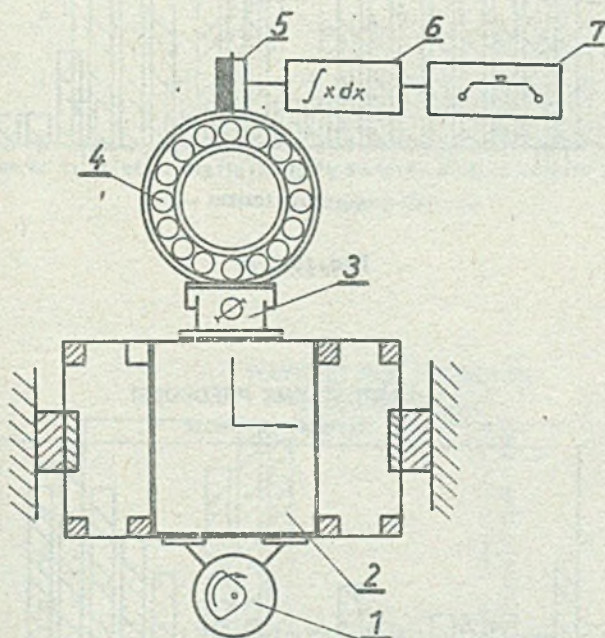
$$L_x = 20 \cdot \log \frac{x_{RMS}}{x_{RMS}} \text{ db} \quad (3.3)$$

lub

$$L_x = 20 \cdot \log \frac{x_{RMS}}{(x_{RMS})_{\min}} \quad (3.4)$$



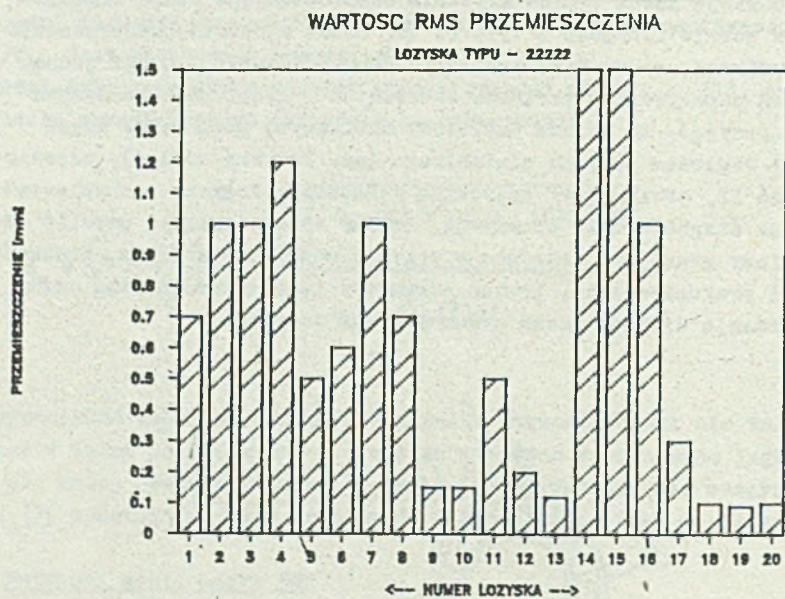
Wówczas uwzględniają nawet ogólne kryteria eksploatacyjne stanu drganiowego zawarte w normie ISO-3945 z 1975 r. [8] można próbować przeprowadzić względną klasyfikację stanu dynamicznego badanych łożysk. Z uwagi jednak na brak ustaleń odpowiednich poziomów wzorcowych i granicznych badanych łożysk, można przyjąć, że zmiana amplitudy mierzonych parametrów drgań w stosunku 6:1 względem poziomu minimalnego (np. łożyska nowego), odpowiadająca około 16 dB, powinna być przyczyną wyłączenia łożyska z eksploatacji. Aby jednak diagnoza była efektywna, należy doświadczalnie ustalić odpowiednie poziomy graniczne, zarówno w przypadku przemieszczenia, prędkości jak również przyspieszenia, bowiem parametry te odzwierciedlają zróżnicowane informacje diagnostyczne stanu łożyska tocznego.



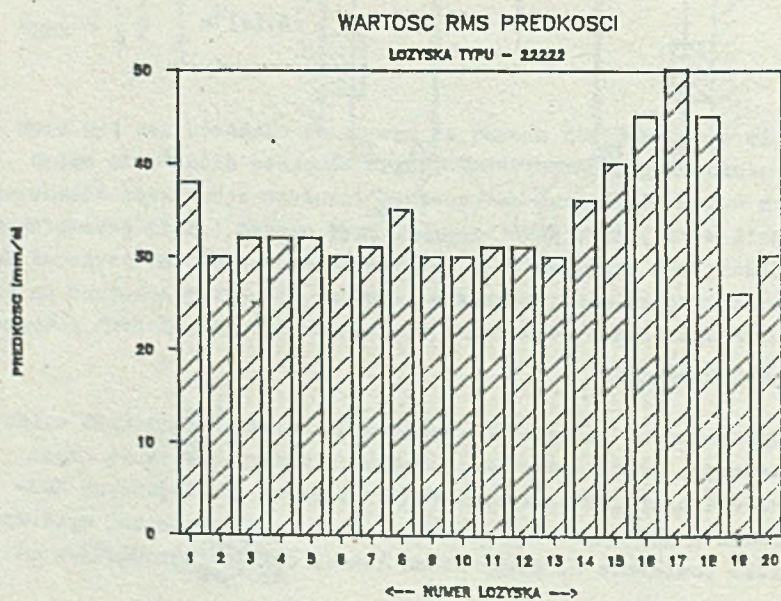
Rys. 1

#### 4. Stano*w*isko pomiarowe

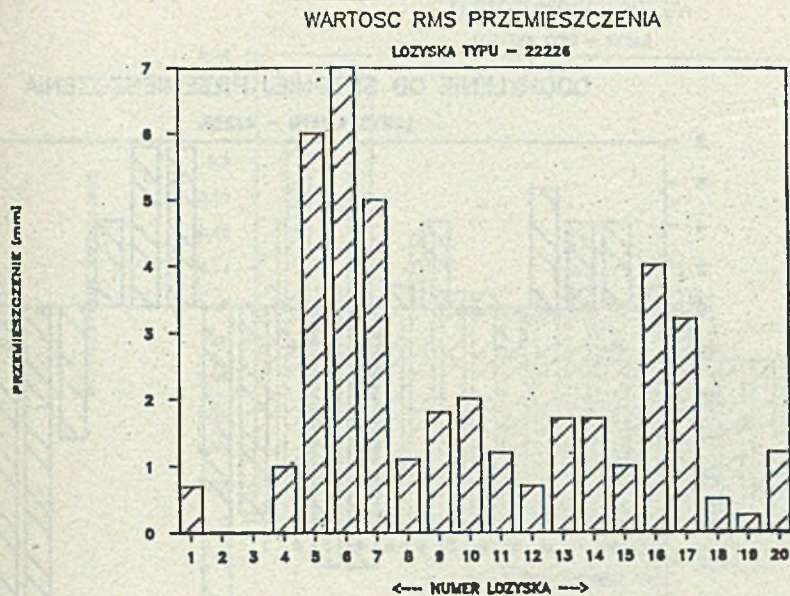
Celem przeprowadzenia badań było wyznaczenie zakresu względnych zmian amplitud skutecznych przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia drgań łożysk typu 22222A oraz 22226A wymontowanych z głowic kombajnowych KGS-320 podczas remontu głównego. Pomiary parametrów drgań wykonano, wykorzystując stanowisko pomiarowe do oceny stanu łożysk opisane szczegółowo w pracy [9].



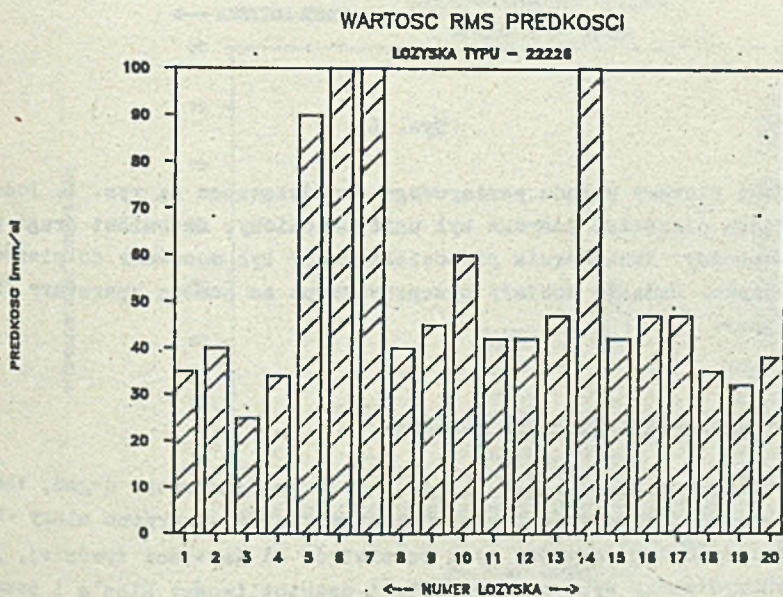
Rys. 2



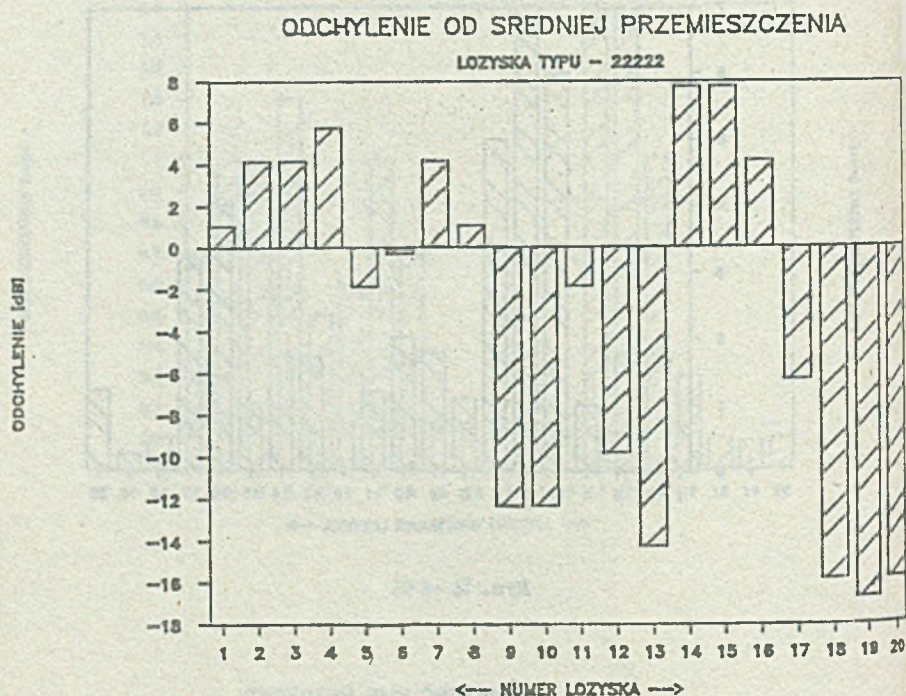
Rys. 3



Rys. 4



Rys. 5

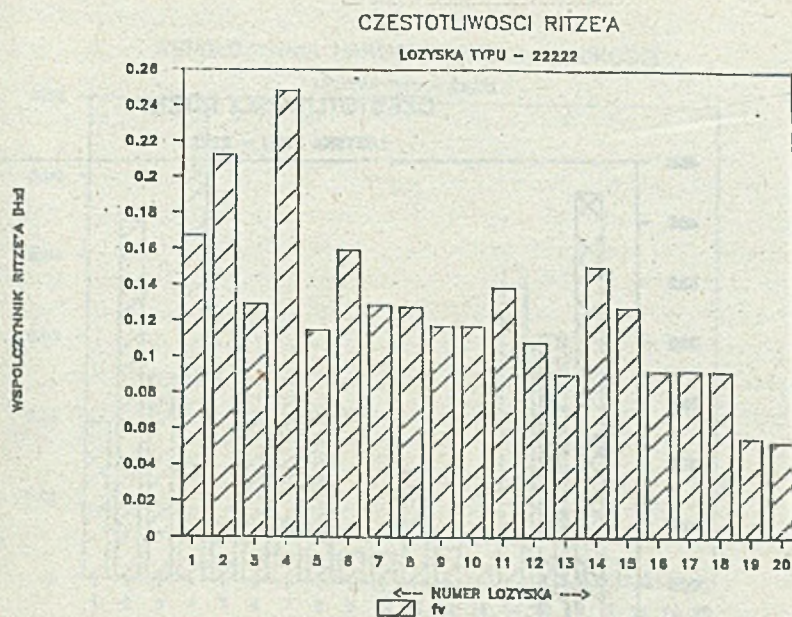


Rys. 6

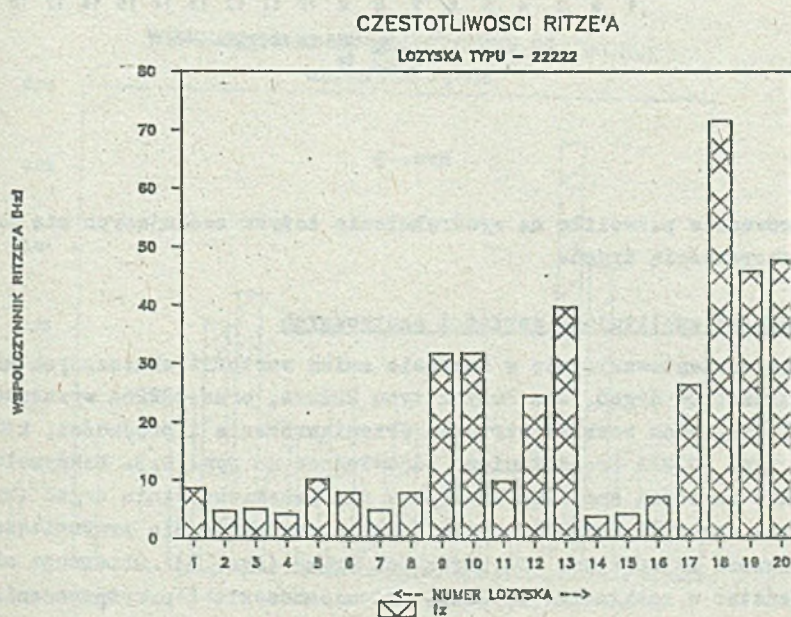
Schemat blokowy układu pomiarowego przedstawiono na rys. 1. Podczas badań jeden pierścień łożyska był unieruchomiony, natomiast drugi pozostawał swobodny. Przetwornik piezoelektryczny był mocowany do pierścienia nieruchomego. Badania zostały przeprowadzone za pomocą aparatury firmy Brüel-Kjaer.

### 5. Wyniki pomiarowe i ich analiza

Przedmiotem pomiaru i analizy były podstawowe parametry drgań, takie jak przemieszczenie, prędkość i przyspieszenie, oraz utworzone miary względnie w postaci odchylenia wartości tych parametrów od wartości średniej, jak również dyskryminanty wymiarowe w postaci częstotliwości Rice'a i bezwymiarowe reprezentowane przez współczynnik harmoniczności prędkości. Ich wpływ



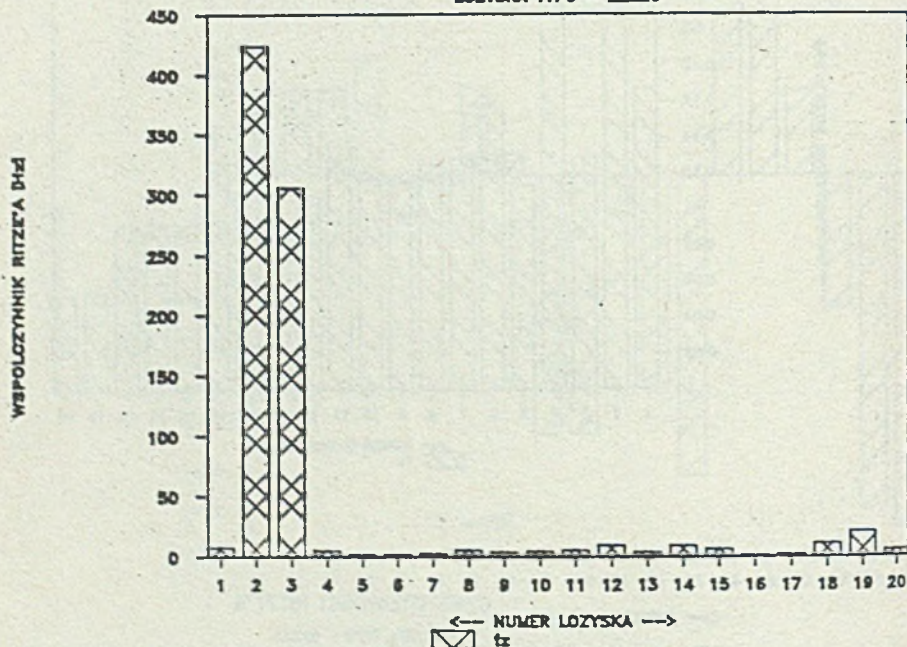
Rys. 7



Rys. 8

## CZESTOTLIWOSCI RITZE'A

ŁOŻYSKA TYPU - 22226

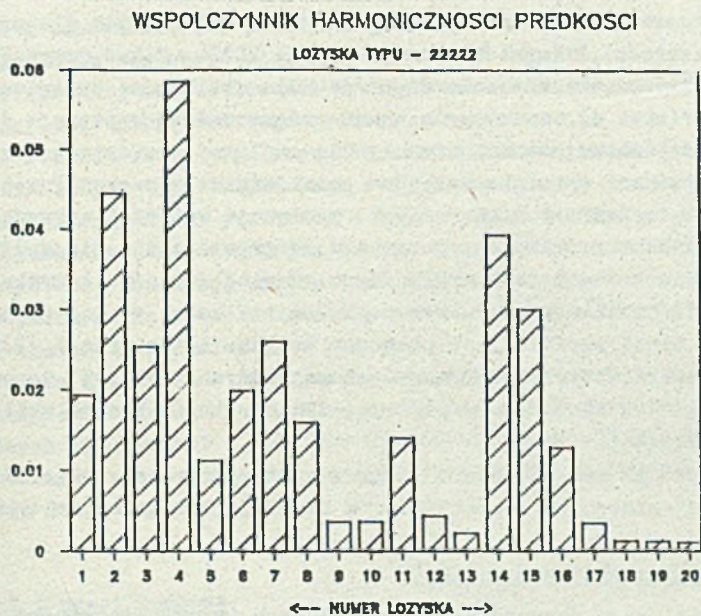


Rys. 9

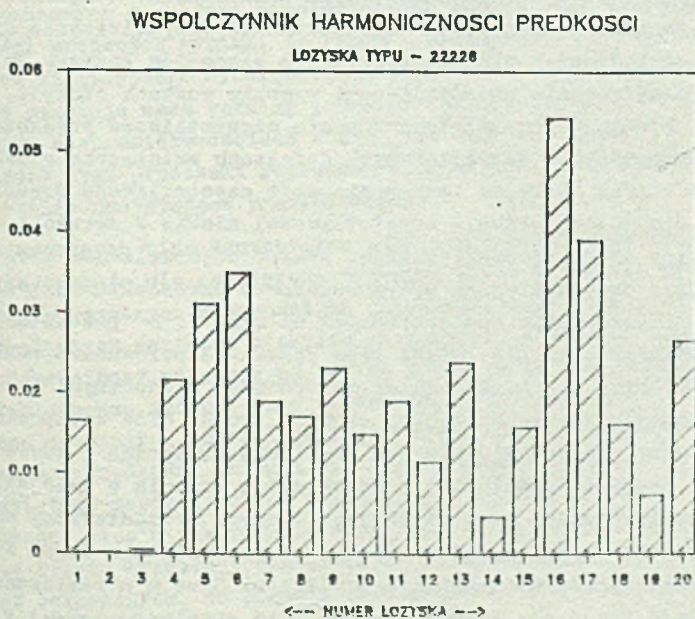
дне porównanie pozwoliło na wyodrębnienie łożysk cechujących się maksymalną intensywnością drgań.

### 5.1. Rozkład amplitudowy wartości skutecznych

Celem zorientowania się w zakresie zmian wartości skutecznych mierzonych parametrów drgań, dla łożysk typu 22222A, oraz 22226A wyznaczono w postaci diagramów rozkład wartości przemieszczenia i prędkości, który dla łożysk typu 22222A przedstawiono odpowiednio na rys. 2, 3. Maksymalne zróżnicowanie wartości amplitud występuje dla przemieszczenia drgań (rys. 2), natomiast znacznie mniejsze zróżnicowanie występuje dla przyspieszenia, a stosunkowo najmniejsze dla prędkości drgań (rys. 3). Obserwuje się duże podobieństwo w rozkładzie amplitud przemieszczenia i przyspieszenia, w większości wypadków maksymalne wartości przemieszczenia i przyspieszenia występują dla tych samych łożysk, jednak znacznie większą dynamiką zmian



Rys. 10



Rys. 11

cechują się amplitudy przemieszczenia. Na wykresach zamieszczonych na rys. 5, 6 przedstawiono analogiczne rozkłady odpowiednio dla przemieszczenia i prędkości w odniesieniu do łożysk 22226. W tym przypadku również amplitudy przemieszczenia drgań cechują się bardzo zróżnicowanymi wartościami (rys. 4), mniejszy stopień zróżnicowania występuje dla amplitud prędkości, natomiast najmniejszy dla amplitud przyspieszenia. Obserwuje się tu jednak znacznie mniejsze podobieństwo poszczególnych rozkładów tylko w przypadku łożysk 5, 6, 7 występują wartości maksymalne we wszystkich trzech rozkładach, pozostałe łożyska cechują się zróżnicowaniem wartości. W badaniach uwzględniono również dwa nowe łożyska dla których wartości amplitudy przemieszczenia są tak małe, że nie mieszczą się w przyjętej skali amplitud, co pokazano na rys. 4 (łożyska 2, 3). Przedstawiono również rozkład wartości względnych odchyień mierzonych parametrów drgań od wartości uśrednionej dla obu typów łożysk obliczony na podstawie wyrażenia (3.4).

Przykładowo na rys. 6 podano diagram wyrażający odchylenie od średniej wartości skutecznej przemieszczenia, w odniesieniu do łożysk typu 22222A.

## 5.2. Rozkład częstotliwości Rice'a

Wydaje się, że w przypadku łożysk tocznych istotne informacje diagnostyczne mogą być zawarte w uzyskanych z pomiaru częstotliwości Rice'a. Pomiar każdej z tych wartości i zachodzące zmiany w procesie eksploatacji mogą świadczyć o rozwoju określonego typu uszkodzenia. W ogólności należy stwierdzić, że zmiany w częstotliwości średniej przyspieszenia drgań mogą świadczyć o zachodzących mikrouszkodzeniach elementów łożysk. Po procesie jednokrotnego całkowania częstotliwości wysokie zostaną obcięte, natomiast średnie wypuklone. Z tego względu średnia częstotliwość prędkości zawierać będzie informacje o zaawansowanych defektach związanych głównie z ubytkiem masowym łożysk. Kolejne całkowanie daje częstotliwość średnią przemieszczenia obejmującą głównie częstotliwości niskie w zakresie obrotowym  $f_0$ . Wynika więc stąd, że uwzględniając pomiar częstotliwości Rice'a można zmianę średniej częstotliwości przyporządkować określonym uszkodzeniom. Przykładowo na diagramach zamieszczonych na rys. 7, 8 przedstawiono prędkości i przemieszczenia dla łożysk typu 22222A. Z porównania rozkładów częstotliwości Rice'a z odpowiednimi wartościami skutecznymi prędkości i przyspieszenia wynika, że mniejszej częstotliwości Rice'a odpowiadają drgania charakteryzujące się większą amplitudą skuteczną i odwrotnie większej wartości częstotliwości Rice'a odpowiadają drgania o mniejszej intensywności. Potwierdzeniem tego faktu jest diagram przedstawiony na rysunku 8 obrazujący rozkład częstotliwości Rice'a przemieszczenia drgań dla łożyska typu 22226. Największe wartości częstotliwości Rice'a przemieszczenia drgań występują tutaj dla łożysk nowych (nie eksploatowanych) N = 2, 3. W przyjętej skali wartości częstotliwości, nie starano się rozróżniać pozostałych łożysk z uwagi na niskie wartości częstotliwości.



### 5.3. Współczynnik harmoniczności prędkości drgań

Współczynnik harmoniczności prędkości jest zasadniczo równy współczynnikowi określającemu szerokość pasma przemieszczeń drgań 6, stanowi on również miarę średniej częstotliwości występowania maksimów przemieszczenia do średniej częstotliwości tego procesu. Przykładowo na rys. 10, 11 przedstawiono rozkład zmian współczynnika harmoniczności prędkości drgań odpowiednio dla łożysk typu 22222A oraz 22226A. Porównując rozkłady zmian współczynnika harmoniczności prędkości z odpowiednimi rozkładami wartości skutecznych przemieszczenia drgań dla łożysk typu 22222A oraz 22226A, daje się zauważyć dużą korelację między tymi rozkładami, przy czym większym wartościom współczynnika harmoniczności prędkości drgań odpowiadają większe wartości skuteczne przemieszczeń drgań.

Problem wyboru dyskryminat jest bardzo istotny, zwłaszcza w związku z ich zorientowaniem uszkodzeniowym. Wydaje się jednak, że prostota pomiaru zaprezentowanych dyskryminat i ich szeroki zakres zmian powinny stać się bodźcem do dalszych szerszych badań umożliwiającących ich zastosowanie w procesie badań diagnostycznych łożysk tocznych.

### 6. Wnioski i uwagi końcowe

Z przeprowadzonej analizy uzyskanych wyników pomiarowych dotyczących zarówno skutecznych wartości parametrów drgań jak również otrzymanych wielkości pochodnych w postaci współczynników Rice'a oraz współczynnika harmoniczności prędkości wynika, że każda z tych estymat zastosowana do oceny procesu wibracyjnego wyodrębnia na ogół inne jego cechy. Każde łożysko toczne generuje całą rodzinę procesów wibroakustycznych świadczących o różnych nieprawidłowościach stanu jego zużycia. Analiza współzależności między tymi procesami reprezentowanymi przez utworzone estymaty pozwoliła ustalić następujące prawidłowości:

- spośród stosowanych miar skutecznych parametrów drgań, amplituda przemieszczenia cechuje się największą dynamiką zmian wartości, co może świadczyć o korzystnych własnościach diagnostycznych tego parametru;
- rozkład względnych wartości odchylen mierzonych parametrów drgań od wartości uśrednionej wskazuje na pewien trend zmian eksploatacyjnych, odzwierciedlających głównie luzy osiowe badanych łożysk;
- wprowadzone estymaty w postaci częstotliwości Rice'a oraz współczynnik harmoniczności prędkości cechują się dużą dynamiką zmian, w stosunku do wartości tych współczynników odniesionych do łożysk nowych;
- częstotliwości Rice'a jak również współczynnik harmoniczności prędkości korzystnie będzie wyznaczyć dla procesów filtrowanych, a w szczególności również całkowanych, co pozwoli na ujawnienie stopnia zużycia określonych elementów łożyska.

Reasumując należy stwierdzić, że uzyskane wyniki badań w procesie diagnozowania eksploatacyjnego łożysk tocznych winny stanowić podstawę do prowadzenia dalszych badań umożliwiających opracowanie doskonalszych kryteriów diagnozowania łożysk.

#### LITERATURA

- [1] H. KRZEMIŃSKI-FREDA: łożyska toczne. PWN, Warszawa 1985.
- [2] Cz. CEMPEL: - Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn WNT, Warszawa 1982.
- [3] Ak. JAWLEŃSKIJ, K.N. JAWLEŃSKIJ: Teoria dynamiki i diagnostyki systemów trenja kaczania. Leningrad. Izdat. Leningradskowo Uniwersiteta 1978.
- [4] P. ESCHMANN, L. HABSBERGEN, K. WEIGAND: Die Wälzlagerpraxis. Wien, R. Oldenbourg Verlag 1978.
- [5] R.C. HEMMINGS, J.D. SMITH - Information from Bearing vibration. Inst Mech. Eng. 1976, Pap. C 177/76, s. 117-121.
- [6] A. PAPOULIS: Prawdopodobieństwo, zmienna losowa i procesy stochastyczne. WNT, Warszawa 1972.
- [7] W. SIKORA, T. ZAKRZEWSKI: Ocena przydatności dyskryminat amplitudowo-widmowych w procesie diagnozowania WA głowic ramieniowych kombajnów ścianowych. Zeszyty Naukowe Pol. Sl. Serie: Górnictwo z. 137, 1985.
- [8] ISO 3945: Mechanical vibration of large rotating machines with speed range from 10 to 200 rev/s - Measurement and evaluation of vibration severity in situ, 1977.
- [9] W. BEBLO, E. KUSAK: Drganiova ocena stanu łożysk tocznych. Eksploatacja Maszyn Nr 5-6, 1983.

#### ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРОСТЫХ ОЦЕНОК КОЛЕБАНИЙ В ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

#### Р е з ю м е

Подшипники качения являются основным элементом машин и широко применяются во всех отраслях техники. Исходя из того, что польская угольная промышленность обладает высокой степенью механизации и автоматизации, существенное значение в процессе эксплуатации горных машин набирают методы контроля и прогнозирования безперебойной работы подшипников качения, как в ходе производства, так и в ремонте горных машин.

Основной целью диагностики подшипников является определение динамического состояния подшипника посредством разработки соответствующих критериев и прогнозирования дальнейшего периода их безаварийной работы. Представленные

Динамический метод является расширением разработанного Главным институтом горного дела метода отбора употребляемых подшипников на основе замера ускоренных колебаний в процессе линейных возбуждений. Исследования были проведены на вибрационном стенде Забжанского ремонтного завода угольной промышленности, а разработанные результаты будут исходными данными для совершенствования методов в будущем.

#### EVALUATION OF STRAIGHT VIBRATIONAL ESTIMATES IN THE OPERATIONAL DIAGNOSIS OF ROLLING BEARINGS

#### Summary

Rolling bearings constitute the basic machine elements and are generally applied in all the fields of technology. Due to the high degree of mechanization and automation of the Polish mining industry, the methods of inspection and prediction of the failure - free time of the operation of rolling bearings are acquiring an essential importance in the functioning of mining machines, both in the manufacturing stage as well as in the process of repairings the mining machines.

The fundamental aim of the operational diagnosis of bearings is the determination of the dynamical state of the bearing through the elaboration of suitable criteria and the evaluation of the further failure - free time of the operation. The presented dynamic method is an extension of the operation. The presented dynamic method is an extension of the method of selection of operating bearings which had been elaborated on the basis of measurements of the acceleration of vibrations in the process of linear excitations by the GIG (Central Mining Institute).

The measurements had been conducted on a vibrational test stand at the Zabrze Repair Works of the Mining Industry, and the obtained results will constitute the basis for future improvements of already applied methods.

Recenzent: Doc. dr hab. inż. Eugeniusz Świtoński

Wpłynęło do redakcji 12.I.1987 r.