

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

27 -30. 04. 1987 ZAKOPANE

Walter BARTELMUS

Centralny Ośrodek Badawczo-Projektowy
Górnictwa Odkrywkowego
Poltegor Wrocław

DIAGNOSTYCZNA KLASYFIKACJA STANÓW MASZYN I ICH INTERPRETACJA

Streszczenie. Jednym z podstawowych problemów w diagnostyce drganiowej maszyn jest odpowiednia klasyfikacja stanów wraz z odpowiednią interpretacją.

Stosowana najczęściej interpretacja klas w postaci opisu: dobry, zadowalający, dopuszczalny, niedopuszczalny jest niewystarczająca. Punktem wyjścia do dyskusji na temat klasyfikacji stanów są istniejące klasyfikacje: ISO 3945; klasyfikacja IRD oraz klasyfikacja zaproponowana przez Blake'a, i Cempala. Zaproponowana przez autora klasyfikacja i jej interpretacja ma charakter techniczno-ekonomiczny, co wynika z racji celowości technicznej i ekonomicznej. Przedstawiona klasyfikacja dotyczy w szczególności przekładni stożkowych. W interpretacji klas stanów wzięto pod uwagę przypuszczalny sposób zmiany stanu przekładni, opis własności zmęczeniowych materiału pod wpływem różnych rodzajów obciążeń.

Powstał modelowy opis zmiany stanu. Parametry graniczne stanu proponowanej klasyfikacji stanów powstały na podstawie badań laboratoryjnych zaobserwowane oraz głównie na podstawie obserwacji zmian parametrów przekładni w eksploatacji (przekładnie o mocy 1000 kW stosowane do napędu przenośników taśmowych w kopalniach węgla brunatnego). Klasyfikację poddano również częściowej weryfikacji statystycznej dla parametrów drganiowych 145 przekładni. W pracy zaproponowano klasyfikację wieloparametrową. Parametry rozdzielone są w zależności od zakresu częstotliwości, w której mierzony jest parametr oraz w zależności od fizycznej wielkości (prędkość, przyspieszenie).

1. Wprowadzenie

Prowadzone prace w zakresie diagnostyki drganiowej w Centralnym Ośrodku Badawczo-Projektowym Górnictwa Odkrywkowego Poltegor doprowadziły do powstania klasyfikacji stanów przekładni, którą wykorzystuje się do oceny stanu przekładni napędu przenośników — moc przekładni 1000 kW oraz do oce-

ny stanu przekładni napędu kół czerpakowych koparek typu SchRs 1200 - moc przekładni 400 kW. Są to przekładnie kątowno-walcowe, których cechą charakterystyczną jest duża awaryjność stopnia stożkowego w stosunku do stopnia walcowego w przekładni napędu przenośników oraz duża awaryjność pierwszego stopnia walcowego i drugiego stożkowego w stosunku do pozostałych stopni dla przekładni napędu koła czerpakowego koparki SchRs 1200. Zaproponowana przez autora praca klasyfikacja i jej interpretacja mają charakter techniczno-ekonomiczny, co wynika z racji celowości technicznej i ekonomicznej. W pracy [1] podano, że podstawą rozdziału parametrów diagnostycznych na klasy odpowiadające stanom maszyn są:

- odpowiednie dopuszczalne poziomy drgań i hałasu, wynikające z zagrożenia ludzi (użytkowników) [2]; klasy te nie dotyczą bezpośrednio diagnostyki maszyn,
- dopuszczalne wartości parametrów wynikające z racji celowości technicznej [3], określone na podstawie obserwacji drgań maszyn wzorcowych, wykonanych szczególnie starannie, zgodnie z dokumentacją techniczną,
- dopuszczalne wartości parametrów uwzględniające uszkodzenia w czasie eksploatacji, parametry te wynikają z racji celowości technicznej i ekonomicznej.

Przedstawiona praca jest ilustracją powyższych zasad.

2. Sposoby klasyfikacji stanów maszyn i ich interpretacja

Najszerzej stosowaną klasyfikacją w diagnostyce drganiowej maszyn wydaje się być klasyfikacja wg zaleceń ISO 3945 [4], gdzie parametrem pomiaru diagnostycznego jest wartość skuteczna prędkości drgań w paśmie od 10-1000 Hz. Interpretacja stanu maszyn przedstawiona jest w kategoriach: dobry, zadowalający, niezadowalający, niedopuszczalny. Podobną interpretację podaje IRD [5]; są to następujące kategorie: wyjątkowo równomierny, równomierny, bardzo dobry, dopuszczalny, dość niebezpieczny, niebezpieczny, bardzo niebezpieczny. Podobnie, jak wyżej, interpretowane są klasy stanów jako odzwierciedlenie stanu współpracy elementów łożyska w [6]; są to następujące pojęcia: dobre warunki współpracy, obniżone warunki współpracy, złe warunki współpracy - co jest synonimem uszkodzenia łożyska. Podane wyżej klasy mają odzwierciedlić warunki pracy łożyska, takie jak ustawienie maszyny, smarowanie, montaż łożyska, uszkodzenie łożyska.

Szeroki zakres interpretacji stanów podaje Blake w pracy [7]. Interpretację tę można sklasyfikować jako wynikającą z racji celowości technicznej i ekonomicznej, z kategorii decyzyjnych co do terminu odnowy, jak i wynikającą z kategorii fizycznego opisu stanu technicznego. Poszczególne klasy stanów oznaczone są symbolami literowymi od AA, A;D, gdzie: D - stan dobry, AA - stan niebezpieczny dla pracy maszyny.

Zgodnie z [7] dla poszczególnych klas przyjęto następujące terminy, które można interpretować jako wynikające z racji ekonomicznej.

- AA - niebezpieczeństwo (w oryginale - Dangerous)
- A - odnowa nagląca (w oryginale - Correction Urgent)
- B - odnowa ekonomiczna (w oryginale - Correction profitable)
- C - odnowa nieekonomiczna (w oryginale - Correction unprofitable)
- D - bez uszkodzeń (w oryginale - Faultless)

Terminy, które można przyporządkować racji celowości technicznej, są następujące:

- AA - niebezpieczeństwo (w oryginale - Danger)
- A - graniczne uszkodzenie (w oryginale - Acuta Fault)
- B - częściowe uszkodzenia (w oryginale - Some Fault)
- D - bez uszkodzeń (w oryginale - No Fault)

Interpretacja klas w kategoriach decyzyjnych co do terminu odnowy jest następująca:

- AA - niebezpieczeństwo, wyłączyć z ruchu natychmiast
- A - graniczne uszkodzenie, odnowa w granicach 48 godzin
- B - częściowe uszkodzenie, odnowa w granicach 21 dni
- C - drugorzędne uszkodzenie, nie odnawiać
- D - bez uszkodzeń, nie odnawiać.

Interpretacja fizyczna klas przedstawionych przez Blake'a jest następująca:

- AA - film olejowy zniszczony (niemożliwy do uzyskania), metaliczny kontakt elementów, zacieranie w łożyskach, możliwość wyłamania zębów w każdej chwili.
- A - przerywanie filmu olejowego, możliwość nadmiernego wzrostu temperatury, gdy olej nie jest chłodzony, spodziewany gwałtowny wzrost zużycia.
- B - spodziewane stopniowe zużycie w nadchodzącym okresie czasu
- C - spodziewane małe zużycie lub nieznaczne drugorzędne uszkodzenia
- D - praca bez uszkodzeń, elementy powinny pracować w wieloletnim okresie.

Klasyfikacja podana w [8] obejmuje opis stopnia zagrożenia oraz opis w kategoriach decyzyjnych. Jest ona następująca:

Stan	Decyzja
Dobry Ekonomiczny	} obserwuj regularnie drgania
Dopuszczalny	
Groźny	napraw w najbliższych tygodniach
Katastrofalny	napraw w najbliższych dniach wyłącz natychmiast

Pojęcie "ekonomiczny" w klasyfikacjach [7], [8] nie jest zbieżne. Brak pełnego wyjaśnienia znaczenia tego pojęcia i jego miejsca w klasyfikacji utrudnia wykorzystanie tych klasyfikacji.

Prawdopodobnie pojęcie "ekonomiczny" w pracy [7] należy rozumieć następująco: jeśli parametry stanu będą odpowiadały tej klasie, to odnowę można przeprowadzić przy odpowiednio niskich nakładach. Jeśli parametry stanu będą odpowiadały następnym stanom, wówczas przedłuży się niewiele czas pracy maszyny, ale nakłady na odnowę będą wysokie.

W klasyfikacji przedstawionej w [8] pojęcie "ekonomiczny" należy prawdopodobnie rozumieć następująco: jeśli parametry stanu odpowiadają tej klasie, to uzyskuje się odpowiednią trwałość urządzenia i związane z tym korzyści. Problem ten zostaje wyjaśniony drogą odpowiedniej analizy, której rezultaty przedstawiono w prezentowanej pracy.

Odpowiednia interpretacja klas ułatwia wnioskowanie i podejmowanie decyzji, np. o tym, czy dany obiekt pomimo pewnego stopnia zagrożenia może dalej pracować, jeśli z powodów produkcyjnych jest to konieczne. Podana przez Blake'a interpretacja fizyczna klas wymagałaby potwierdzenia metodami ferrograficznymi.

3. Wprowadzenie do modelowego opisu zmian stanu przekładni zębatej

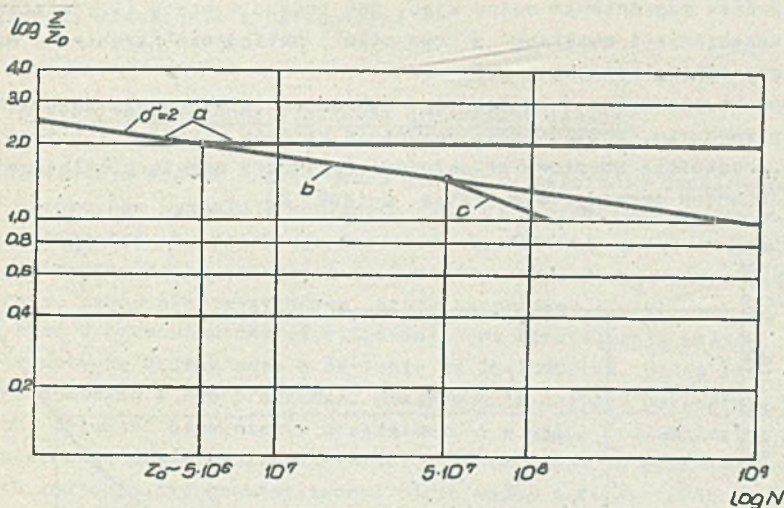
Modelowy opis zmiany stanu przekładni zębatej opracowano na podstawie literatury zestawionej w spisie.

W szczególności prace dotyczą:

- opisu własności wytrzymałościowych materiałów [9, 10],
- sposobu obliczeń zazębienia na nośność [11, 12, 13],
- modelu wytrzymałości zmęczeniowej zazębienia z uwzględnieniem nośności łożysk [14, 15, 16, 17, 18],
- opisu zużycia i uszkodzeń [19],
- opisu sygnału drganiowego [20].

Podstawowym zagadnieniem w modelowym opisie zmian stanu przekładni zębatej jest zmiana zachowania się własności materiału pod wpływem różnych rodzajów obciążeń i wpływu stanu powierzchni współpracy zębów na własności wytrzymałościowe. Zagadnienie to szerzej przedstawiono w pracach [14, 16]. W uproszczeniu zagadnienie można zilustrować, jak pokazano na rys. 4.

Stałoamplitudowe obciążenie zębów (stałe obciążenie zewnętrzne przekładni) "postać aa" lub obciążenie o zmiennej amplitudzie odpowiadające szumowi wąskopasmowemu, jedno maksimum obciążenia na jedno przejście obciążenia przez wartość średnią a obciążenia ekwiwalentne [11] mniejsze od granicznej wytrzymałości zmęczeniowej - zachowanie materiału opisane jest krzywą łananą na rys. 1.



N - liczba cykli zmian obciążenia
 Z - wytrzymałość zmęczeniowa [N/mm^2]

Rys. 1

Obciążenie zmiennieamplitudowe szerokopasmowe "postać bb", więcej niż jedno maksimum obciążenia na jedno przejście przez wartość średnią obciążenia - zachowanie się materiału pod wpływem obciążenia opisane prostą b (rys. 1).

Obciążenie jak wyżej "postać bb", zazębienie z karbem spowodowanym pittingiem lub innymi uszkodzeniami, zachowanie materiału pod wpływem obciążenia opisane prostą c (rys. 1).

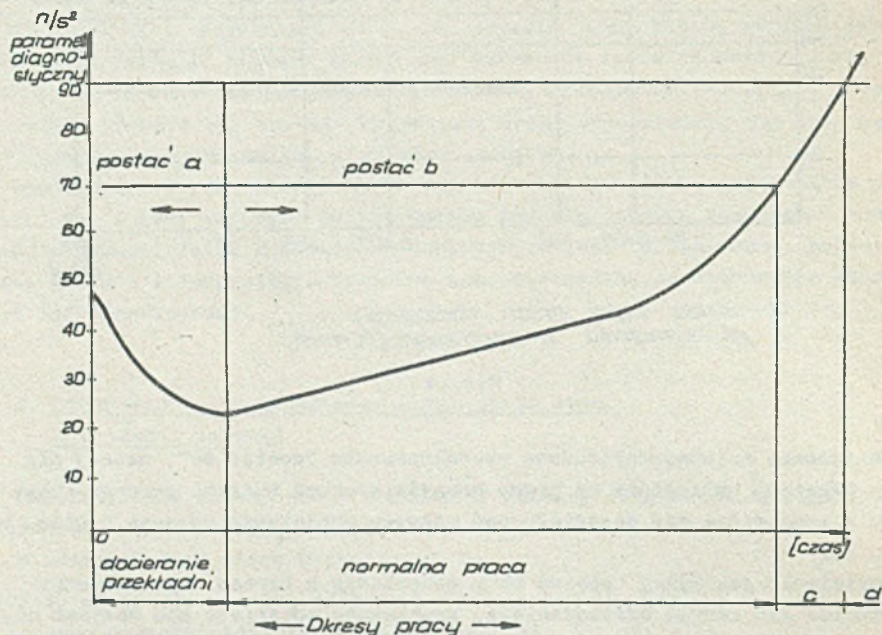
Obok zmian stanu zazębienia, na postać obciążenia zazębienia może mieć także wpływ stan łożysk tocznych. Częściowa utrata nośności przez jedno z łożysk tocznych może spowodować zmianę stanu obciążenia zazębienia z postaci aa na postać bb.

Przyczyną zmian stanu łożysk tocznych w przekładniach zębatych może być wpływ środowiska, w którym przekładnia pracuje.

W warunkach np. kopalni węgla brunatnego zanieczyszczenia przedostają się do łożysk tocznych i powodują przyspieszone zużycie ściernie łożysk, co wpływa na warunki pracy zazębienia, w szczególności zazębień stożkowych. W przekładniach stożkowych wywołuje to zmianę śladu przylegania, co powoduje zmianę koła przyporu i skokową zmianę przełożenia, a w wyniku daje efekt dynamiczny powodujący przejście na postać bb obciążenia. Efekt dynamiczny może spowodować również utratę nośności kontaktowej zazębienia, nawet całkowite zniszczenie warstwy powierzchniowej zębów, a następnie złamanie zęba lub kilku zębów.

W skrócie zagadnienie można ująć, jak podano w pracy [1]: na stan współpracy ząbienia i związany z tym stan obciążenia ząbienia mają wpływ czynniki pierwotne i wtórne.

Czynniki pierwotne określone są: dokładnością wykonania ząbienia i jego sztywnością, dokładnością wykonania korpusu przekładki i jego sztywnością, prędkością obrotową przekładni. Parametry odzwierciedlające czynniki pierwotne obrazuje się krzywą *a* (rys. 2).



c - stan przedawaryjny
d - stan awaryjny

Rys. 2

Na bazie przyjętego modelowego opisu zmian stanu zinterpretowano klasyfikację stanu przekładni podaną w punkcie 4.

Odzwierciedlenie postaci obciążenia ząbienia można uzyskać, jeśli sygnał przedstawiony będzie w postaci, jak przedstawiono w [20]. Można to uzyskać metodą diagnostyki drganiowej bazującej na sumowaniu synchronicznym. Obraz odzwierciedlenia przejścia z postaci *aa* na postać *bb* stanu obciążenia ząbienia jest również odzwierciedlony poprzez obserwację drugiej harmonicznej w widmie sygnału.

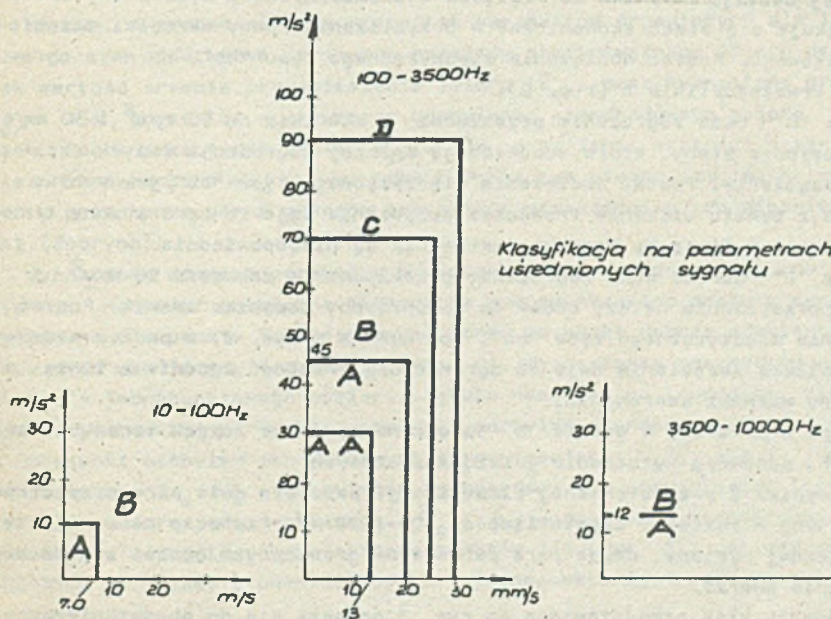
Przeprowadzone badania przedstawione w pracy [1] dają podstawę, aby wnioskować o postaci obciążenia ząbienia na bazie uproszczonego pomiaru

sygnału w odpowiednim paśmie szerokopasmowym, w którym mieszczą się częstotliwości zazębienia i harmoniczne.

4. Klasyfikacja stanów stożkowej przekładni zębatej

Klasyfikacja stanów rozpatrywana jest przy założeniu modelowego przebiegu parametrów sygnału drganiowego (rys. 2). W przebiegu czasowym wyróżnić można postać a przebiegu i postać b. Postaci a odpowiada okres docierania przekładni, postaci b przebiegu odpowiadają okresy: normalnej pracy, stanu przedawaryjnego, stanu awaryjnego.

Na rys. 3 przedstawiono pięcioparametrową klasyfikację stanów. Klasyfikacja dotyczy trzech pasm w zakresie od 10-10000 Hz. Są to trzy parametry przyspieszeń i dwa prędkości. Klasyfikacja dotyczy parametrów uśrednionych; celowość uśredniania przedstawiono w pracy [1]. Rozdział sygnału na odpowiednie pasma wynika z kinematyki przekładni. W poszczególnych pasmach znajdują się częstotliwości bicia wałów i harmoniczne 10-100 Hz, częstotliwości zazębienia i harmoniczne 100-3500 Hz. W paśmie 3500-10000 Hz zauważono związek między stanem łożysk a poziomem sygnału. Klasy stanów w zakresie 100-3500 Hz należy interpretować w następujący sposób^x: Klasa "AA" (rys. 3), przyspieszenie $a < 30 \text{ m/s}^2$ i prędkość $v < 13 \text{ mm/s}$,



Rys. 3

^xOznaczenie kolejności klasy symbolami literowymi jest odwrotne jak u Blak^oa.

postać obciążenia międzyzębnego typu "aa". Jak wynika z rys. 1, z punktu widzenia trwałości zazębienia daje to nieograniczoną trwałość zazębienia, niski poziom drgań odzwierciedla również dobre warunki smarowania.

Klasa "A" - w zakresie przyspieszeń $a < 45 \text{ m/s}^2$ i $v < 20 \text{ mm/s}$ przyjęto przyjmować stan współpracy zazębienia jako normalny - stan odzwierciedla różnicowanie przekładni pod względem dokładności ich wykonania z dopuszczalnymi błędami - czynniki pierwotne [1]. W zakresie klasy A mieszczą się również parametry odzwierciedlające początkowe zużycie i uszkodzenia łożysk. Parametry nie wpływają w sposób istotny na pracę zazębienia i nieekonomiczne jest wyłączenie przekładni z ruchu celer odnowy. Postać obciążenia międzyzębnego typu "bb" - jak wynika z rys. 1. Z punktu widzenia trwałości zazębienia daje to ograniczoną trwałość zgodnie z linią b (może występować pogorszenie warunków smarowania zazębienia). Rozdział parametrów odróżniających czynniki pierwotne od czynników wtórnych powstających w początkowym okresie eksploatacji jest bardzo trudny.

Klasa "B" - zagrożenie przekładni w zakresie od 70 m/s^2 i 25 mm/s , odzwierciedla parametry przekładni, w której dla parametrów granicznych klasy, powinny być wymienione łożyska toczne; dotyczy to szybkoobrotowego stopnia stożkowego. Wymiana ta zapobiega uszkodzeniu zazębienia stożkowego, a jej decyzja wynika ze względów ekonomicznych. W wyniku tej operacji uzyskuje się efekt ekonomiczny w przybliżeniu równy wartości zazębienia stożkowego. Postać obciążenia międzyzębnego typu "bb", co daje ograniczoną trwałość, linią b (rys. 2).

Klasa "C" - duże zagrożenie przekładni w zakresie do 90 m/s^2 i 30 mm/s ; klasa obejmuje stany, które odpowiadają dalszej degradacji łożysk tocznych, zazębienia. Postać obciążenia międzyzębnego typu "bb", jak wynika z rys. 2, z punktu widzenia trwałości zazębienia daje to ograniczoną trwałość zgodnie z linią b. Warunki smarowania są nieodpowiednie.

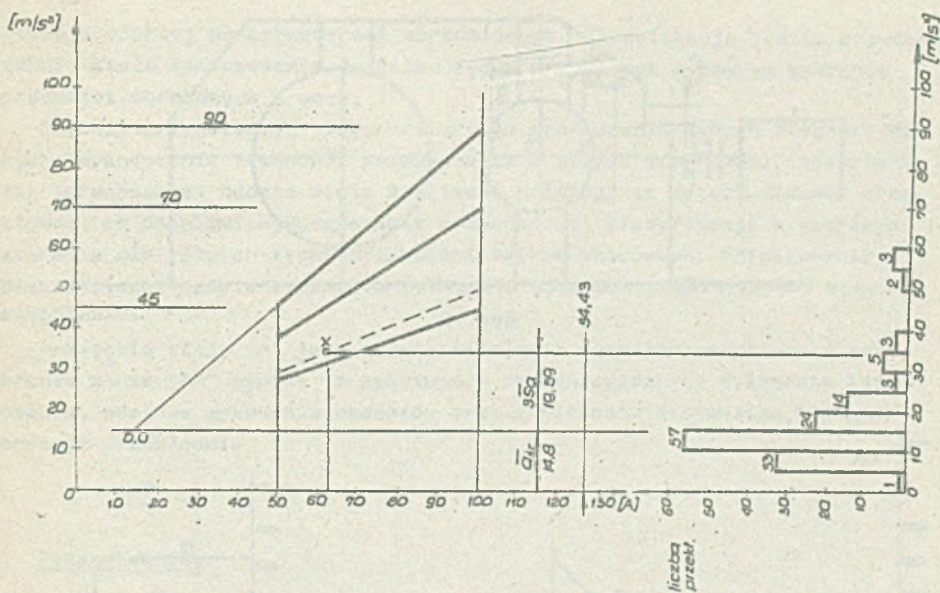
Klasa "D" - bardzo duże zagrożenie przekładni w zakresie 90 m/s^2 i 30 mm/s ; przekładnie należy oddać do remontu, aby zapobiec awarii. Postać obciążenia międzyzębnego typu "cc", jak wynika z rys. 2, z punktu widzenia trwałości zazębienia daje to ograniczoną trwałość zgodnie z linią c, krytyczne warunki smarowania.

Remont przekładni w stanie D polega na wymianie łożysk tocznych, kół zębatach, ponownym wytoczeniu gniazd łożyskowych.

Jak wynika z przedstawionej klasyfikacji, przyjęto dwie pary parametrów granicznych w zakresie częstotliwości 100-3500 Hz. Pierwsza para dotyczy ekonomicznej wymiany, druga para parametrów granicznych odnosi się do zapobieżenia awarii.

Parametry klas przedstawione na rys. 3 odnoszą się do obciążenia przekładni, która odpowiada w rozpatrywanym przypadku natężeniu poboru prądu silnika 100 A; nominalny pobór prądu 118 A.

Wpływ obciążenia na parametry sygnału dla przyspieszeń w paśmie 100-7500 Hz pokazano na rys. 4. Dla prędkości w tym paśmie obciążenie praktycznie wpływa na poziom sygnału, w zakresie obciążenia podanego na



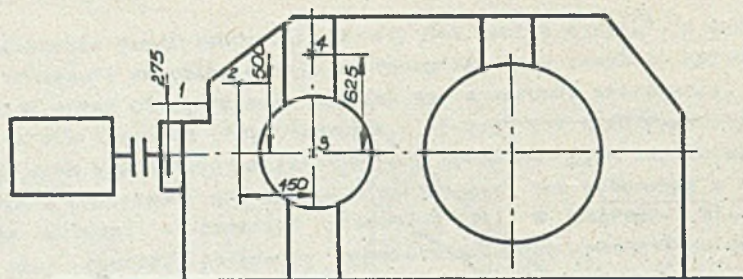
Rys. 4

Na rys. 4 podano również histogram parametrów drganiowych dla 145 przekładni oraz podstawowe parametry rozkładu statystycznego zbioru danych, jak wartość średnią przyspieszenia zbioru \bar{a}_{gr} oraz wyznaczono granicę $\bar{a}_{gr} + 3\bar{s}_a$, gdzie \bar{s}_a - estymator odchylenia standardowego zbioru danych. Punkt przecięcia linii $\bar{a}_{gr} + 3\bar{s}_a$ oraz linii wartości średniej obciążenia oznaczono na rysunku jako x. Punkt ten uznano za punkt, przez który przechodzi górna granica parametrów przekładni o odpowiedniej jakości (dobrych).

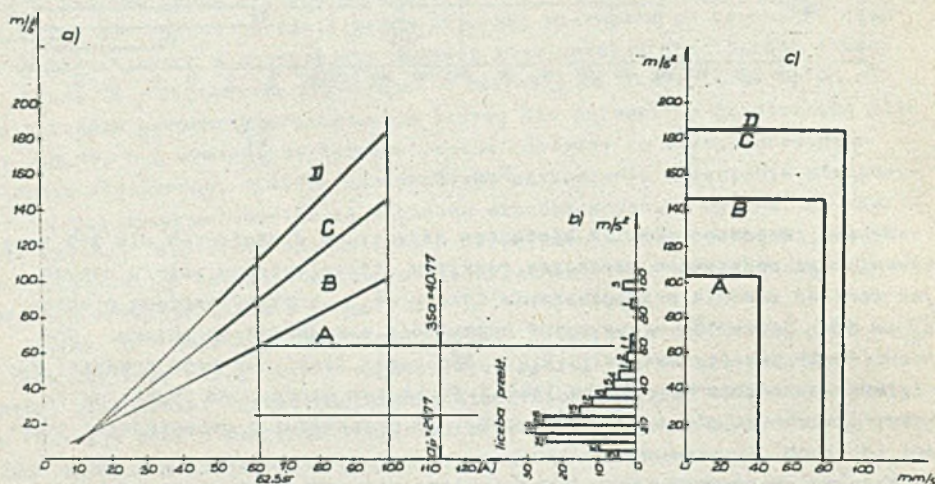
Wyznaczono również parametry graniczne dla jednopunktowego odbioru sygnału. Wartości graniczne parametrów jednopunktowego odbioru sygnału obliczono dla punktu 3, który można uznać za punkt dobrze odzwierciedlający stan współpracy zazębienia (rys. 5). Wyznaczenie parametrów granicznych dla jednopunktowego odbioru sygnału napotyka na trudności; stan ten można wytłumaczyć porównując stosunki odchyłeń standardowych.

Stosunki odchyłeń standardowych są następujące: $\bar{\sigma}_a/\bar{\sigma}_b = 2,1$ i $\bar{\sigma}_v/\bar{\sigma}_v = 3,5$, gdzie $\bar{\sigma}_a, \bar{\sigma}_v$ - odchylenia standardowe dla przyspieszeń i prędkości dla odbioru jednopunktowego, $\bar{\sigma}_a$ i $\bar{\sigma}_v$ - odchylenia standardowe dla parametrów uśrednionych po zbiorze punktów 1-4 (rys. 5); dotyczy to pasma 100-3500 Hz. Klasy stanów dla odbioru jednopunktowego przedstawiono na rys. 6, gdzie:

- klasyfikacja w funkcji obciążenia,
- histogram parametrów drganiowych,
- klasyfikacja stanów dla obciążenia odpowiadającego 100 A.



Rys. 5



Rys. 6

Wartości graniczne dla pasm 10-100 Hz i 3500-10000 Hz podano na rys. 3, brak jest jednak dostatecznie dużej liczby opisów stanu technicznego przekładni odpowiadających stanom wyrażonym parametrami w tych pasmach. Wynika to z faktu, że parametry w pasmach 10-100 Hz i 3500-10000 Hz nie są parametrami krytycznymi powodującymi wyłączenie przekładni z ruchu. W sposób opisowy można je uznać za "zagrożenie przekładni", a nie za "bardzo duże zagrożenie przekładni".

Przedstawiono dwa rodzaje klasyfikacji: klasyfikację na parametrach uśrednionych \bar{a} i \bar{v} oraz na parametrach odbieranych z jednego punktu. W klasyfikacji na podstawie uśrednionych parametrów uzyskuje się większą niejednoznaczność w stosunku do diagnozy opartej na jednopunktowym odbiorze sygnału. Należy się również spodziewać większej uniwersalności klasy-

fikacji opartej na parametrach uśrednionych. Klasyfikacja będzie prawdopodobnie miała zastosowanie do kilku typów przekładni w pewnym zakresie prędkości obrotowych i mocy.

Obecnie przygotowuje się aparaturę do gromadzenia danych diagnostycznych, wyznaczania trendów i wnioskowania o stanie przekładni. Aparatura mikroprocesorowa będzie miała możliwość gromadzenia danych dla 500 przekładni, co umożliwi wykorzystanie proponowanej klasyfikacji w szerszym zakresie dla różnych typów przekładni kątowo-walcowych. Wnioskowanie diagnostyczne oparte będzie na przyjętym opisowym modelu zmiany stanu ząbienia.

Przyjęcie klasy "A" jako odzwierciedlenie normalnej współpracy ząbienia a nie "AA" wynika z możliwości technologicznych wykonania ząbienia, poziomu wykonania remontów oraz z warunków środowiska, w jakich pracuje przekładnia.

Podsumowanie

Dotychczasowe doświadczenia autora dotyczące diagnostyki przekładni zębatych wykazały, że niewystarczająca jest klasyfikacja jednoparametrowa, np. ISO 3945, gdzie parametrem stanu są prędkości skuteczne drgań w zakresie 10-1000 Hz. Niewystarczający jest również zakres interpretacji klas stanów. W proponowanej metodzie diagnostycznej odzwierciedlenie stanu przekładni uzyskuje się po pięć parametrów w trzech pasmach w zakresie 10-10000 Hz. Wymienione podzakresy odzwierciedlają stany elementów, takie jak ząbienie przekładni, łożyska toczne.

Aby prawidłowo wnioskować, należało rozszerzyć zakres interpretacji odpowiadający poszczególnym stanom przekładni. W tym celu zaproponowano modelowy opis zmiany stanu przekładni i na tej podstawie zinterpretowano klasy stanów.

Interpretacja w ogólnym zarysie prowadzi do dwóch poziomów stanów granicznych dla przekładni: pierwszy to poziom ekonomicznej wymiany, drugi to poziom uniknięcia awarii.

Przedstawiona praca nie wyczerpuje zagadnienia interpretacji i wnioskowania diagnostycznego. Wnioskowanie to należy połączyć z wnioskami płynącymi z interpretacji przebiegu parametrów diagnostycznych w czasie, czyli bazując na tzw. trendzie zmian parametrów diagnostycznych. 1

Dalsze badania będą prowadzone w kierunku opracowania systemu wnioskowania półautomatycznego i wyboru przekładni najbardziej zagrożonych w celu podejmowania końcowych decyzji przez doświadczonego diagnostyka.

LITERATURA

- [1] BARTELMUS W.: Zastosowanie niektórych estymatorów statystycznych sygnału drganiowego jako kryteriów oceny stanu zazębienia. ZN Pol. Śląskiej Nr 616, Gliwice 1979.
- [2] SN 626-66. Radziecka norma zdrowotna.
- [3] DIETRYCH i inni: Podstawy konstrukcji maszyn, część I. WNT, Warszawa.
- [4] ISO 3945-1977 Mechanical vibration of large rotating machines with speed from 10-200 rev/s - Measurement and evaluation of vibration severity in situ.
- [5] IRD Mechanoanalysis Inc., Special treatments of vibrations sources to reduce plant noise, Technical Pap. No 110, 1976.
- [6] SKF Bearing Detector TMED1 Handbook.
- [7] BLAKE M.P.: Vibration Standards for Maintenance: Hydrocarbon Processing and Petroleum Refinery 43 (January) 1964, s. 111-114.
- [8] CEMPEL C.: Poradnik diagnostyki drganiowej. Eksploatacja i Dozór 4/80.
- [9] WIRSHING P.M., HAUGEN E.B.: A General Statistical Model for Engineering Materials and Technology. January 1974, s. 34-40.
- [10] CRANDALL S.H., MARK W.D.: Random Vibration in Mechanical Systems. Academic Press, New York 1963.
- [11] BARTELMUS W.: Fundamentals of Gear Calculations For Toothed Gear Live. Materiały konferencji ICOREM 86, ZN Politechniki Śląskiej nr 883, 1986.
- [12] AGMA Standard for Rating the Strength of Spiral Bevel Gear Teeth 223.01 Jan. 1964.
- [13] Surface Durability Pitting Formula For Bevel Gear Teeth. Gleason Works Rochester, New York USA 1966.
- [14] BARTELMUS W.: The Influence of Structural Features of Toothed Gears in Mesh on the Diagnostic Inference. Diagnostyka 85. Materiały VII Szkoły Diagnostyki Poznań - Rydzyna 1985.
- [15] KIMET G.J.: CBN Finish Grinding of Hardened Spiral Bevel and Hypoid Gears. AGMA Technical Paper Nr 84 FTMG 1984.
- [16] BARTELMUS W.: Reliability and Diagnostics of Toothed Gears for Belt Conveyor Drives. Materiały konferencji ICOREM 86, ZN Pol. Śląskiej nr 883, 1986.
- [17] TALLION T.E.: Rolling Contact Fatigue, SKF Ball Bearing Journal Nr 217, 1983, s. 5-13.
- [18] Rolling Bearing Theory. Technology Course SKF Reg 42, 1973.
- [19] PN-67/M-88506 - Przekładnia zębata, zużycie i uszkodzenie, nazwy i określenia.
- [20] THOMPSON R.B., WEICHBRODT B.: Gear Diagnostics and Wear Detection ASME Publication 69-VIBR-10.

ДИАГНОСТИЧЕСКАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ СОСТОЯНИЙ МАШИН
И ИХ ИНТЕРПРЕТАЦИЯ

Резюме

Одной из основных проблем в диагностике вибраций машин является соответствующая классификация состояний и их интерпретация. Применяемая интерпретация классов в виде описания: хороший, удовлетворительный, допустимый, недопустимый, — недостаточна. Исходным пунктом для дискуссии на тему классификации состояний являются существующие классификации: ISO 3945, классификация IRD, а также классификация, предложенная Блейком и Кемпелом. Предлагаемая автором классификация и ее интерпретация имеет технико-экономический характер, что объясняется ее технической и экономической целесообразностью. Представленная классификация относится, прежде всего, к конусным передачам. В интерпретации классов состояний принят во внимание предполагаемый способ изменения состояния передачи, описание усталостных свойств материала под воздействием различных нагрузок. Создано модельное описание изменения состояния. Предельные параметры состояния в предлагаемой классификации возникли на основании лабораторных исследований зубчатого сцепления, а также на основании наблюдений за изменением параметров во время эксплуатации (передачи мощностью 1000 кВт, применяемые для привода ленточных конвейеров на бурогольных разрезах). Классификация была также подвергнута частичной статистической проверке для параметров вибрации 145 передач. В работе предложена многопараметровая классификация. Параметры разделены в зависимости от диапазона частоты, в которой изменяется параметр, а также в зависимости от измеряемой физической величины (скорость, ускорение).

DIAGNOSTIC CLASSIFICATION OF MACHINERY CONDITIONS
AND ITS INTERPRETATION

Summary

One of the essential problems in the vibration diagnostics of machinery is a correct classification of conditions, together with its adequate interpretation. Most frequently used interpretation of classes in a descriptive form, i.e. good, fair, allowable, inadmissible, is not satisfactory. Starting point of discussions on the classification of conditions are existing classifications: ISO 3945, IRD and that suggested by Blake, Kempel. The classification suggested by the author, and its interpretation as well, is of a technoeconomic nature, which results from reasons of technical and economic expedience. The classification presented

applies, first of all, to the bevel gears. To interpret classes of condition the probable way of a change in the gear condition was considered, as well as the description of fatigue properties of a material affected by different types of load. A model description of changes in the condition has been developed. Limit parameters of a condition in the suggested classification were determined basing on the laboratory tests of gearing and mainly, basing on the observation of changes in the parameters during operation (1000 KW-gears used for belt conveyor drives at lignite open pits). The classification was also subject to a statistic verification for vibration parameters of 145 gears. In the paper, a multi-parameter classification is suggested. The parameters are separated depending on the frequency range in which the parameter is measured, and depending on a measured physical quantity as well (velocity, acceleration).

Recenzent: Doc. dr inż. Zdzisław Jaskóła

Wpłynęło do redakcji: 5.XI.1986 r.