

Włodzimierz SIKORA

Tadeusz ZAKRZEWSKI

OCENA PRZYDATNOŚCI DYSKRYMINANT AMPLITUDOWO-WIDMOWYCH  
W PROCESIE DIAGNOZOWANIA WIBROAKUSTYCZNEGO GŁOWIC  
RAMIENIOWYCH KOMBAJNÓW ŚCIANOWYCH

**Streszczenie.** Przedmiotem badań wibroakustycznych była ocena szacunkowa stanu technicznego pewnej liczby głowic ramieniowych kombajnów ścianowych KWB-3RDU w procesie diagnozowania kontrolnego. W oparciu o otrzymane wyniki umożliwiające wyznaczenie określonych estymat amplitudowo-widmowych, jak również przeprowadzoną analizę amplitudowo-częstotliwościową parametrów drgań oceniono stopień wrażliwości dyskryminant amplitudowo-widmowych na zmienność procesów dynamicznych generowanych przez uprzednio wyznaczone węzłowe punkty kinematyczne głowicy w warunkach obciążenia nominalnego jak również na biegu luzem. Przeprowadzona w końcowej fazie analiza otrzymanych wyników pozwoliła nie tylko na globalną ocenę stanu techniczno-użytkowego całej głowicy, lecz także niektórych jej elementów węzłowych, których stan dynamiczny udało się powiązać z charakterem emitowanych drgań mechanicznych.

## 1. WSTĘP

Zasadniczym celem diagnostyki wibroakustycznej maszyn i urządzeń jest zapewnienie niezawodności funkcjonowania, trwałości, dokładności, jak również cichobieżności. Każde urządzenie mechaniczne, maszyna, przechodzi trzy fazy swego istnienia: projektowanie (łącznie z badaniem prototypu), wytwarzanie i eksploatacja. Na każdym etapie wytwarzania maszyn i ich elementów wnoszone są nieuniknione błędy wykonawcze, powodujące rozrzut przypadkowy wymiarów między różnymi egzemplarzami tej samej serii wyrobu. Rozrzut taki występuje zarówno w dziedzinie własności makroskopowych, jak również mikroskopowych.

Z etapem wytwarzania maszyn związany jest następnie montaż współpracujących elementów w jedną funkcjonalną całość. Również na tym etapie wytwarzania, pomimo starannego doboru i kojarzenia par obrotowych i suwliwych jak również połączeń stałych o różnym sposobie wykonania także wnoszone są nieuniknione przypadkowe odchyłki od hipotetycznego wzorca idealnego (modelu). Wynika stąd oczywisty wniosek, że analizując szereg maszyn tego samego typu zaobserwuje się przypadkowy rozkład ich własności geometryczno-mechanicznych zawarty w pewnym przedziale wartości skupionych wokół pewnej średniej, charakterystycznej dla danej partii tego samego wyrobu. Wynika więc stąd, że procesy dynamiczne zachodzące podczas ruchu tych maszyn (nawet na

biegu luzem) będą zróżnicowane, a stopień tego zróżnicowania będzie zależny od wielkości przypadkowości wniesionej na etapie wytwarzania. Jest przy tym oczywiste, że różnice we własnościach geometryczno-mechanicznych i uwarunkowany tym rozrzut w charakterze procesów dynamicznych poszczególnych maszyn wpływa istotnie na rozrzut ich własności funkcjonalnych. Chcąc zatem osiągnąć dobre wskaźniki jakości produkowanych maszyn, należy dążyć do zminimalizowania procesów wibroakustycznych, które są odpowiedzialne za stan zmian dynamicznych maszyn już na etapie wytwarzania.

Z uwagi na występujące dodatnio-destrukcyjne sprzężenie zwrotne jest faktem bezspornym, że zbyt duża aktywność drganiowa głowicy świadczy o występujących, bliżej nieokreślonych nieprawidłowościach pracy głównych jej elementów - przekładni i łożysk, jak również odbija się ujemnie na jej niezawodności i trwałości.

Stosując różne procesory w procesie analizy sygnałów wibroakustycznych, można wyznaczyć różne dyskryminanty amplitudowo-częstotliwościowe i poprzez przyporządkowanie im określonych węzłów kinematycznych na tej podstawie wykryć nawet nieznaczne zmiany występujące w fazie badań kontrolnych. Głowica ramieniowa stanowi wydzielony zespół napędu organu urabiającego. Przegubowe osadzenie ramienia w dzielonym kadłubie głowicy umożliwi zmianę kąta nachylenia w przedziale skoku siłownika hydraulicznego, co warunkuje urabianie na żądanej wysokości. Ramię stanowi jednolitą komorę, w której przenoszenie napędu odbywa się za pośrednictwem wałów i węzłów łożyskowych. Ostatnim przełożeniem napędzającym bezpośrednio wał organu urabiającego jest przekładnia planetarna.

Należy podkreślić, że oddziaływanie dynamiczne w strefie zazębienia nie jest jedyne w przekładni, gdyż na drodze do korpusu przekładni jest ono połączone szeregowo z oddziaływaniem dynamicznym łożysk baryłkowych. Tego rodzaju połączenie wywołuje efekt modulacji, powodujący, że do korpusu przekładni dociera oddziaływanie w strefie zazębienia zmodulowane przez zmienną podatność łożysk. Również odcinki wałów, na których zamocowane są koła zębate, charakteryzują się właściwościami rezonansowymi. Powoduje to, że w różnych miejscach percepcji drgań na korpusie przekładni będziemy mieli do czynienia z różnymi własnościami filtrującymi, a tym samym również z odmienną strukturą sygnału drganiowego. Umieszczając czujnik drgań na korpusie w bezpośrednim sąsiedztwie określonego węzła kinematycznego głowicy można przyjąć, że wówczas odbierane przez niego drgania uwarunkowane są głównie procesami dynamicznymi zachodzącymi w obszarze analizowanego węzła.

Objęnięc badaniami wibroakustycznymi szereg głowic określonego typu kombajnu w ramach przeprowadzanej kontroli jakości na stanowisku laboratoryjnym, można w przyszłości opracować kryteria umożliwiające dokonanie nie tylko ogólnej oceny dwustanowej głowicy - dobra lub zła [1], lecz także na bazie przeprowadzonej analizy amplitudowo-częstotliwościowej dokonać analizy bardziej szczegółowej, tzn. określić element lub węzeł kinematyczny głowicy wykazujący określone wady technologiczno-montażowe [2].

Celem podjętych badań wibroakustycznych było wyznaczenie w zbiorze dyskryminant amplitudowo-widmowych takich estymatorów, które cechowały się maksymalną wrażliwością na zmianę stanu dynamicznego badanych głowic.

## 2. WYBÓR SYGNAŁU DIAGNOSTYCZNEGO PROCESU WIBROAKUSTYCZNEGO

Wygodnym sposobem przedstawienia sygnału diagnostycznego jest zapis w postaci wektorowej:

$$\vec{V}(s_1) = (s_1, s_2, s_3, \dots, s_n) \quad (2.1)$$

gdzie  $s_i$ , ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) są współrzędnymi wektora sygnału. Wszystkie możliwe sygnały diagnostyczne utworzą przestrzeń  $S$ , w której każdy punkt będzie reprezentował pewien sygnał, zatem  $V(s_1) \in S$ . Również stan maszyny można traktować jako wielkość wektorową określoną w  $n$ -wymiarowej przestrzeni stanów:

$$\vec{W}(x_1) = (x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (2.2)$$

Stan  $\vec{W}(x_1)$  można wyznaczyć znając sygnał  $\vec{V}(s_1)$  tylko wtedy, jeżeli przestrzeń sygnałów  $S$  będzie odwzorowaniem przestrzeni stanów  $X$ . Założenie to oznacza, że każdy punkt przestrzeni sygnałów jest odwzorowaniem jakiegoś punktu przestrzeni stanów.

Fakt, że urządzenie mechaniczne przekształca wektor stanu w wektor sygnału można zapisać w postaci [3]:

$$\vec{V}(s_1, s_2, s_3, \dots, s_n) = F[\vec{W}(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n), \vec{E}], \quad (2.3)$$

gdzie:

$F$  - funkcja określająca sposób transformacji wektora stanu w wektor sygnału,

$E$  - informacja zewnętrzna, charakteryzująca badane urządzenia, obejmująca np. parametry wejścia, zależne od warunków pracy i sposobu wykonania badań diagnostycznych.

Wielkościami niewiadomymi są parametry stanu  $x_1, x_2, \dots, x_n$ , w oparciu o znajomość których można określić stan maszyny  $W$ , jeśli znane są parametry sygnału  $s_1, s_2, \dots, s_n$ . W sensie matematycznym rozwiązanie zadania diagnostycznego polega na wyznaczeniu wartości  $x_1, x_2, \dots, x_n$  z następującego układu równań:

$$\begin{aligned} s_1 &= F_1(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \\ s_2 &= F_2(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \\ &\dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \dots \\ s_n &= F_n(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \end{aligned} \quad (2.4)$$

Dla uproszczenia diagnozy pominięto tu informacje zewnętrzne reprezentowane przez wektor  $E$ . Taki układ równań można rozwiązać, gdy funkcje transformacyjne  $F_i$ , ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) spełniają następujące warunki:

- Są klasy  $C^1$  w rozważanym obszarze ze względu na argument, co oznacza, że małe zmiany stanu dynamicznego urządzenia powodują małe zmiany sygnałów diagnostycznych oraz że zwarta przestrzeń stanów jest odwzorowana w zwartą przestrzeń sygnałów,
- Wyznacznik charakterystyczny winien być różny od zera

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial x_1} & \frac{\partial F_1}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial F_1}{\partial x_n} \\ \frac{\partial F_2}{\partial x_1} & \frac{\partial F_2}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial F_2}{\partial x_n} \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ \frac{\partial F_n}{\partial x_1} & \frac{\partial F_n}{\partial x_2} & \dots & \frac{\partial F_n}{\partial x_n} \end{vmatrix} \neq 0 \quad (2.5)$$

W przypadku gdy warunki te są spełnione, wówczas układ równań (2.4) sprowadza się do postaci:

$$\begin{aligned} x_1 &= f_1(s_1, s_2, \dots, s_n) \\ x_2 &= f_2(s_1, s_2, \dots, s_n) \\ &\dots \\ x_n &= f_n(s_1, s_2, \dots, s_n) \end{aligned} \quad (2.6)$$

Wynika stąd, że zadanie może być rozwiązane, jeśli liczba niezależnych współrzędnych sygnału diagnostycznego  $s_i$ , ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) jest równa liczbie niezależnych współrzędnych stanu dynamicznego urządzenia  $x_i$ , ( $i = 1, 2, \dots, n$ ), co oznacza, że warunkiem koniecznym do rozwiązania postawionego zadania diagnostycznego jest znajomość:

- liczby niezależnych współrzędnych  $x_i$ , ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) stanu badanego urządzenia,
- liczby zależnych współrzędnych wybranego sygnału diagnostycznego  $s_i$ , ( $i = 1, 2, \dots, n$ ) będącego odwzorowaniem tego stanu.

W praktyce, w przypadku dużych i skomplikowanych urządzeń mechanicznych warunki konieczne do rozwiązania zadania diagnostycznego są bardzo trudne, a w niektórych przypadkach nawet niemożliwe do spełnienia. Maszyny takie mają olbrzymią ilość stopni swobody, co oznacza, że istnieje bardzo wiele współrzędnych  $x_i$  opisujących stan, a niektóre wśród nich nie są nawet możliwe do wychwycenia. Taka sama trudność występuje przy ustalaniu

ilości współrzędnych sygnału diagnostycznego. Z tego względu zadanie diagnostyczne rozwiązuje się w sposób przybliżony, zakładając, że stan urządzenia  $W$  zależy od kilku wybranych współrzędnych  $x_j$ , ( $j = 1, 2, \dots, k$ )  $n$ ). Wybór taki jest uzasadniony celem i zakresem badań. Zgodnie z przyjętymi założeniami sygnał diagnostyczny  $\vec{V}$  będzie zależał od takiej samej liczby współrzędnych  $s_j$ , ( $j = 1, 2, \dots, k$ ). Przyjęcie tego założenia jest równoznaczne z istnieniem przestrzeni  $X$ , spełniającej warunek  $\vec{W}(x_j) \in X^*$  oraz przestrzeni  $S^*$ , gdzie  $\vec{V}(s_j) \in S$ , ( $j = 1, 2, \dots, k < n$ ). Pozostałą, pewną liczbę współrzędnych stanu diagnostycznego  $s_l$ , ( $l = k+1, k+2, \dots, n$ ) należy w badaniach diagnostycznych potraktować jako zakłócenia.

Uwzględniając fakt, że oddziaływania zewnętrzne oraz wielkości wejścia, w jakich odbywają się badania, nie zawsze mogą być ściśle ustalone, zatem wynika stąd, że diagnoza będzie obciążona błędem estymacji losowej. Fakt ten można ująć za pomocą zależności:

$$\vec{V} + \Delta \vec{V} = F(\vec{W} + \Delta \vec{W}, \vec{E} + \Delta \vec{E}), \quad (2.7)$$

gdzie:

- $\Delta \vec{V}$  - zakłócenia sygnału diagnostycznego,
- $\Delta \vec{W}$  - zakłócenia stanu dynamicznego urządzenia,
- $\Delta \vec{E}$  - zakłócenia warunków zewnętrznych.

Diagnoza dotycząca stanu urządzenia będzie zatem obciążona błędem  $W$ , zgodnie z zależnością:

$$\vec{W} + \Delta \vec{W} = F^{-1}(\vec{V} + \Delta \vec{V}, \vec{E} + \Delta \vec{E}) \quad (2.8)$$

Wynika stąd, że urządzenia mechaniczne charakteryzujące się takimi samymi stanami  $W(x_1, x_2, \dots, x_k)$  mogą się od siebie różnić wielkościami nieuwzględnionych współrzędnych  $x_l$ , ( $l = k+1, k+2, \dots, n$ ). Fakt ten należy mieć na względzie przy doborze sygnału diagnostycznego i liczby jego współrzędnych. Następną istotną trudność wiąże się z zagadnieniem ścisłego wyznaczenia funkcji diagnostycznych  $F, F_j, F^{-1}$  oraz  $f_j$ , ( $j = 1, 2, \dots, k$ ). W przypadku badań diagnostycznych, kiedy przestrzeń stanu maszyny i sygnału diagnostycznego określają własności  $S^* \subset X^*$ ,  $\vec{W}(x_j) \in X^*$  oraz  $\vec{V}(s_j) \in X$ , ( $j = 1, 2, \dots, k$ ), wówczas istnieje możliwość wyznaczenia tych funkcji na drodze teoretycznej poprzez zbudowanie uproszczonego modelu fizycznego badanego urządzenia, a następnie jego opis za pomocą tych równań i ich rozwiązań. W praktyce najbardziej rozpowszechnione są badania diagnostyczne, w których  $\vec{W}(x_j) \in X^*$ , a  $\vec{V}(s_j) \in S^*$ , ( $j = 1, 2, \dots, k$ ). W tym przypadku wyznaczenie funkcji transformacji na drodze teoretycznej jest praktycznie niemożliwe. Znaczna część wszelkiego rodzaju badań diagnostycznych związana jest właśnie z wyznaczeniem tych funkcji. W warunkach laboratoryjnych, [uwzględniając losowy charakter procesów wibroakustycznych, mierzy się dla jednego lub kilku egzemplarzy badanego urządzenia równocześnie

nie pewne wielkości  $x_j$ , przyjęte jako współrzędne stanu  $\hat{W}(x_j) \in X^*$  oraz inne wielkości  $s_j$ , przyjęte jako współrzędne sygnału  $\hat{V}(s_j) \in S^*$ , ( $j = 1, 2, \dots, k$ ), a następnie wykorzystując statystyczną teorię korelacji wyznaczyć można w ten sposób funkcję transformacji. Uwzględniając założenie o ergodyczności procesów zachodzących w urządzeniach, można tym sposobem wyznaczone funkcje transformacji aproksymować na inne egzemplarze danego typu szeregu.

### 3. Charakterystyka dyskryminant amplitudowo-widmowych

Podstawą przemysłowych metod diagnozowania wibroakustycznego winna być diagnoza oparta na znajomości ogólnego poziomu drgań lub poziomu wybranych pasm częstotliwości. Okazuje się bowiem, że stosowanie skomplikowanych metod badań wiążące się ze złożonością aparatury badawczej nie zawsze jest celowe i możliwe, a ponadto w nieznacznym tylko stopniu poszerza zakres uzyskanych informacji o diagnozowanym obiekcie [4]. Stosowane często w procesie diagnozowania wibroakustycznego miary amplitud posiadają tę niekorzystną cechę, że są wrażliwe na zmiany drgań powodowane zmiennymi warunkami pracy maszyn. Wydaje się, że ilorazy tych miar, określające tzw. bezwymiarowe dyskryminanty amplitudowe cechować się mogą mniejszą wrażliwością na zmienność warunków pracy maszyn [5].

Przypuszcza się, że istotne informacje diagnostyczne, i jakie można wydobyc z procesu oryginalnego posiadają także dyskryminanty amplitudowo-widmowe, określające estymaty punktowe zdefiniowane w oparciu o widmo gęstości mocy  $G_{xx}(f)$  tego procesu [6]. Do nich należy zaliczyć wartość skuteczną  $X_{RMS}$ , częstotliwość Rice'a oraz współczynnik harmoniczności  $H_x$ .

#### 3.1. Dyskryminanty amplitudowe

W ogólnym przypadku procesu wibroakustycznego estymator amplitudy można określić przez moment 1-tego rzędu:

$$\bar{x}_1 = \left[ \int_{-\infty}^{\infty} |x|^1 \cdot p(x) dx \right]^{\frac{1}{1}} \cong \left[ \frac{1}{T} \int_0^T |x(t)|^1 dt \right]^{\frac{1}{1}} \quad (3.1)$$

gdzie:

$\bar{x}_1$  - średnia wartość amplitudy procesu obliczona jako 1-ty pierwiastek z momentu 1-tego rzędu,

$p(x)$  - gęstość prawdopodobieństwa rozkładu amplitud.

Przyjmując  $l=2$ , otrzymamy miarę procesu w postaci amplitudy skutecznej:

$$X_{RMS} = \left[ \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.2)$$

Amplituda skuteczna z racji swej proporcjonalności do mocy procesu jest najczęściej używaną miarą w teorii i praktyce badań wibroakustycznych. Wartość skuteczną procesu można również wyrazić przez funkcję gęstości widmowej mocy  $G_{xx}(f)$  [7]:

$$x_{\text{RMS}} = \left[ \int_0^{\infty} G_{xx}(f) df \right]^{1/2} \quad (3.3)$$

Użyteczną estymatą funkcyjną jest także funkcja rozkładu amplitud, jednak jej bezpośrednie zastosowanie w diagnostyce wibroakustycznej jest stosunkowo niewielkie z uwagi na brak aparatury do bezpośredniego, szybkiego wyznaczenia tej wielkości. Jednak w wielu przypadkach (łożyska, przekładnie) do rozróżnienia stanów wcale nie jest konieczne wyznaczenie całej krzywej gęstości rozkładu amplitud. Wystarczy wówczas wyznaczyć gęstość rozkładu w zerze  $A=0$  lub też w innym punkcie charakterystycznym, np.  $A=a$ , względnie też zamiennie wyznaczyć wielkość pokrewną, jaką jest częstotliwość przejścia przez zadany poziom  $A=a$  w kierunku  $A > a$ , którą nazywa się częstotliwością Rice'a.

### 3.2. Dyskryminanty widmowe

#### 3.2.1. Częstotliwość Rice'a

Dla szerokiej klasy procesów stochastycznych, niekonicznie gaussowskich dla których proces  $x(t)$  i jego pochodna  $\dot{x}(t)$  są niezależne oraz  $\bar{x}(t)=0$  wielkość tę można obliczyć ze wzoru:

$$f_a = f_0 \frac{p(a)}{p(0)} \quad (3.4)$$

gdzie:

- $f_a$  - częstotliwość przejścia przez poziom  $A=a$ , Hz,
- $f_0$  - częstotliwość przejścia przez poziom  $A=0$ , Hz,
- $p(a)$ ,  $p(0)$  - odpowiednie wartości gęstości rozkładu amplitudy dla  $A=a$  oraz  $A=0$ .

Dla procesów gaussowskich częstotliwość dodatnich przejść przez badany poziom  $a$  określa zależność:

$$f_a = f_0 \cdot \exp\left(-\frac{a^2}{2x_{\text{RMS}}^2}\right) \quad (3.5)$$

Częstotliwość Rice'a dla tych samych procesów gaussowskich można wyznaczyć uwzględniając funkcję korelacji lub gęstość widmową mocy [8]:

$$\begin{aligned}
 f_0 &= \frac{1}{2\pi} \left[ - \frac{R_{xx}(0)}{R_{xx}(0)} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{2\pi} \left[ - \rho_{xx}(0) \right]^{\frac{1}{2}} = \\
 &= \frac{1}{2\pi} \left| \frac{\int_{-\infty}^{\infty} G_{xx}(f) f^2 df}{\int_{-\infty}^{\infty} G_{xx}(f) df} \right|^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{2\pi} \frac{\dot{x}_{\text{RMS}}}{x_{\text{RMS}}} \quad (3.6)
 \end{aligned}$$

Wynika stąd, że mierząc częstotliwość dodatnich (lub ujemnych) przejść przez zero, można wnioskować o zmianie funkcji korelacji i gęstości widmowej mocy procesu wibroakustycznego. Jak wynika ze wzoru (3.6), częstotliwość Rice'a  $f_0$  można uzyskać wprost przez pomiar wartości skutecznej prędkości i przemieszczenia, czyli wielkości dostępnych pomiarowo. Wynik ten jest niezwykle cenny z punktu widzenia diagnostyki elementów obrotowych maszyn o stosunkowo prostej strukturze kinematycznej i funkcjonalnej. Zmiana stanu technicznego maszyny, uwarunkowana nieprawidłowością pracy określonych elementów obrotowych (wybicie łożyska, rozosierowanie wałów) może ujawniać się właśnie poprzez przesunięcie częstotliwości Rice'a względem częstotliwości obrotowej danego elementu.

Można wykazać analitycznie, że przy niezmiennym kształcie funkcji gęstości widmowej  $G_{xx}(f)$  wyrażenie podpierwiastkowe (3.6) jest stałe, natomiast wypadkowa częstotliwość Rice'a zależy jedynie od przesunięcia widma wzdłuż osi częstotliwości. Własność ta jest bardzo istotna z punktu widzenia diagnostyki. Również łatwo stwierdzić, że jeśli częstotliwość podstawowa  $f_0$  (np. obroty) nie ulegnie zmianie, lecz zmieni się kształt widma procesu  $G_{xx}(f)$ , to wówczas zmieni się częstotliwość Rice'a. Własność tę można z powodzeniem wykorzystać w badaniach jakości nowych wyrobów.

W pracy przeprowadzono rozważania analityczne na przykładzie procesu drganiowego, a w szczególności dla procesów przyspieszenia  $a(t)$ , prędkości  $v(t)$  i przemieszczenia  $z(t)$ . Przy czym jako proces oryginalny (bezpośrednio obserwowany) przyjęto przyspieszenie drgań, co w prowadzonych rozważaniach sprowadza się do znajomości funkcji gęstości widmowej mocy  $G_{aa}(f)$ . Dyskryminanty widmowe procesów  $v(t)$  i  $z(t)$  można wówczas wyznaczyć z zależności (3.3) i (3.6), przyjmując, że gęstości widmowe spełniają zależność:

$$\begin{aligned}
 G_{vv}(f) &= f^{-2} \cdot G_{aa}(f) \\
 G_{zz}(f) &= f^{-4} \cdot G_{aa}(f) \quad (3.7)
 \end{aligned}$$



Częstotliwość Rice'a można również mierzyć dla procesów filtrowanych, a w szczególności całkowanych. Podczas badań diagnostycznych istnieje wówczas możliwość niezależnego wyznaczenia następujących wielkości:  $f_a$  - częstotliwość Rice'a przyspieszenia,  $f_v$  - prędkości,  $f_z$  - przemieszczenia. Pomiar każdej z tych wielkości, jak również występujące różnice w procesie badań kontrolnych mogą wskazywać na rodzaj lub element nieprawidłowości mechanicznych. Należy tu podkreślić, że zmiany ujawnione w częstotliwości średniej przyspieszenia drgań mogą świadczyć o mikrouszkodzeniach niektórych mechanizmów, głównie łożysk i przekładni. Jednokrotne całkowanie spowoduje obcięcie wysokich, natomiast intensyfikację średnich częstotliwości. Z tego względu średnia częstotliwość prędkości zawierać będzie informacje o defektach związanych z ubytkiem masowym takich elementów, jak łożyska i przekładnie. Dwukrotne całkowanie spowoduje intensyfikację niskich częstotliwości w zakresie obrotowym  $f_0$ . Oznacza to, że np. podwyższenie średniej częstotliwości przemieszczenia może oznaczać nieosiowość wałów, sprzęgieł, natomiast obniżenie może wskazywać na niewyrównoważenia, czy niestabilność łożysk. Wynika stąd, że wyznaczając częstotliwość Rice'a, również dla procesów całkowych, można zmianę średniej częstotliwości przyporządkować określonym uszkodzeniom.

### 3.2.2. Współczynnik harmonicznegości

Długotrwałe obserwacje pozwalają uchwycić współzależność uszkodzeń od zmian bezwzględnych (lub względnych) częstotliwości Rice'a  $f_a, f_v, f_z$ . Można również poszukać współzależności typu uszkodzenie - częstotliwość Rice'a w ich wzajemnych różnicach  $\Delta f_{x,y}$  lub ich ilorazach  $f_x/f_y$ . Proponowane miary poza operację czysto matematyczną posiadają również istotny sens fizyczny, gdyż stanowią miarę szerokości pasma obejmującego badany proces. Jak łatwo zauważyć różnica jest miarą wymiarową, ponieważ  $\Delta f_{x,y} = f_x - f_y$ , Hz, natomiast iloraz określony przez wyrażenie  $H_x = f_x/f_y$  stanowi bezwymiarową miarę szerokości pasma zajmowanego przez proces. Współczynniki harmonicznegości  $H_a$  - przyspieszenia,  $H_v$  - prędkości drgań są zdefiniowane przez wyrażenia:

$$H_a = \frac{f_a}{f_v}, \quad H_v = \frac{f_v}{f_z} \quad (3.8)$$

Uwzględniając gęstość widmową mocy prędkości drgań  $G_{vv}(f)$ , można wówczas współczynnik harmonicznegości  $H_v$  określić przez wyrażenie:

$$H_v = \frac{f_v}{f_z} = \frac{a_{RMS} \cdot z_{RMS}}{v_{RMS}^2} \frac{\sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} G_{vv}(f) \cdot f^2 df} \cdot \sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} G_{vv}(f) \cdot f^{-2} df}}{\int_{-\infty}^{\infty} G_{vv}(f) df} \quad (3.9)$$

Z równania powyższego wynika dwutorowość definicji, umożliwiającą obliczenie współczynnika harmonicznego w oparciu o znajomość skutecznych wartości przyspieszenia  $a_{\text{RMS}}$ , prędkości  $v_{\text{RMS}}$  i przemieszczenia  $z_{\text{RMS}}$ . Można również wykazać, że współczynnik harmonicznego nie zależy od przesunięcia widma wzdłuż osi częstotliwości, zależy natomiast jedynie od kształtu krzywej gęstości widmowej mocy. Dyskryminantę widmową podobnego typu wprowadził już wcześniej W. Bolotin [9] poszukując średniej częstotliwości występowania maksimów naprężenia  $f_{z \text{ max}}$ . Wprowadzony wyżej współczynnik harmonicznego będzie równy średniej częstotliwości występowania maksimów naprężenia, jeśli funkcję widmową prędkości drgań zastąpić funkcją widmową przemieszczenia drgań  $G_{zz}(f)$ , wówczas na mocy równania (3.7) otrzymamy:

$$H_v = \frac{a_{\text{RMS}} \cdot z_{\text{RMS}}}{v_{\text{RMS}}^2} = \frac{\sqrt{\int_{-\infty}^{\infty} f^4 G_{zz}(f) df \int_{-\infty}^{\infty} G_{zz}(f) df}}{\int_{-\infty}^{\infty} f^2 \cdot G_{zz}(f) df} = \frac{f_{z \text{ max}}}{z} \quad (3.10)$$

W takim ujęciu współczynnik harmonicznego prędkości drgań określa z jednej strony współczynnik szerokości pasma przemieszczenia drgań, natomiast z drugiej iloraz średniej częstotliwości występowania maksimów przemieszczenia do średniej częstotliwości tego procesu.

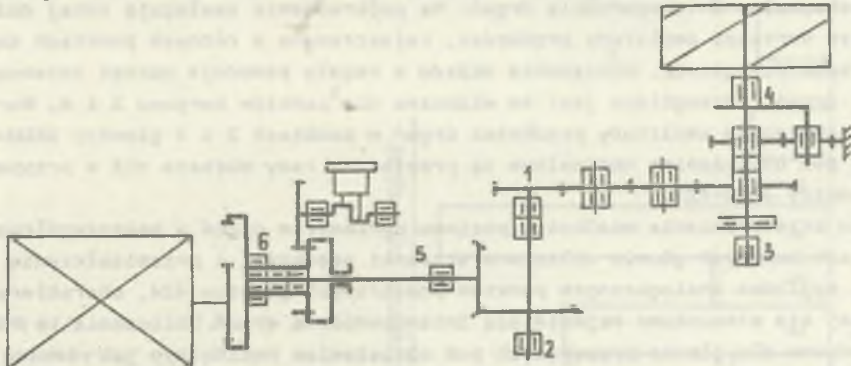
Zastosowanie diagnostyczne współczynnika harmonicznego nie było szerzej rozpatrywane w badaniach diagnostycznych z uwagi na niedawno dopiero wprowadzoną definicję tego współczynnika. Może się jednak okazać, że wrażliwość diagnostyczna tego współczynnika jest duża, co stanowiło podstawę jego zastosowania do badań wibroakustycznych w diagnostyce głowic ramieniowych kombajnów ścianowych.

#### 4. METODYKA POMIARÓW

Celem określenia stanu dynamicznego głowic ramieniowych kombajnów ścianowych KWB-3RDU wykonano dwie serie pomiarów parametrów drgań, tj. podczas pracy głowic na biegu luzem oraz pod obciążeniem nominalnym [10, 11]. Przyjmując założenie, że stan dynamiczny głowic jest uwarunkowany przez tzw. intensywność drgań oraz uwzględniając przy tym fakt, że częstotliwość ruchu podstawowego głównych elementów napędowych jest niewielka, nie przekracza 40 obr/min, wówczas intensywność ta winna być proporcjonalna do amplitudy przemieszczenia drgań. Niekładny sądzi się, że do oceny stanu dynamicznego głowic lepiej nadaje się przyspieszenie drgań, ponieważ do niego są proporcjonalne siły bezwładności drgających elementów, a zatem

i dynamiczne przyrosty naprężeń. Składowe o niskich częstotliwościach i dużych przemieszczeniach (wywołanych najczęściej niewyważeniem elementów wirujących) nie wpływają jednak na mierzoną amplitudę przyśpieszenia w stopniu odpowiadającym ich działaniu destrukcyjnemu. Z tego właśnie względu podczas oceny drgań złożonych najlepiej mierzyć amplitudę prędkości, która w jednakowym stopniu jest proporcjonalna do amplitudy przemieszczenia i częstotliwości i optymalnie uwzględnia wpływ wszystkich składowych. Pomiaru amplitudy podstawowych parametrów drgań wykonano przy użyciu czujnika piezoelektrycznego, odczytując bezpośrednio skuteczne wartości tych parametrów. W celu dokonania późniejszej analizy niektórych parametrów drgań, dokonano rejestracji na taśmie magnetycznej napięcia uzyskanego z przetworzenia parametrów fizycznych w określonych uprzednio wybranych punktach, charakteryzujących się maksymalną intensywnością drgań. Zarejestrowane sygnały wibroakustyczne zostały następnie poddane laboratoryjnej obróbce filtracyjnej, zmniejszającej do minimum wpływ zakłóceń o dużych i małych częstotliwościach. Po wzmocnieniu sygnału w ostatnim stopniu układu wibroakustycznego firmy Bruel i Kjaer dokonano analizy amplitudo-częstotliwościowej w pasmie częstotliwości 0-50 Hz, podczas pracy głowic na biegu luzem jak również pod obciążeniem nominalnym. Pomiaru zostały wykonane na stanowisku laboratoryjnym odbioru technicznego, podczas prób dynamicznych głowic ramieniowych. Poprzez zastosowany układ Leonarda można było zmieniać obciążenie w sposób ciągły w przedziale mocy od 0 do 250 kW.

Uwzględniając fakt, że w maszynach pracujących pod obciążeniem dynamicznym, w których dominującą rolę odgrywają elementy obrotowe, największe nadwyżki sił dynamicznych przenoszone są przez łożyskowanie i przekładanie elementów kinematycznych [12]. Z tego względu usytuowanie punktów pomiarowych wybrano w bezpośrednim sąsiedztwie miejsc łożyskowania i kół zębatach, co przedstawiono schematycznie na rys. 1. Jak widać z tego schematu, punkty te rozmieszczono w pobliżu głównych zespołów napędowych, takich jak przekładnia stożkowa, przekładnia planetarna, czy też koła zęba-



Rys. 1. Schemat kinematyczny rozmieszczenia punktów pomiarowych głowicy KWB-3RDU

te pośrednie, co zapewniało odbiór sygnałów wibroakustycznych emitowanych przez wymienione elementy.

## 5. WYNIKI POMIAROWE I ICH ANALIZA

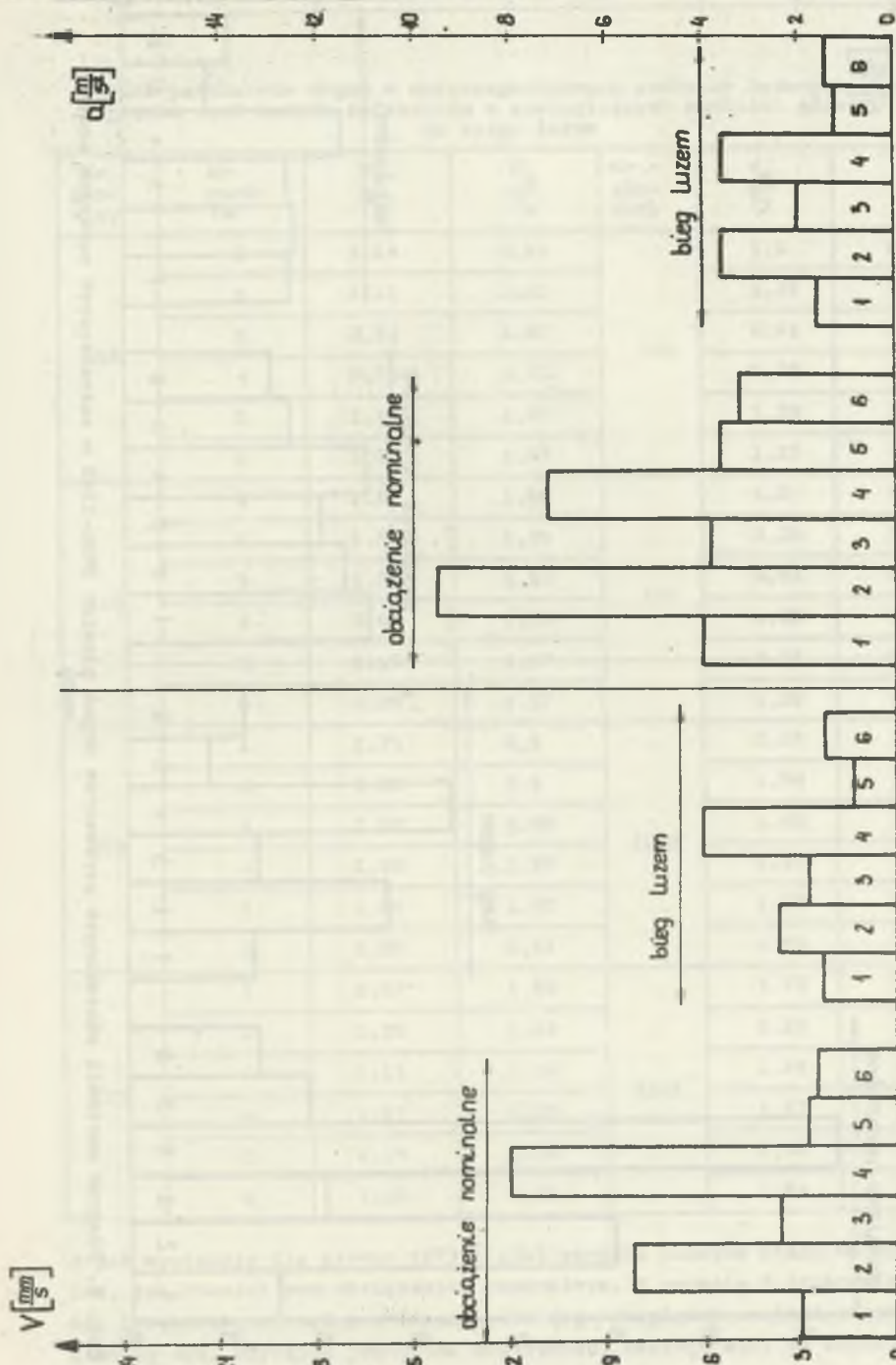
Przedmiotem pomiaru i analizy były podstawowe parametry drgań, takie jak przemieszczenie, prędkość i przyspieszenie, a także wielkości pochodne określone przez dyskryminanty amplitudowo-widmowe, których wzajemne porównanie dla badanego typoszeregu głowic umożliwiło przeprowadzenie przybliżonej klasyfikacji wibroakustycznej badanych głowic.

Przedstawiona w postaci wykresów amplitudowo-częstotliwościowych analiza widmowa prędkości potwierdziła dane uzyskane z analizy uśrednionych wartości skutecznych mierzonych parametrów drgań. Analizy obliczonych dyskryminant widmowych wskazują na stosunkowo dużą ich wrażliwość diagnostyczną, jednak na obecnym etapie badań trudno jest rozstrzygnąć, które z nich są ukierunkowane na określony typ uszkodzenia w procesie eksploatacji.

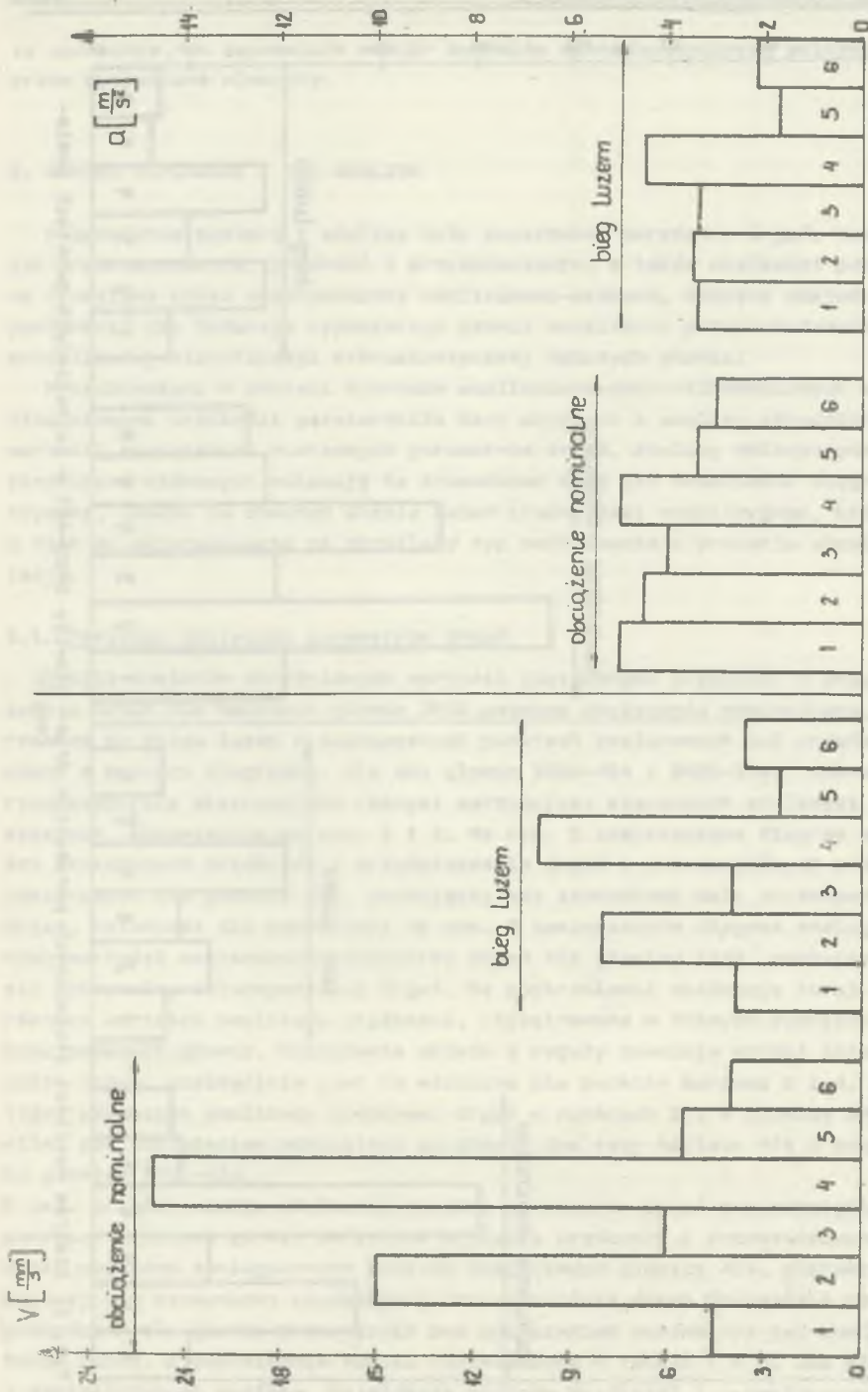
### 5.1. Wartości skuteczne parametrów drgań

Wyniki pomiarów uśrednionych wartości skutecznych prędkości i przyspieszenia drgań dla badanych głowic 3RDU podczas obciążenia nominalnego jak również na biegu luzem w zaznaczonych punktach pomiarowych 1-6 przedstawiono w postaci diagramów, dla dwu głowic 3RDU-424 i 3RDU-1345, charakteryzujących się ekstremalnie różnymi wartościami mierzonych wielkości fizycznych, odpowiednio na rys. 2 i 3. Na rys. 2 zamieszczono diagram wartości skutecznych prędkości i przyspieszenia drgań w poszczególnych punktach pomiarowych dla głowicy 424, cechującej się stosunkowo małą intensywnością drgań, natomiast dla porównania na rys. 3 zamieszczono diagram analogicznych wartości skutecznych parametrów drgań dla głowicy 1345, cechującej się maksymalną intensywnością drgań. Na podkreślenie zasługują tutaj duże różnice wartości amplitudy prędkości, rejestrowane w różnych punktach korpusu badanych głowic. Obciążenie układu z reguły powoduje wzrost intensywności drgań, szczególnie jest to widoczne dla punktów korpusu 2 i 4. Wartości skuteczne amplitudy prędkości drgań w punktach 2 i 4 głowicy 3RDU-1345 pod obciążeniem nominalnym są prawie dwa razy większe niż w przypadku głowicy 3RDU-424.

W celu przedstawienia wielkości poziomu parametrów drgań w poszczególnych punktach badanych głowic obliczono stosunki prędkości i przemieszczenia drgań względem analogicznych punktów pomiarowych głowicy 424, charakteryzującej się stosunkowo najmniejszą intensywnością drgań. Obliczenia te przeprowadzono dla głowic pracujących pod obciążeniem nominalnym jak również na biegu luzem, a odpowiednie wyniki zamieszczono w tabeli 1 i 2. Jak widać z zamieszczonych wyników, największe poziomy prędkości i przemieszczenia



Rys. 2. Diagram wartości skutecznych parametrów drgań głowicy 3RDU-424 w zaznaczonych punktach pomiarowych



Rys. 3. Diagram wartości skutecznych parametrów drgań głowicy 3RDU-1345 w zaznaczonych punktach pomiarowych

Tabela 1

Poziom parametrów drgań w wyszczególnionych punktach badanych głowic względem tych samych parametrów w analogicznych punktach głowicy 424 na biegu luzem

Nr głowicy	Nr punktu	$\frac{V_N}{V_Z}$	$\frac{Z_N}{Z_W}$	Nr głowicy	$\frac{V_N}{V_Z}$	$\frac{Z_N}{Z_W}$
358	1	1,14	0,94	426	1,0	0,94
	2	1,11	0,82		1,39	1,21
	3	0,93	1,95		0,81	1,10
	4	0,75	0,73		1,08	1,0
	5	1,15	1,25		1,38	1,38
	6	1,0	1,07		1,27	1,14
416	1	1,27	1,06	427	1,0	0,84
	2	1,0	1,36		2,28	2,79
	3	1,04	1,10		0,93	0,73
	4	0,67	0,78		1,25	0,93
	5	1,15	1,17		2,77	2,83
	6	0,20	1,57		1,36	1,32
419	1	2,73	2,5	1273	2,27	2,81
	2	2,22	2,5		1,94	2,86
	3	2,22	3,66		1,48	3,17
	4	1,83	3,27		1,17	2,0
	5	1,69	1,92		1,77	3,33
	6	1,27	1,61		1,59	2,14
425	1	1,27	1,25	1345	1,73	2,81
	2	1,39	1,43		2,22	2,86
	3	1,11	1,59		1,48	3,17
	4	1,17	1,25		1,67	2,18
	5	1,15	1,08		1,92	2,92
	6	1,36	1,21		1,64	1,96

drgań występują dla głowic 1273 i 1345 zarówno podczas pracy na biegu luzem, jak również pod obciążeniem nominalnym. W punkcie 5 obserwuje się nawet trzykrotny wzrost przemieszczenia drgań względem analogicznego punktu głowicy 424. Używając jednostek względnych, okazuje się, że szybkość zmiany tego poziomu wyniesie:

Tabela 2

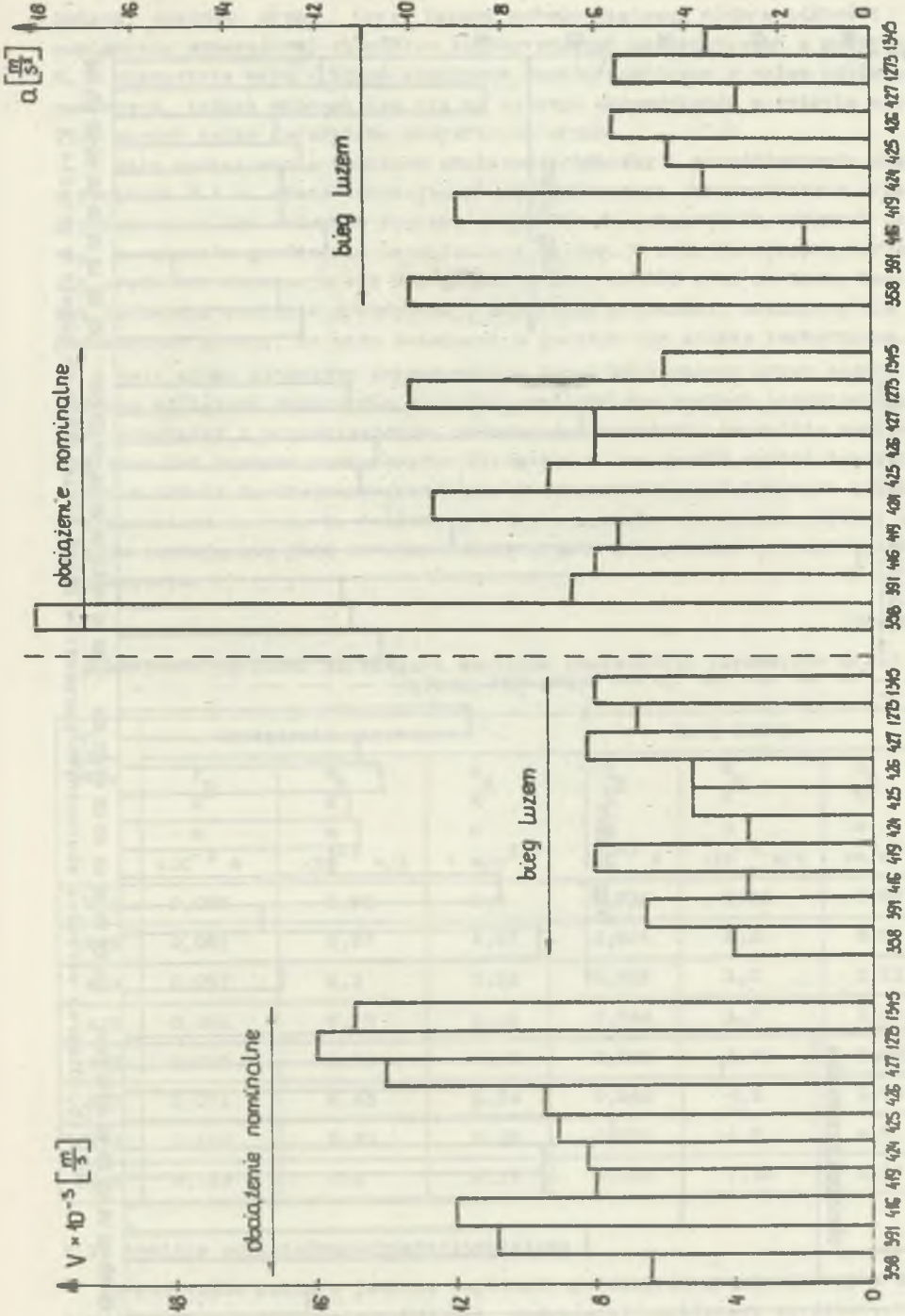
Poziom parametrów drgań w wyszczególnionych punktach badanych głowic względem tych samych parametrów w analogicznych punktach głowicy 424 pod obciążeniem nominalnym

Nr głowicy	Nr punktu	$\frac{V_N}{V_W}$	$\frac{Z_N}{Z_W}$	Nr głowicy	$\frac{V_N}{V_W}$	$\frac{Z_N}{Z_W}$
358	1	1,72	0,94	426	1,17	0,96
	2	0,80	0,60		1,16	1,0
	3	1,43	0,75		0,86	1,0
	4	0,42	0,32		1,17	1,0
	5	1,11	1,65		1,11	1,47
	6	1,83	0,93		1,33	0,88
416	1	0,83	0,81	427	0,93	0,85
	2	1,46	1,34		1,71	1,94
	3	0,80	1,08		0,91	1,08
	4	1,08	1,27		0,83	0,86
	5	1,0	1,47		2,07	2,71
	6	1,0	0,70		1,33	1,09
419	1	1,72	1,70	1273	1,9	2,13
	2	0,98	1,04		1,95	2,24
	3	1,29	2,0		1,43	1,33
	4	1,33	1,27		1,42	1,64
	5	1,19	1,59		1,85	3,24
	6	1,88	1,16		1,88	1,16
425	1	1,31	0,96	1345	1,55	2,13
	2	1,10	1,12		1,83	2,24
	3	1,09	1,25		1,71	2,33
	4	1,0	0,91		1,83	2,9
	5	0,83	0,94		2,04	3,53
	6	1,46	1,40		1,67	1,86

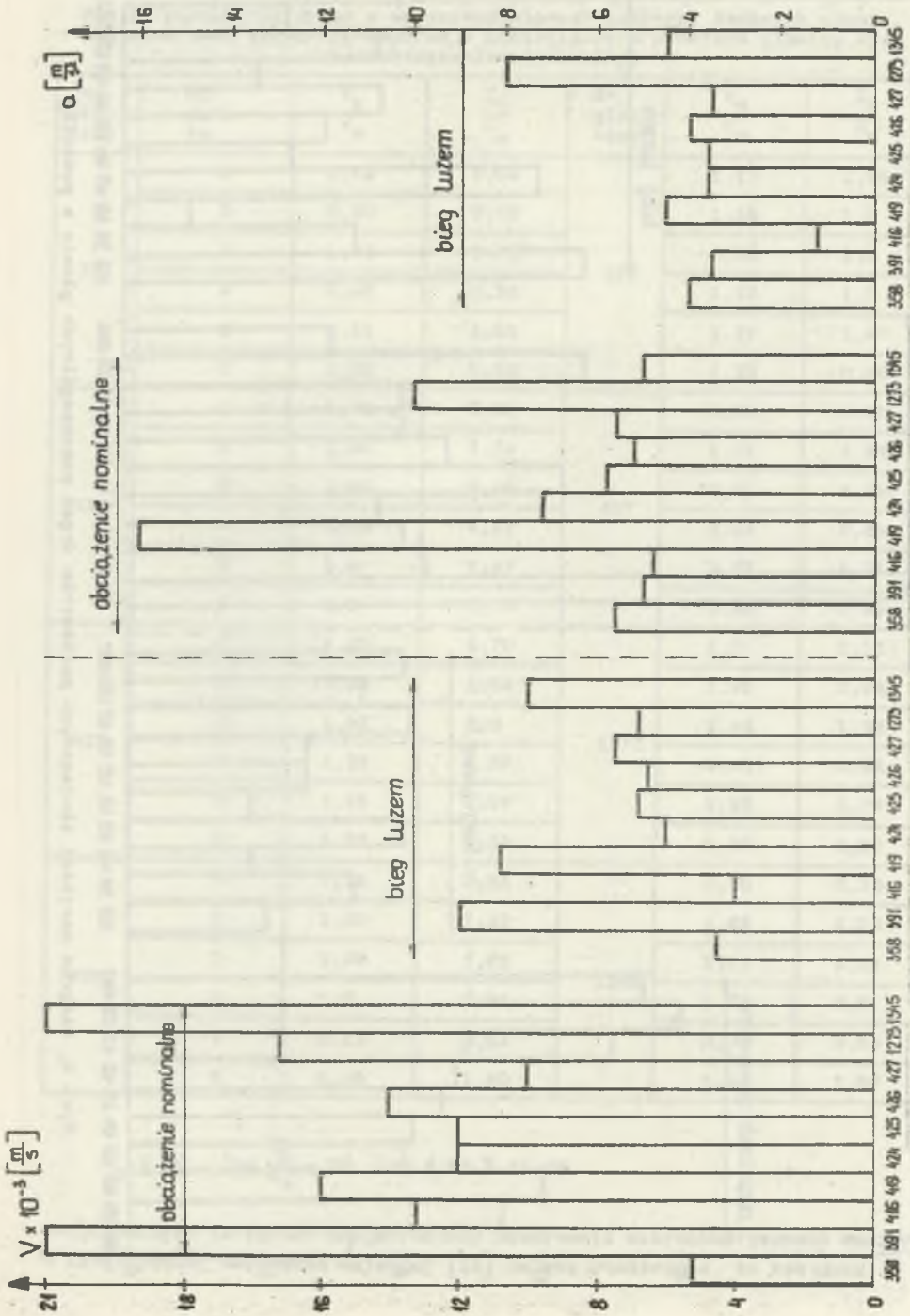
$$L_z = 20 \cdot \log \frac{Z_N}{Z_W} = 20 \log 3,53 \approx 11 \text{ dB}$$

Uwzględniając tu wyniki długotrwałych obserwacji wibroakustycznych maszyn w kanadyjskiej marynarce wojennej [13] należy stwierdzić, że tak duża





Rys. 4. Diagram wartości skutecznych parametrów drgań poszczególnych głowic w punkcie 2



Rys. 5. Diagram wartości skutecznych parametrów drgań poszczególnych głowic w punkcie 4

zmiana poziomu drgań jest faktem potwierdzającym nieprawidłowość współpracy dynamicznej elementów kinematycznych sąsiadujących z punktem 5, a mianowicie wału z kołem stożkowym współpracującego z wałem wielowypustkowym, jednak wniosek ten nie ma pełnego uzasadnienia w świetle analizy samych tylko parametrów skutecznych drgań.

W celu zobrazowania rozkładu amplitud prędkości i przyspieszenia drgań w punktach 2 i 4, charakteryzujących się maksymalną intensywnością drgań, przedstawiono ich zmiany w postaci diagramów dla wszystkich badanych głowic, co zostało graficznie uwidocznione na rys. 4 i 5. Maksymalne wartości prędkości obserwuje się dla głowic 2-391, 9-1273 oraz 10-1345. Wartości te bardzo znacznie przewyższają amplitudy prędkości, obliczone dla pozostałych głowic, co może świadczyć o gorzszym ich stanie technicznym.

W celu oceny globalnej intensywności drgań emitowanych przez badane głowice obliczono sumaryczne wartości amplitud skutecznych przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia, uśredniając następnie wszystkie wartości względem  $N=6$  punktów pomiarowych. Otrzymane w ten sposób wyniki zamieszczono w tabeli 3. Diagramy sumarycznych parametrów drgań badanych głowic przedstawiono na rys. 6. Analiza graficzna pozwala stwierdzić, które z głowic cechują się dużą intensywnością drgań, a tym samym gorzszym stanem technicznym.

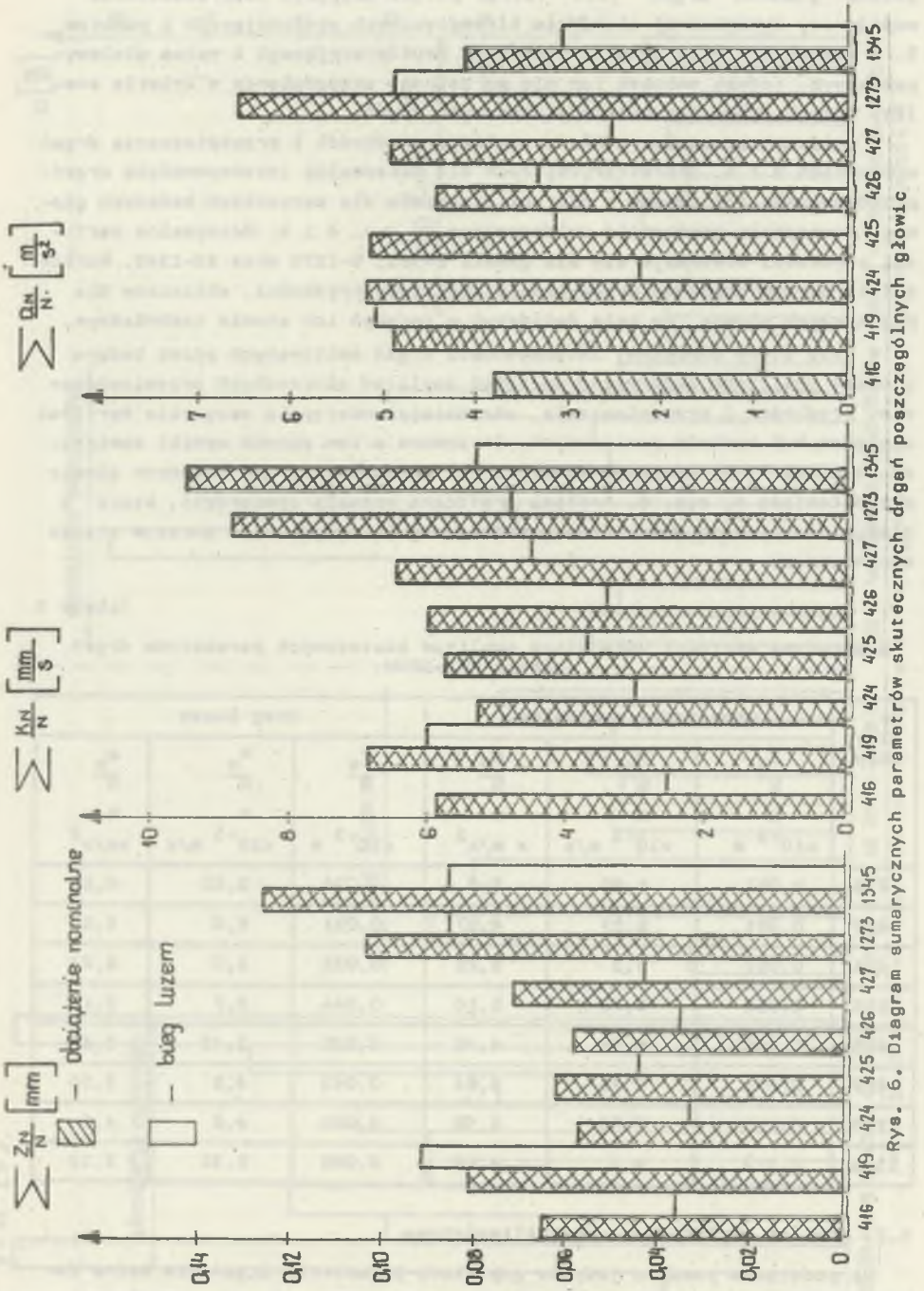
Tabela 3

Sumaryczne wartości uśrednione amplitud skutecznych parametrów drgań głowic KWB-3ROU

Nr głowicy	Obciążenie nominalne			Bieg luzem		
	$\frac{Z_N}{N}$	$\frac{W_N}{N}$	$\frac{a_N}{N}$	$\frac{Z_N}{N}$	$\frac{W_N}{N}$	$\frac{a_N}{N}$
	$\frac{N}{10^{-3}}$ m	$\frac{N}{10^{-3}}$ m/s	$\frac{N}{10^{-3}}$ m/s <sup>2</sup>	$\frac{N}{10^{-3}}$ m	$\frac{N}{10^{-3}}$ m/s	$\frac{N}{10^{-3}}$ m/s <sup>2</sup>
416	0,065	5,88	3,8	0,036	2,52	0,88
419	0,081	6,87	4,87	0,091	6,0	5,1
424	0,057	5,3	5,22	0,033	3,0	2,23
425	0,062	5,75	5,16	0,044	3,7	3,15
426	0,058	6,01	4,45	0,035	3,42	3,37
427	0,071	6,45	4,94	0,043	4,5	2,56
1273	0,103	8,83	6,58	0,085	4,8	4,9
1345	0,125	9,5	4,15	0,085	5,32	3,12

## 5.2. Analiza amplitudowo-częstotliwościowa

Na podstawie pomiaru jedynie amplitudy parametrów drgań nie można dokonać analizy bardziej szczegółowej, dotyczącej współpracy określonych



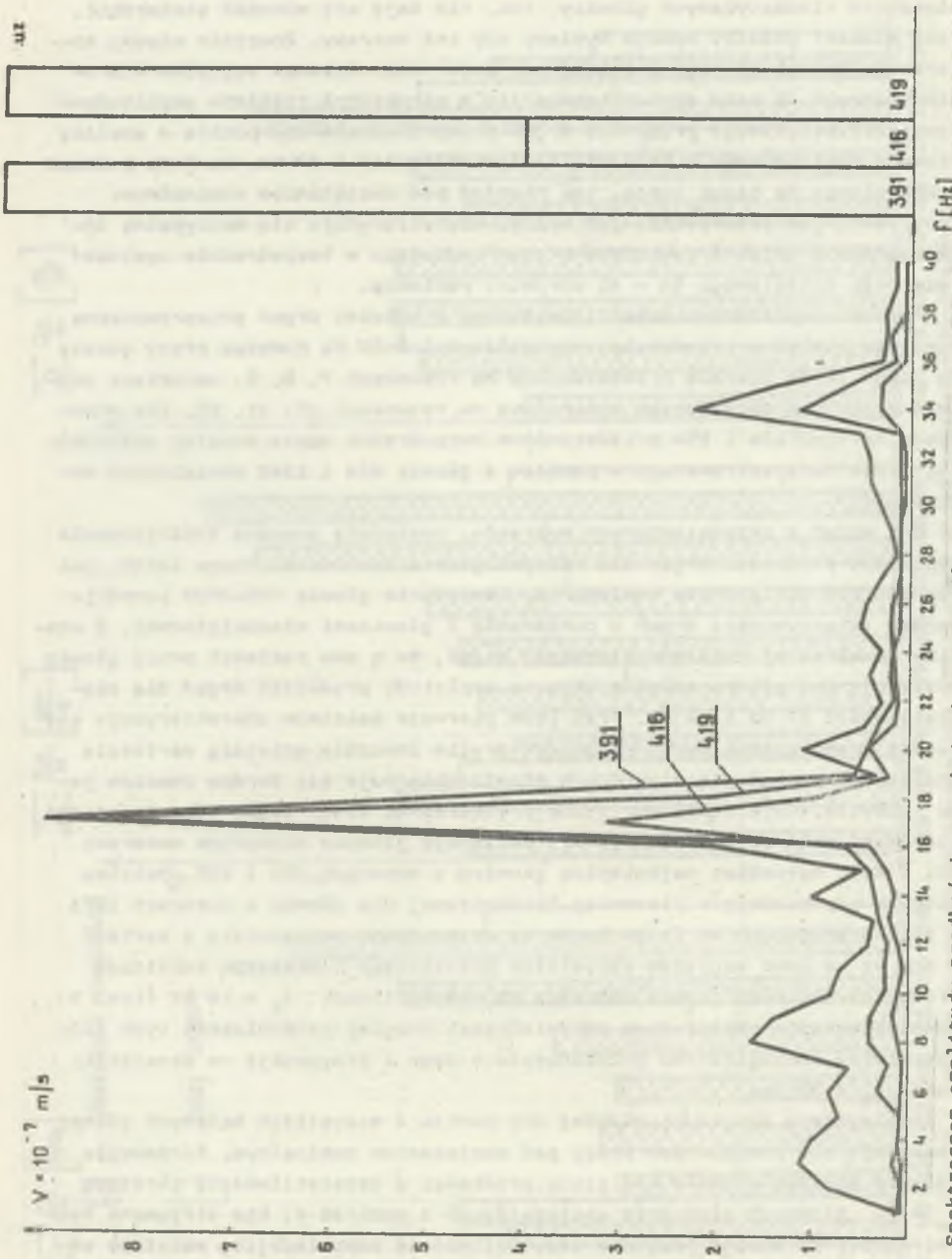
Rys. 6. Diagram sumarycznych parametrów skutecznych drgań poszczególnych głów

elementów kinematycznych głowicy, tzn. nie daje się wówczas stwierdzić, jaki element głowicy wymaga wymiany czy też naprawy. Znacznie więcej informacji zawartych jest w rozkładzie częstotliwościowym sygnałów wibroakustycznych. W celu zorientowania się w strukturze rozkładu amplitudowo-częstotliwościowego prędkości drgań przeprowadzono dla punktu 4 analizę widmową wąskopasmową w przedziale częstotliwości 0-50 Hz, zarówno podczas pracy głowic na biegu luzem, jak również pod obciążeniem nominalnym. Punkt ten, jak podkreślano już wyżej, charakteryzuje się maksymalną intensywnością drgań i usytuowany jest radialnie w bezpośrednim sąsiedztwie wału wejściowego ( $n = 41$  obr/min) ramienia.

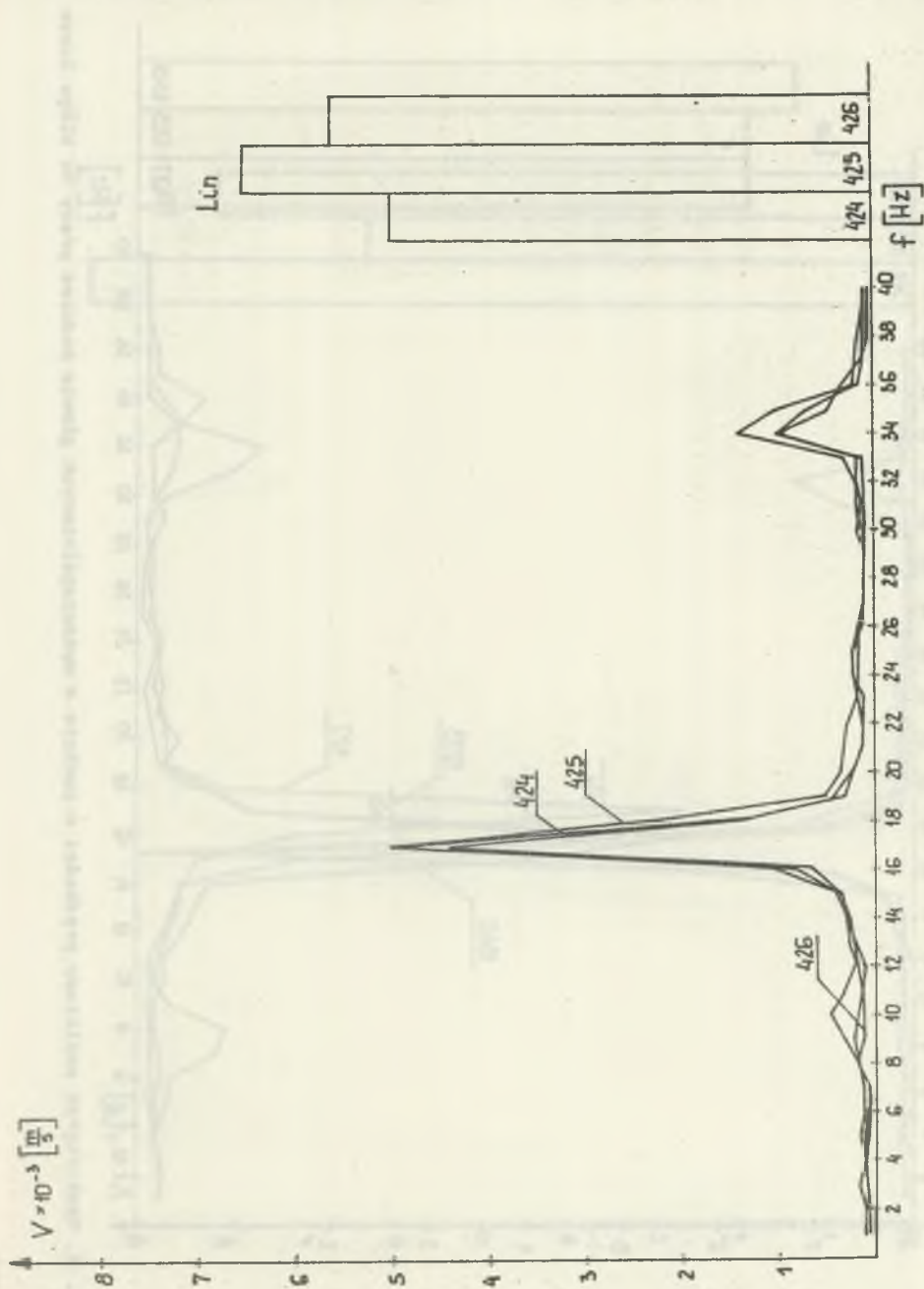
Analiza amplitudowo-częstotliwościowa prędkości drgań przeprowadzona dla tego punktu w przedziale częstotliwości 0-50 Hz podczas pracy głowic na biegu luzem została przedstawiona na rysunkach 7, 8, 9, natomiast podczas pracy pod obciążeniem nominalnym na rysunkach 10, 11, 12. Dla przykładu na rys. 13a i 13b przedstawiono bezpośredni zapis analizy spektralnej widma zarejestrowanego w punkcie 4 głowic 424 i 1345 obciążonych nominalnie.

Jak widać z przedstawionych wykresów, występują znaczne zróżnicowania amplitudy prędkości drgań dla różnych głowic zarówno na biegu luzem, jak również pod obciążeniem nominalnym. Obciążenie głowic KWB-3RDU powoduje wzrost intensywności drgań w porównaniu z głowicami nieobciążonymi. Z analizy spektralnej rozkładu widmowego widać, że w obu reżimach pracy głowic występują dwa główne maksima widmowe amplitudy prędkości drgań dla częstotliwości 17 Hz i 34 Hz. Przy czym pierwsze maksimum charakteryzuje się bardzo znaczną amplitudą, natomiast drugie znacznie mniejszą wartością amplitudy lub też dla niektórych głowic obserwuje się bardzo znaczne jego rozmycie. Największą amplitudę prędkości na biegu luzem odpowiadającą pierwszej składowej harmonicznej, posiadają głowice oznaczone numerami 391 i 419, natomiast najmniejszą głowice o numerach 424 i 425. Maksima widmowe odpowiadające pierwszej harmonicznej dla głowic o numerach 1273 i 1345 pracujących na biegu luzem są nieznacznie przesunięte o wartość  $f = 1$  Hz w lewo względem wszystkich pozostałych i maksimum amplitudy prędkości dla tych głowic przypada na częstotliwość  $f_1 = 16$  Hz (rys. 9), również maksima amplitudowe odpowiadające drugiej harmonicznej tych głowic uległy analogicznemu przesunięciu w lewo i przypadają na częstotliwość  $f_2 = 32$  Hz.

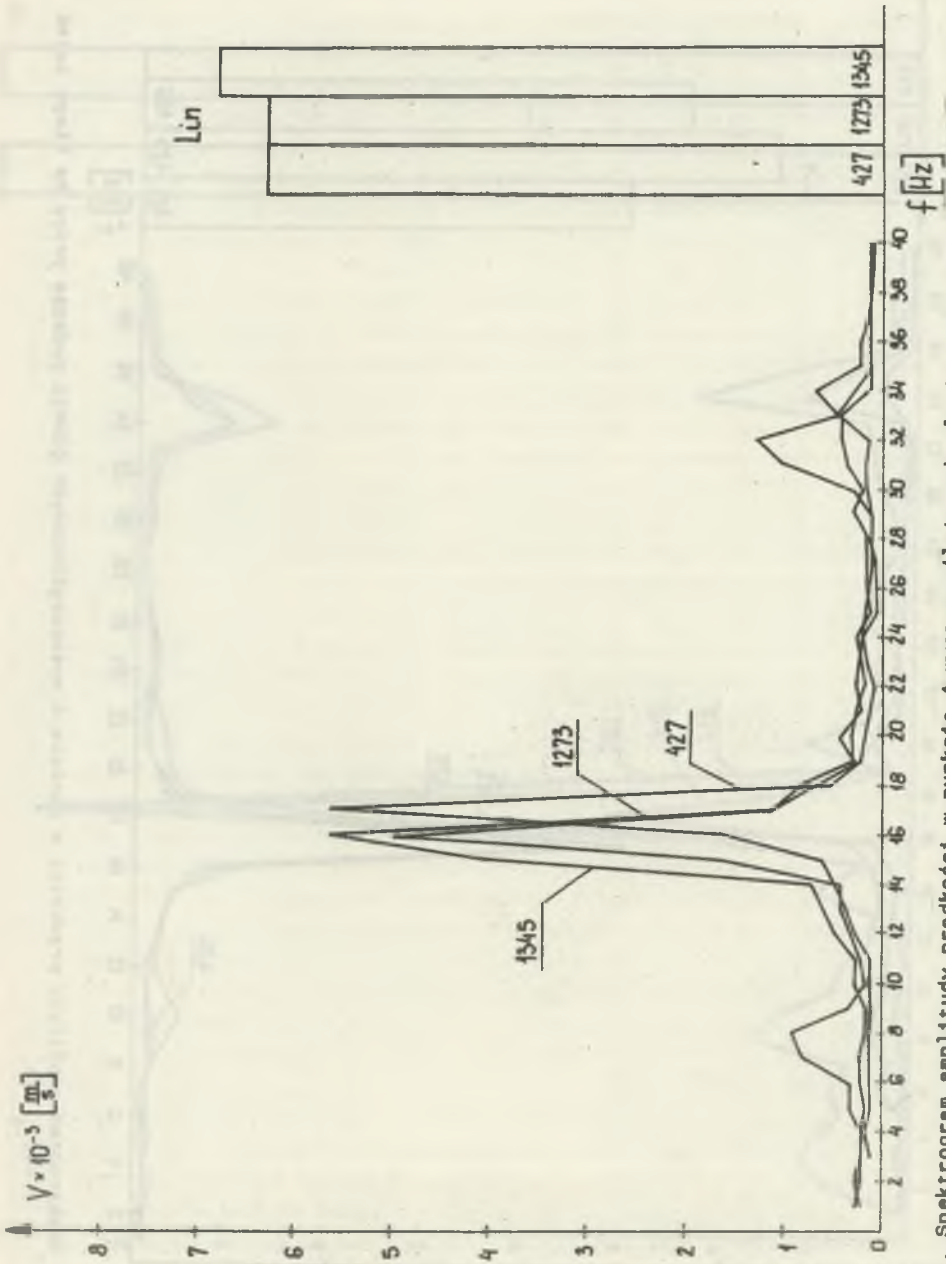
Analogiczną strukturę widmową dla punktu 4 wszystkich badanych głowic obserwuje się podczas ich pracy pod obciążeniem nominalnym. Porównując głównie maksima widmowe amplitudy prędkości z częstotliwością obrotową  $f_0 = \frac{n}{60}$  głównych elementów sąsiadujących z punktem 4, nie otrzymano bezpośredniej korelacji pomiędzy częstotliwością odpowiadającą maksimum amplitudy prędkości a częstotliwością wału wejściowego. Wydaje się jednak, że można przyjąć, iż dominująca częstotliwość badanego układu, odpowiadająca pierwszemu maksimum amplitudy prędkości jest uwarunkowana superpozy-



Rys. 7. Spektrogram amplitudy prędkości w punkcie 4 wyszczególnionych głowic podczas pracy na biegu luzem

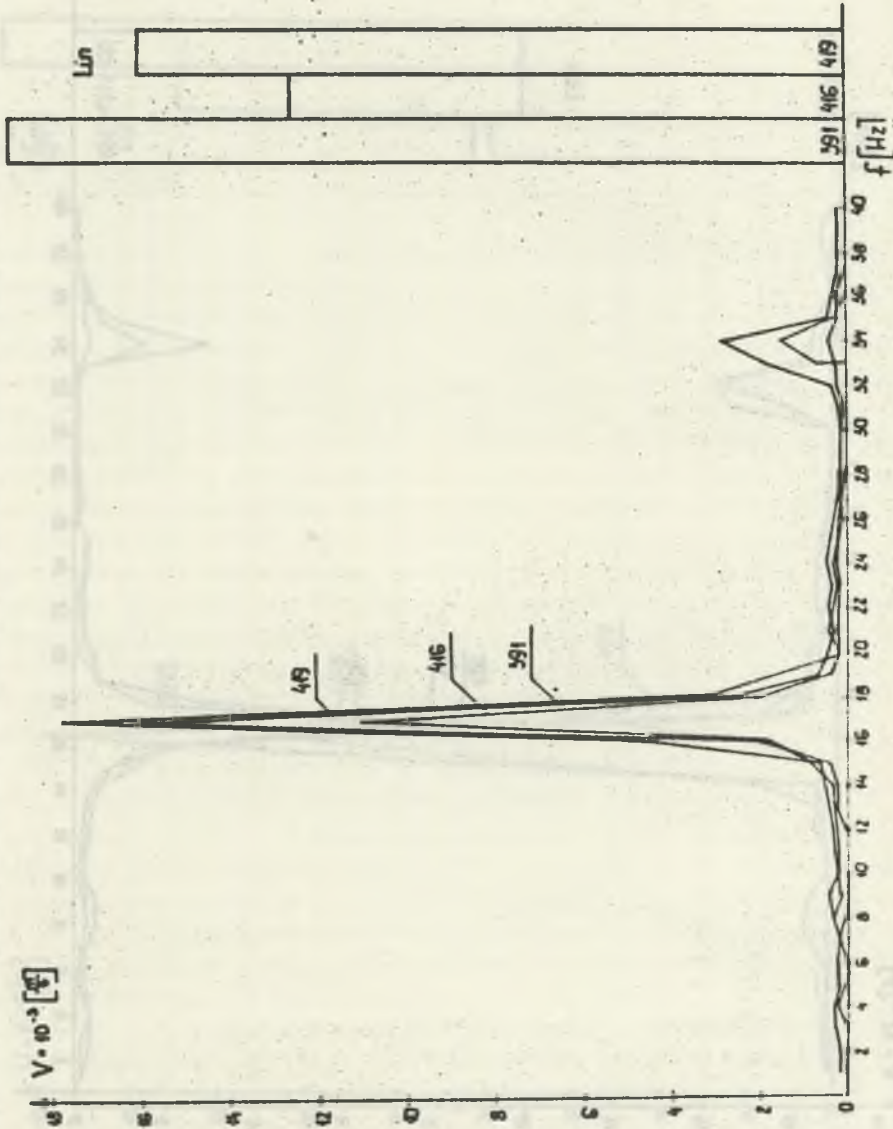


Rys. 8. Spektrogram amplitudy prędkości w punkcie 4 wyznaczonych głowic podczas pracy na biegu luzem

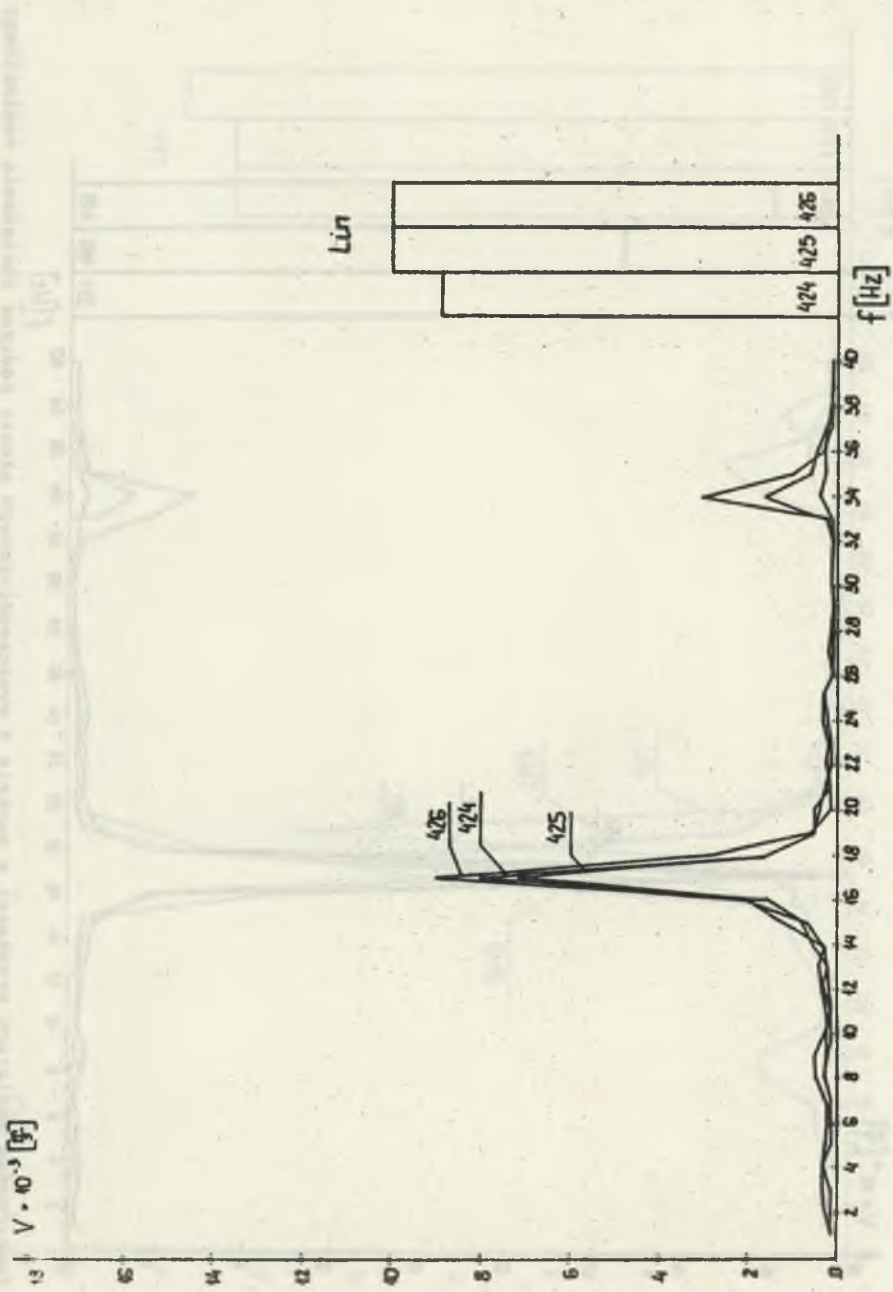


Rys. 9. Spektrogram amplitudy prędkości w punkcie 4 wyszczególnionych głowic podczas pracy na biegu luzem





Rys. 10. Spektrogram amplitudy prędkości w punkcie 4 wyznaczonych głowic podczas obciążenia nominalnego



Rys. 11. Spektrogram amplitudy prędkości w punkcie 4 wyszczególnionych głowic podczas obciążenia nominalnego

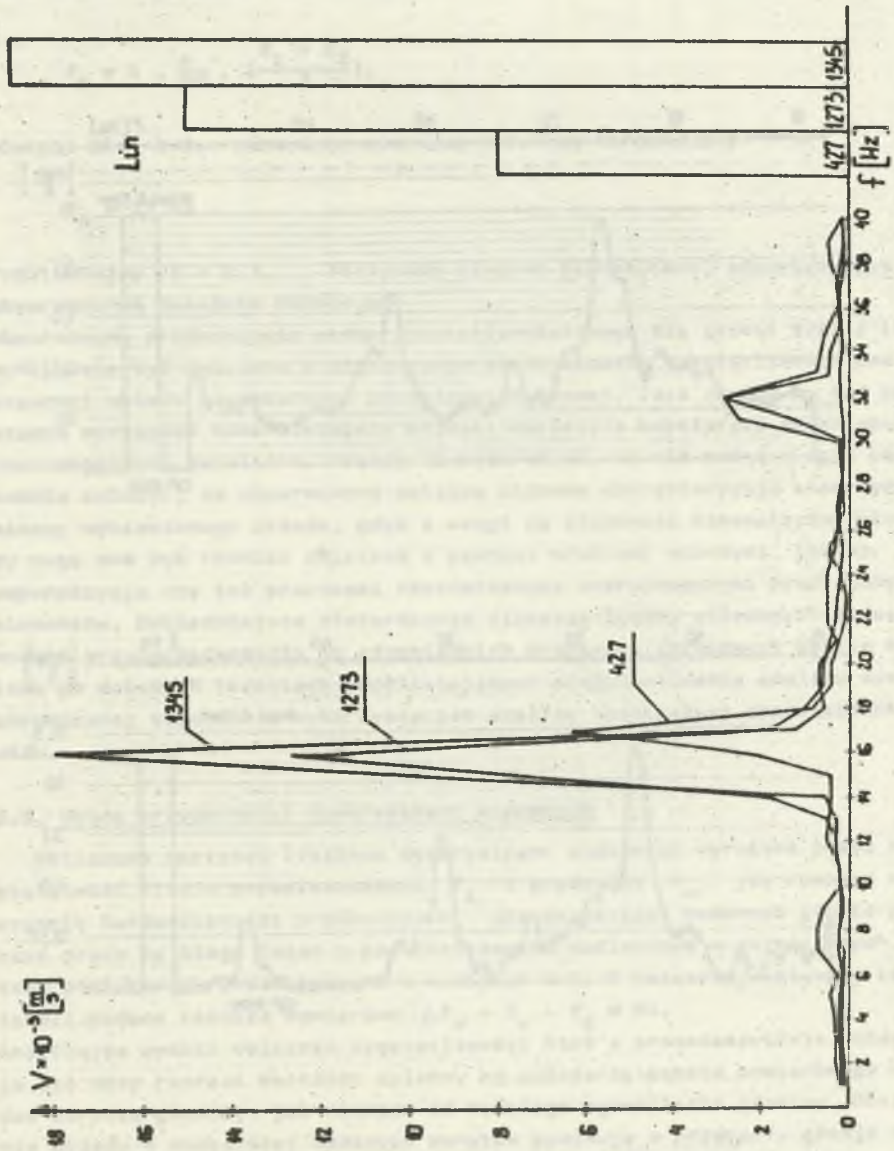
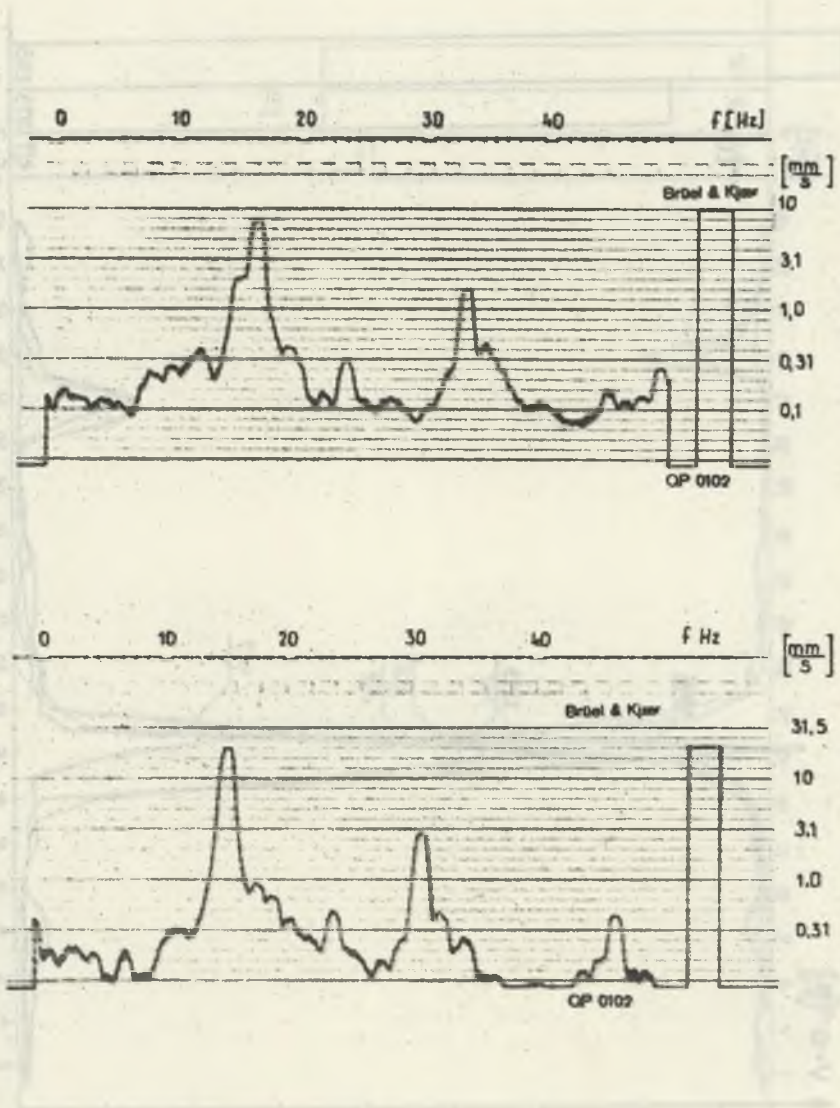


Fig. 12. Spektrogram amplitudy prędkości w punkcie 4 wyszczególnionych głowic podczas obciążenia nominalnego



Rys. 13

- a) widmo amplitudowo-częstotliwościowe w punkcie 4 głowicy 424 pod obciążeniem nominalnym  
 b) widmo amplitudowo-częstotliwościowe w punkcie 4 głowicy 1345 pod obciążeniem nominalnym

cję drgań, wywołanych przez szeregowo połączony układ złożony z koła zębatego (satelita)  $z_1 = 19$ ,  $n = 10$  oraz tulei zębatej  $z_2 = 29$ ,  $n = 10$ . Uwzględniając dane tych elementów, można obliczyć podstawową częstotliwość drgań tego układu ze wzoru:

$$f_0 = k \cdot \frac{n}{60} \cdot \left( \frac{z_1 + z_2}{2} \right),$$

wówczas dla  $k=1$ , otrzymamy pierwezę składową harmoniczną

$$f_0 = 17 \text{ Hz}$$

Podstawiając  $k = 2, 3, \dots$  otrzymamy kolejne harmoniczne, odpowiadające obserwowanym maksimom widmowym.

Obserwowane przesunięcia widma częstotliwościowego dla głowic 1273 i 1345 wydają się być związane z nieznanym zmniejszeniem częstotliwości podstawowej układu planetarnego przekładni końcowej, lecz trudno na tej podstawie wyciągnąć konkretniejsze wnioski dotyczące współpracy zazębienia poszczególnych satelitów. Należy tu podkreślić, że nie można z całą pewnością założyć, że obserwowane maksima widmowe charakteryzują stan dynamiczny wymienionego układu, gdyż z uwagi na złożoność kinematyczną głowicy mogą one być również związane z pewnymi efektami wtórnymi, jak np. z superpozycją czy też procesami rezonansowymi uwarunkowanymi pracą innych elementów. Dokładniejsze stwierdzenie większej liczby składowych okresowych i przyporządkowanie im odpowiednich prędkości obrotowych będzie możliwe po dalszych badaniach umożliwiających przeprowadzenie analizy synchronicznej włącznie z wykorzystaniem analizy spektralnej odpowiednich widm.

### 5.3. Ocena przydatności dyskryminant widmowych

Obliczone wartości liczbowa dyskryminant widmowych wyrażona przez częstotliwość Rice'a przesłuszczenia  $f_z$  i prędkości  $f_w$ , jak również współczynnik harmonicznosci prędkości  $H_v$  dla wszystkich badanych głowic podczas pracy na biegu luzem i pod obciążeniem nominalnym w zaznaczonych punktach pomiarowych przedstawiono w tabelach 4-8. W ostatniej kolumnie każdej tabeli podano różnice wymiarowe  $\Delta F_v = f_v - f_z$  w Hz.

Analizując wyniki obliczeń częstotliwości Rice'a przesłuszczenia, obserwuje się duży rozrzut wartości zależny od położenia punktu pomiarowego względem korpusu głowicy, jak również od badanego egzemplarza głowicy. Obciążenie układu w większości badanych punktów powoduje w przypadku głowic charakteryzujących się małą intensywnością drgań nieznaną przesunięcie częstotliwości Rice'a przesłuszczenia w stronę częstotliwości malejących (np. głowica 424). Różnice częstotliwości  $f_z$  w poszczególnych punktach dla głowic obciążonych jak również nieobciążonych są dla głowic o małej inten-

Tabela 4

Wartości liczbowe dyskryminant widmowych badanych głowic  
w zaznaczonych punktach pomiarowych

Nr. głowicy	Rodzaj pracy	Nr punktu	Częstotliwość Rice'a		Współczynnik harmoniczności	
			$f_z$ Hz	$f_v$ Hz	$H_v$	$F_v$ Hz
358	bieg luzem	1	13,2	413	31	400
		2	25	397	16	372
		3	5	318	63	313
		4	17,8	141	7,9	123
		5	16	212	13,2	196
		6	11,6	159	13,7	147
358	obciążenie nominalne	1	18	318	17,6	300
		2	26	440	17	414
		3	17,6	143	8	125
		4	22,7	178	7,8	155
		5	17	169	9,9	152
		6	17,5	115	6,5	97
391	bieg luzem	1	19,8	191	9,5	171
		2	17,2	122	7,1	105
		3	13	71	5,5	58
		4	16	465	2,9	449
		5	16	95	6	80
		6	17	117	6,9	100
391	obciążenie nominalne	1	22	204	9,2	182
		2	17,5	94	5,4	76
		3	13,2	111	8,4	98
		4	16,7	37,8	2,3	21
		5	20	114	5,7	94
		6	17,9	106	5,9	88

sywności drgań nieznaczna. Natomiast w przypadku głowic charakteryzujących się znaczną intensywnością drgań obserwuje się przesunięcie częstotliwości Rice'a przemiaszczenia w stronę większych częstotliwości, co wyraźnie widać dla głowic 1273 i 1345 (tab. 8). Porównując częstotliwości  $f_z$  w odpowiadających sobie punktach, dla różnych głowic obserwują się dla nie-

Tabela 5

Wartości liczbowe dyskryminant widmowych badanych głowic  
w zaznaczonych punktach pomiarowych

Nr głowicy	Rodzaj pracy	Nr punktu	Częstotliwość Rice'a		Współczynnik harmonicznosci	
			$f_z$ Hz	$f_v$ Hz	$H_v$	$f_v$ Hz
416	bieg luzem	1	13,1	74	5,6	61
		2	15	62	4,1	47
		3	9,9	45	4,6	35,5
		4	14,8	48	3,2	33
		5	17	53	3,1	36
		6	1,6	35	21,6	34
416	obciążenie nominalne	1	10	212	21,2	202
		2	21,2	80	3,7	58
		3	6,8	170	24,8	163
		4	14,7	59	3,8	44
		5	17,2	153	8,9	136
		6	12,7	212	16,7	199
419	bieg luzem	1	11,9	265	22,2	253
		2	18,2	179	9,8	161
		3	6,3	80	12,5	73
		4	9,7	65	6,7	55
		5	15,2	144	9,5	128
		6	9,9	113	11,4	103
419	obciążenie nominalne	1	9,9	238	23,9	228
		2	18,2	109	6	91
		3	5,9	124	21	118
		4	18,2	54	3	36
		5	18,8	169	9	150
		6	14,3	134	9,4	119

w których punktów znaczne zróżnicowanie wartości. Stosunkowo stabilną jest wartość częstotliwości Rice'a  $f_v$   $f_z$  dla punktu 2 i 4. Średnio można przyjąć, że wartość częstotliwości Rice'a  $f_z$  w punkcie 4 wynosi około 17 Hz, co odpowiada pierwszej składowej harmonicznosci w analizowanym uprzednio widmie amplitudowo-częstotliwościowym prędkości.

Tabela 6

Wartości liczbowe dyskryminant widmowych badanych głowic  
w zaznaczonych punktach pomiarowych

Nr głowicy	Rodzaj pracy	Nr punktu	Częstotliwość Rice'a		Współczynnik harmoniczności	
			$f_z$ Hz	$f_w$ Hz	$H_V$	$F_V$ Hz
424	bieg luzem	1	10,9	115	10,5	104
		2	20,4	159	7,8	138
		3	10,5	118	11,2	107
		4	17,5	95	5,5	78
		5	17,2	147	8,5	130
		6	12,5	101	8,1	88
424	obciążenie nominalne	1	9,8	219	22	209
		2	19,4	184	9,5	164
		3	9,3	172	18,5	163
		4	17,3	95	5,5	78
		5	25	212	8,5	187
		6	8,8	212	24	203
425	bieg luzem	1	11,1	170	15,5	159
		2	19,8	140	7,1	120
		3	7,3	127	17,3	119
		4	16,1	83	5,1	66
		5	18,3	244	13,3	226
		6	14	169	12	155
425	obciążenie nominalne	1	13,4	209	15,6	195
		2	19,1	123	6,4	104
		3	8	159	19,7	151
		4	19,1	77	4	58
		5	23	207	9	184
		6	9,3	290	31,3	281

Również znacznym zmianom podlegają częstotliwości Rice'a prędkości  $f_v$ , zależne zarówno od numeru punktu pomiarowego, jak również od badanego egzemplarza głowicy. Obciążenie układu powoduje dla większości punktów pomiarowych nieznaczne zmniejszenie częstotliwości  $f_v$ , nie stanowi to jednak reguły. Istotny wydaje się tutaj fakt godny podkreślenia, a mianowicie



Tabela 7

Wartości liczbowe dyskryminant widmowych badanych głowic  
w zaznaczonych punktach pomiarowych

Nr głowicy	Rodzaj pracy	Nr punktu	Częstotliwość Rice'a		Współczynnik harmoniczności	
			$f_z$ Hv	$f_v$ Hz	$H_v$	$F_v$ Hz
426	bieg luzem	1	11,6	216	18,6	204
		2	23,4	178	7,6	154
		3	7,7	173	22	165
		4	18,8	194	10,7	176
		5	18	98	5,2	79
		6	14	170	12	156
426	obciążenie nominalne	1	12	163	13,6	151
		2	22,5	100	4,4	77
		3	7,9	201	25,4	193
		4	20,2	59	2,9	39
		5	19,1	222	11,6	203
		6	13,4	198	14,7	184
427	bieg luzem	1	12,9	101	7,8	88
		2	16,7	56	3,3	40
		3	13,2	146	11	133
		4	23,4	74	3,1	50
		5	16,8	106	6,3	89
		6	12,9	154	11,9	141
427	obciążenie nominalne	1	10,7	341	32	330
		2	17	68	4	51
		3	7,8	184	23,6	176
		4	16,7	89	5,3	72
		5	19,3	119	6,1	98
		6	10,8	213	19,7	202

wicie, że wartości częstotliwości  $f_v$  zależą istotnie od położenia punktu pomiarowego. Obserwowane zmiany częstotliwości  $f_v$  są bardzo znaczne, co świadczy o dużej wrażliwości przestrzennej tej dyskryminanty, jednak na obecnym etapie badań trudno jest rozstrzygnąć o jej przydatności informacyjnej w procesie diagnozowania kontrolnego głowic remienionych.

Tabela 6

Wartości liczbowe dyskryminant widmowych badanych głowic w  
w zaznaczonych punktach pomiarowych

Nr głow- wicy	Rodzaj pracy	Nr punk- tu	Częstotliwość Rice'a		Współczynnik harmoniczności	
			$f_z$ Hz	$f_v$ Hz	$H_v$	$F_v$ Hz
1273	obciąże- nie no- minalne	1	8,7	217	25	208
		2	17	99	5,8	82
		3	9,9	159	16	149
		4	15	94	6,2	79
		5	14,5	96	6,6	81
		6	14,3	141	9,8	126
1273	bieg luzem	1	8,8	222	25	213
		2	14	125	8,9	111
		3	4,9	179	36,5	174
		4	10	182	18	172
		5	9,1	152	16,5	143
		6	9,3	100	10,8	91
1345	obciąże- nie no- minalne	1	7,1	176	25	169
		2	16	48	3	32
		3	6,8	106	15,6	99
		4	16	36	2,2	20
		5	14,5	98	6,7	83
		6	7,9	119	15	111
1345	bieg luzem	1	6,7	142	21,2	135
		2	16	70	4,3	53
		3	4,9	135	27,5	130
		4	13,2	72	5,4	58
		5	11,5	108	9,4	96
		6	10,4	97	9,3	86

Współczynnik harmoniczności prędkości  $H_v$  również cechuje się dużym za-  
kresem zmian wartości, zależnych od badanego egzemplarza głowicy i punk-  
tu pomiarowego. Maksymalne wartości współczynnika  $H_v$  obserwuje się dla  
punktu 1, 3 i 6. Nie można na razie rozstrzygnąć o znaczeniu tej dyskry-

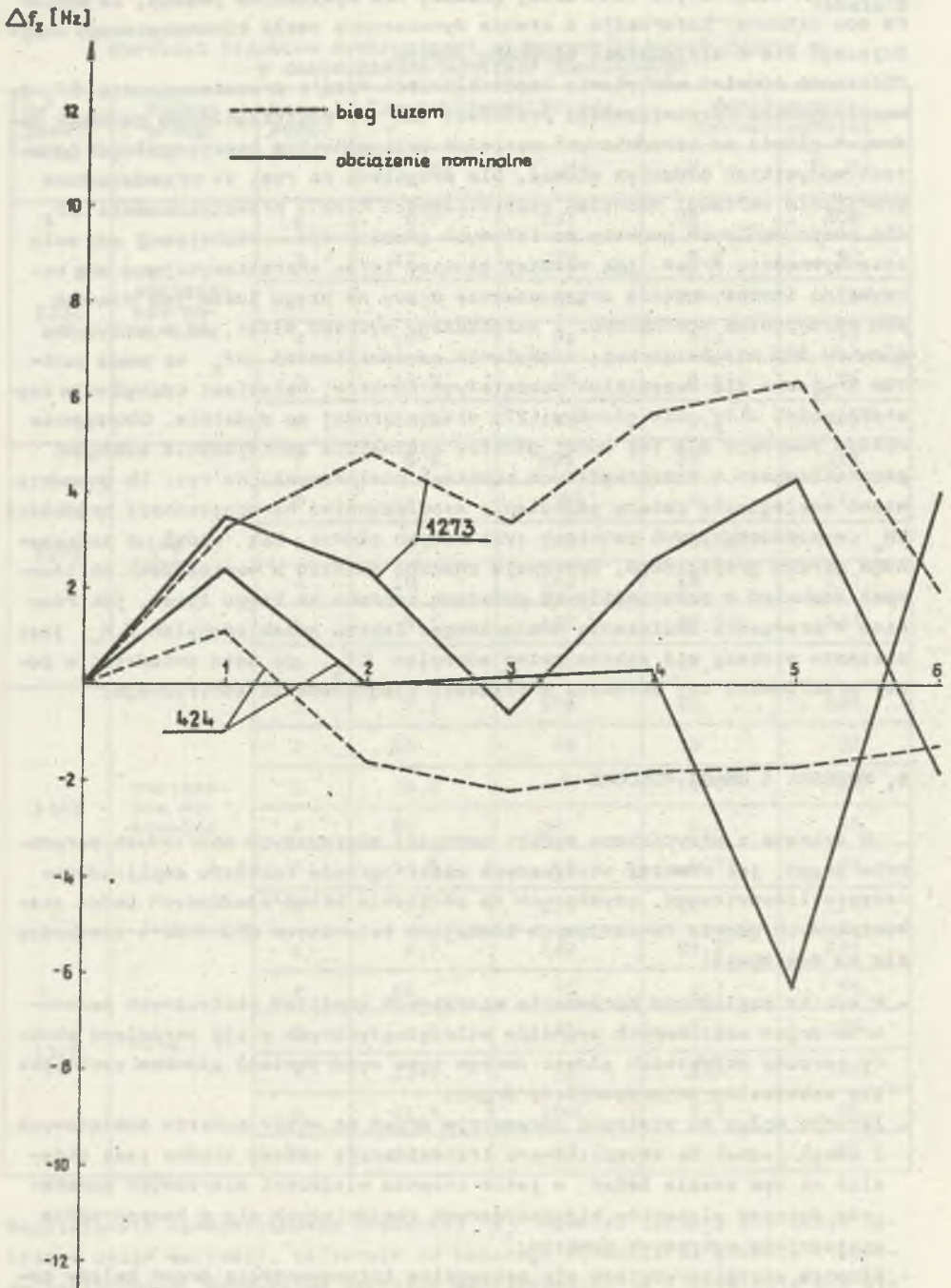
minanty w diagnostyce kontrolnej głowic, nie wykluczone jednak, że zawiera ona istotne informacje o stanie dynamicznym węzła kinematycznego znajdującego się w sąsiedztwie badanego punktu.

Obliczono również odchylenia częstotliwości Rice'a przemieszczenia  $\Delta f_z$  i współczynnika harmoniczności prędkości  $\Delta H_v$  w poszczególnych punktach badanych głowic od uśrednionych wartości obliczonych w poszczególnych punktach wszystkich badanych głowic. Dla przykładu na rys. 14 przedstawiono graficznie wartości odchylenia częstotliwości Rice'a przemieszczenia  $\Delta f_z$  dla poszczególnych punktów pomiarowych głowicy 424 - cechującej się małą intensywnością drgań, jak również głowicy 1273, charakteryzującej się maksymalną intensywnością drgań podczas pracy na biegu luzem jak również pod obciążeniem nominalnym. Z załączonego wykresu widać, że w przypadku głowicy 424 nieobciążonej, odchylenia częstotliwości  $\Delta f_z$  są poza punktem 2 ujemne dla wszystkich pozostałych punktów, natomiast odchylenia częstotliwości  $\Delta f_z$  dla głowicy 1273 nieobciążonej są dodatnie. Obciążenie układu powoduje dla tej samej głowicy nieznaczne zmniejszenie odchylenia częstotliwości w poszczególnych punktach pomiarowych. Na rys. 15 przedstawiono analogiczne zmiany odchylenia współczynnika harmoniczności prędkości  $\Delta H_v$  w poszczególnych punktach tych samych głowic. Jak widać z załączonego obrazu graficznego, występują znaczne różnice w wartościach obliczonych odchylenia w poszczególnych punktach zarówno na biegu luzem, jak również w przypadku obciążenia nominalnego. Zakres zmian odchylenia  $\Delta H_v$  jest znacznie większy niż zakres zmian odchylenia  $\Delta f_z$ , co może świadczyć o dużej wrażliwości tej estymaty w procesie diagnozowania kontrolnego.

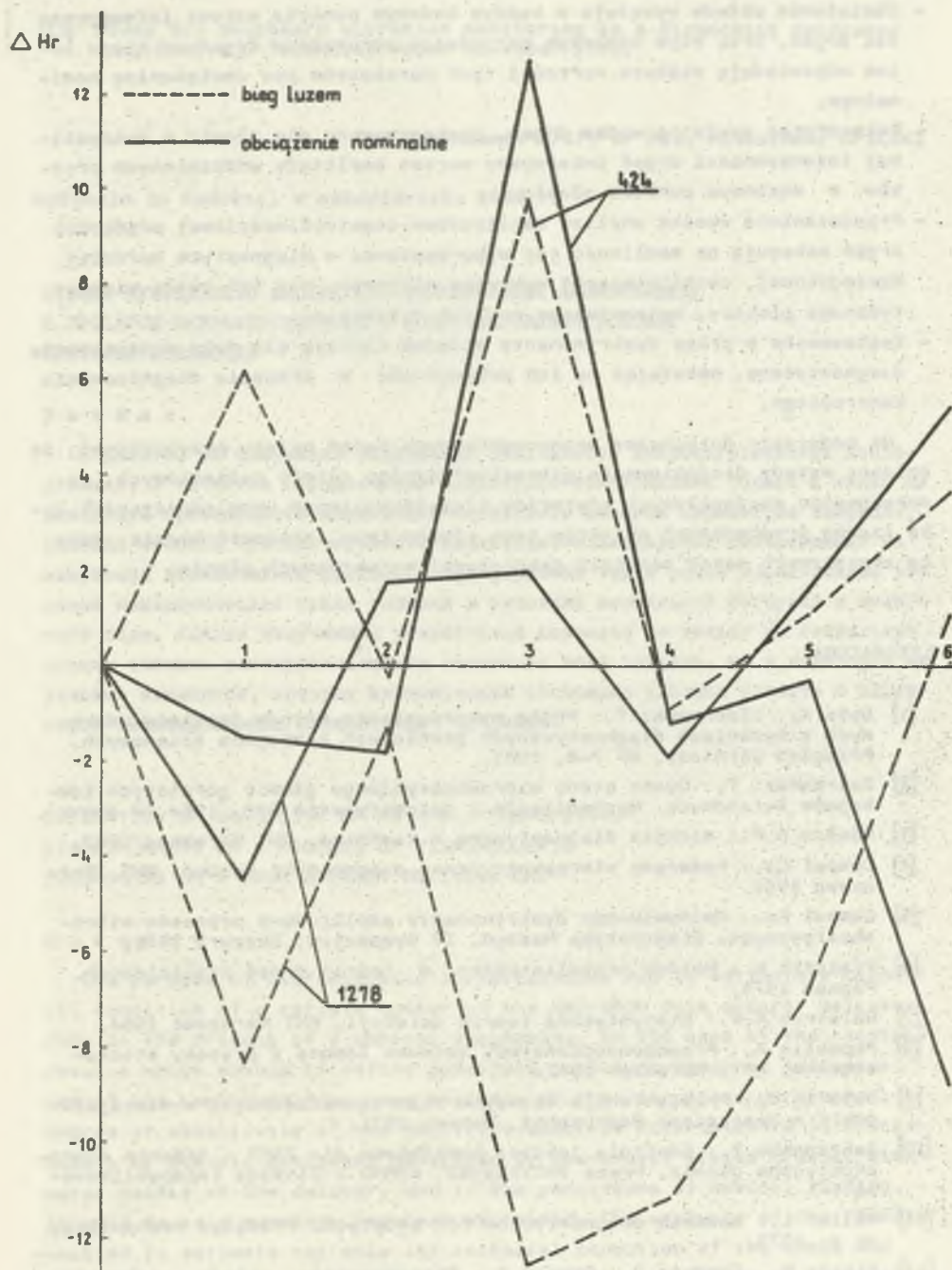
## 6. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE

W oparciu o przytoczone wyniki wartości skutecznych mierzonych parametrów drgań, jak również otrzymanych spektrogramów rozkładu amplitudowo-częstotliwościowego, uzyskanych na podstawie przeprowadzonych badań stanowiskowych głowic ramieniowych kombajnów ścianowych KWB-3RDU i stwierdza się co następuje:

- W wyniku względnego porównania mierzonych amplitud skutecznych parametrów drgań emitowanych sygnałów wibroakustycznych przez określone punkty korpusu wszystkich głowic danego typu wyodrębniono głowice cechujące się maksymalną intensywnością drgań.
- Istotny wpływ na wielkość parametrów drgań ma wybór punktów pomiarowych. Z uwagi jednak na skomplikowaną transmitancję układu trudno jest określić na tym etapie badań, w jakim stopniu wielkości mierzonych parametrów dotyczą elementów kinematycznych znajdujących się w bezpośrednim sąsiedztwie wybranych punktów.
- Głowice charakteryzujące się maksymalną intensywnością drgań należy zakwalifikować do grupy głowic o większym prawdopodobieństwie uszkodzenia eksploatacyjnego i mniejszej trwałości.



Rys. 14. Wykres odchylen częstotliwości Rice'a przemieszczenia w poszczególnych punktach pomiarowych dla głowic 424 i 1273



Rys. 15. Wykres odchyżeń współczynnika harmoniczności prędkości w poszczególnych punktach pomiarowych dla głowic 424 i 1273

- Obciążenie układu wywołuje w każdym badanym punkcie wzrost intensywności drgań, przy czym większym wartościom parametrów drgań na biegu luzem odpowiadają większe wartości tych parametrów pod obciążeniem nominalnym.
- Rejestrując ewolucję widma drgań, zaobserwowano dla głowic o maksymalnej intensywności drgań intensywny wzrost amplitudy oddzielonych prążków w węzłowym punkcie głowicy.
- Przedstawione wyniki analizy amplitudowo-częstotliwościowej prędkości drgań wskazują na możliwość jej wykorzystania w diagnostyce bardziej szczegółowej, umożliwiającej wykrycie elementu, czy też węzła kinematycznego głowicy, wykazującego wadliwe działanie.
- Zastosowane w pracy dyskryminanty widmowe cechują się dużą wrażliwością diagnostyczną, wskazując na ich przydatność w procesie diagnozowania kontrolnego.

Na podstawie dotychczas przeprowadzonych badań należy przypuszczać, że opisana metoda diagnozowania wibroakustycznego głowic ramieniowych, po opracowaniu szczegółowych kryteriów klasyfikacyjnych uwzględniających dużą liczbę przebadanych obiektów tego samego typu, stanowić będzie jedną ze skutecznych metod kontroli jakościowej wytwarzanych głowic.

#### LITERATURA

- [1] Dyla K., Olechowski T.: Próba wykorzystania metody impulsów udarowych w badaniach diagnostycznych górniczych kombajnów ścianowych. Przegląd Górniczy, Nr 7-8, 1983.
- [2] Zakrzewski T.: Ocena stanu wibroakustycznego głowic górniczych kombajnów ścianowych. Mechanizacja i Automatykacja Gór. 1984 (w druku).
- [3] Pawłowski B.W.: Badania diagnostyczne w technice. WNT Warszawa 1967.
- [4] Cempel Cz.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT, Warszawa 1982.
- [5] Cempel Cz.: Bezwymiarowe dyskryminanty amplitudowe procesów wibroakustycznych. Diagnostyka Maszyn. IV Sympozjum. Szczyrk 1978.
- [6] Piasek K.: Metody probalistyczne w teorii drgań nieliniowych. Poznań 1974.
- [7] Helstrom C.W.: Statystyczna teoria detekcji. WNT Warszawa 1964.
- [8] Papoulis A.: Prawdopodobieństwo, zmienna losowa i procesy stochastyczne. WNT, Warszawa 1972.
- [9] Bołotin W.: Применение методов теории надежности в вероятности в расчетах сооружений, Москва 1971.
- [10] Zakrzewski T.: Kontrola jakości kompleksów dla ZSRR - Badania wibroakustyczne głowic. Praca BBT/151/83, KOMAG - Gliwice (niepublikowana).
- [11] Müller L.: Badania diagnostyczne kół zębatych. Przegląd Mechaniczny nr 4, 1973.
- [12] Sikora W., Chodura J., Siwiec J.: Prognozowanie składu ziarnowego urobku z kombajnu bębnowego. Przegląd Górniczy, nr 2, 1983.

- [13] Bowes C.: Shipboard vibration monitoring as a diagnostic maintenance aid. ENDEVCO. Technical Paper November 1973.

Recenzent: Prof. dr hab. Aleksander OPILSKI

Wpłynęło do Redakcji w październiku 1984 r.

ОЦЕНКА ПРИГОДНОСТИ АМПЛИТУДНО-СПЕКТРАЛЬНЫХ ДИСКРЕМИНАНТ  
В ПРОЦЕССЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКОГО ДИАГНОЗИРОВАНИЯ ГОЛОВКИ  
ПЛЕЧЕВЫХ КОМБАЙНОВ

Р е з ю м е

В работе, на основании полученных результатов виброакустических исследований, в качестве определённых амплитудно-спектральных оценок а также на основании проведённого амплитудно-частотного анализа параметров вибрации, оценена степень чувствительности амплитудно-спектральных дискриминант на изменение динамических процессов генерируемых через ранее определённые узловые кинематические точки головки в условиях нормальной нагрузки и холостого хода. Анализ полученных результатов позволил не только на глобальную оценку технико-эксплуатационного состояния всей головки, но и некоторых её узловых элементов, которых динамическое состояние удалось связать с характером смитированных механических вибраций.

ESTIMATION OF USABILITY OF AN AMPLITUDE-SPECTRUM  
DISCRIMINANTS IN A PROCESS OF VIBROACOUSTIC  
DIAGNOSING OF A DRUM SHEARER DELIVERY END

S u m m a r y

The purpose of vibroacoustic investigations was to estimate a technical condition of a certain number of the KWB-3RDU drum shearer delivery ends in the process of a control diagnosing. On the base of the received results which enable to define specified amplitude-spectrum estimates, and of the amplitude-frequency analysis of the vibrations parameters, a degree of sensitivity of the amplitude-spectrum discriminants to changeability of dynamic processes generated by previously stated crucial kinematic points of the delivery end in the conditions of nominal loading, as well as idle running, has been estimated. The analysis of the results enabled to estimate not only the technical condition of the whole end generally, but some of its elements as well. Dynamic states of these elements were combined with a character of the emitted mechanical vibrations.