Seria: GÓRNICTWO z. 148

Włodzimierz SIKORA Tadeusz ZAKRZEWSKI

PRÓBA KLASYFIKACJI STANU DYNAMICZNEGO GŁOWIC RAMIENIOWYCH KGS-320 NA PODSTAWIE BEZWYMIAROWYCH ESTYMATÓW AMPLITUDOWO-KIERUNKOWYCH

<u>Streszczenie</u>. W pracy przedstawiono próbę względnej oceny stanu dynamicznego głowic ramieniowych, dokonaną na podstawie przeprowadzonych badań wibroakustycznych na biegu luzem w procesie diagnozowania kontrolnego głowic ramieniowych kombajnów ścianowych KGS-320. Analiza otrzynanych wyników pomiarowych zarówno wartości skutecznych, szczytowych, jak również amplitud widmowych ujawniła dla niektórych głowic znaczny wpływ kierunku obrotu wału wyjściowego na wartości wyznaczanych miarowych estymat amplitudowo-widmewych. Stosowane często w procesie diagnozowania wibroakustycznego amplitudowe miary wymiarowe w znacznym stopniu są zależne od drgań uwarunkowanych zmiennymi warunkami pracy maszyny, co w szczególności jest istotne w warunkach eksploatacji. W związku z tym, w celu zminimalizowania wpływu zmienności warunków pracy wprowadzono nowe estymaty bezwymiarowe w postaci ilorazów tzw. współczynników szczytu mierzonych parametrów drgań, odzwierciedlających występowanie impulsów udarowych, uwarunkowanych zmianą kierunku obrotu układu.

Dulsów udarowych, uwarunkowanych zmiana kierunku obrotu układu. Wyniki analizy widnowej przemieszczenia drgań umożliwiły wyodrębnienie niektórych wałów głównych i pośrednich, których częstotliwości charakterystyczne dominowały w odpowiednich wąskich pasmach częstotliwości rejestrowanego widma. W celu względnego oszacowania stanu dynamicznego niektórych wałów układu kinematycznego głowicy wprowadzono równieź w systemie widmowym przemieszczenia drgań nową estymatę bezwymiarową, będącą ilorazem funkcji gęstości widmowych mocy w określonych wąskich pasmach częstotliwości odpowiednio dla obrotów prawego i lewego ukłądu.

W pracy ograniczono się głównie do wykorzystania prostych miar amplitudowych procesu wibracyjnego, bezpośrednio wyznaczanych w procesie diagnozowania kontrolnego, a odzwierciedlających zmiany poziomu drgań w poszczególnych punktach korpusu badanych główic, uwarunkowanych głównie zmianą kierunku obrotu wału wejściowego. Względne porównanie utworzonych w ten sposób estymat pozwoliło na wprowadzenie wielostopniowego podziału klasyfikacyjnego, odzwierciedlającego pośrednio nie tylko globalny stan dynamiczny główic, lecz również niektórych jej elementów kinematycznych, głównie wałów napędowych. Wprowadzone estymaty kierunkowe cechują się znaczną wrażliwością diagnostyczną, określającą zmiany sygnału wibracyjnego uwarunkowane nie tylko zmianą położenia punktu pomiarowego na korpusie, lecz także numerem porządkowym głowicy. Celem podjętych badań było stwierdzenie nie tylko zmiany występowania sygnału wibracyjnego, lecz również jego przyczyny w ograniczeniu głównie do wałów, która z uwagi na złożoność kinematyczną badanego układu dynamicznego będzie przedmiotem jeszcze dalszych, szczegółowych badań amplitudowo-częstotliwościowych włącznie z analizą cepstralną zarówno w warunkach pracy na biegu luzem, jak również pod obciążeniem nominalnym układu.

Obejmując badaniami wibroakustycznymi szereg głowic określonego typu kombajnu w ramach prowadzonej kontroli jakości na stanowisku laboratoryjnym, można w przyszłości opracować kryteria umożliwiające dokonanie nie tylko ogólnej oceny dwustanowej, głowica – dobra lub zła, lecz również na bazie przeprowadzonej analizy amplitudowo-

1988

Nr kol. 899

-częstotliwościowej dokonać analizy bardziej szczegółowej, tzn. określić element lub węzeł kinematyczny głowicy wykazujący określone wady technologiczno-montażowe.

# 1. Wstep

Współczesny rozwój konstrukcji maszyn i urządzeń jest nierozerwalnie związany ze wzrostem ich dynamicznej aktywności przejawiającej się najczęściej w postaci drgań o znacznie zróżnicowanej intensywności. Drgania te odaziałują niekorzystnie na niezawodność, trwałość oraz sprawność sarych maszyn i urządzeń, s ich analiza amplitudowo-częstotliwościowa umożliwia w wielu przypadkach ocenę stanu technicznego niektórych jej elementów, głównie w badanym przypadku głowic ramieniowych, kół zębatych i łożysk [1, 2]. Aby zatem osiągnąć dobre wskaźniki jakości produkowanych maszyn, należy dążyć do zminimalizowania procesów wibroakustycznych, które są odpowiedzialne za stan zmien dynamicznych maszyn już na etapie wytwarzania [3].

Stosowane obecnie metody projektowania maszyn nie gwarantują opracowania konstrukcji o z góry założonej wibroaktywności. Osiągnięcie założonego poziomu wibroaktywności jest w wielu przypadkach bardzo czasochłonne i wymaga znacznych nakładów finansowych, a w wielu przypadkach konieczne jest przekonstruowanie maszyny lub nawet ponowne jej zaprojektowanie. Wydaje się jednak, że korzyści płynące z opracowania prototypu cechującego się cicnobieżnością mogą w stosunkowo krótkim czasie zakumulować nakłady poniesione w procesie projektowania i konstrukcji takiego wyrobu.

Kombajny węglowe, jako główne urządzenia urabiające, należą do maszyn dwuorganowych i są produkowane w kilku odmianach. Przykładowo, kombajny typu KWB posiadają napędowe silniki elektryczne w korpusie maszyny, przy czym jeden z silników napędza organ urabiający jak również mechanizm posuwu, natomiast drugi tylko organ urabiający. Taki układ obciążenia silników stwarza niekorzystny podział mocy między organ urabiający a mechanizm posuwu, a zatem wpływa na wydajności kombajnu 4. W celu wyeliminowania tych niedoskonałości został skonstruowany kombajn typu KGS, w którym silniki napędzające bębny zlokalizowano w ramionach, a silniki napędzające mechanizm posuwu o mocy 60 kW znajdują się w korpusie. Globalnie jednak należy stwierdzić, że intensywność drgań głowic typu KWB jest znacznie mniejsza od intensywności drgań, generowanych przez głowice typu KGS, co prawdopodobnie jest związane z lokalizacją silnika napędowego w ramieniu. Z tego względu wzajemne dynamiczne oddziaływanie elementów wirnika i kadłuba głowicy (np. drgania silnika elektrycznego wywołane oddziaływaniem pola magnetycznego na zęby wirnika) może być przyczyną drgań rezonansowych różnych elementów samego kadłuba [5]. Istotne znaczenie w badaniach wibroakustycznych głowic ramieniowych KGS mają drgania o małej częstotli-

## Próba klasyfikacji stanu dynamicznego głowic ...

wości, będące nośnikiem przeważającej części energii wibroakustycznej generowanego widma, mogącej rozprzestrzeniać się na duże odległości i z tego względu mają decydujący wpływ na wytrzymałość dynamiczną głowic. Uwzględniając ten fakt autorzy ograniczyli się głównie do analizy estymat kierunkowych w pasmie małych częstotliwości, wprowadzając bezwymiarowe estymaty odzwierciedlające względne zmiany poziomu intensywności drgań uwarunkowane zmianą kierunku obrotu wału wyjściowego. Na podstawie otrzymanych estymat przeprowadzono względną klasyfikację stanu dynanicznego badanych głowic, stanowiącą próbę globalnej oceny jakościowej.

# 2. Stosowane estymaty bezwymiarowe w procesie diagnozowania kontrolnero

Wykrycie symptomów stanu, tzn. stabilnych własności procesu, którym można by było przypisać określony stan obiektu, oparte jest na estymacji procesu wibroakutycznego do wielkosci zdeterminowanych. Do chwili obecnej powstało wiele prac dotyczących wykorzystanie estymat funkcyjnych, takich jak: funkcja gęstości widmowej mocy procesu  $G_{\chi}(f)$ , funkcja gęstości rozkładu prawdopodobieństwa amplitud p(x), czy funkcja autokorelacji  $R_{\chi}(T)$ , do oceny stanu urządzeń mechanicznych. W przeważającej większości prac wykazano, że estymaty funkcyjne  $G_{\chi}(f)$ , p(x),  $R_{\chi}(T)$  procesów wibroakustycznych dla maszyn sprawnych i niesprawnych wykazują znaczne różnice zarówno ilościowe, jak i jakościowe. Równocześnie prowadzone są poszukiwania nowych skutecznych metod przetwarzania procesu wibroakustycznego, umożliwiającego wykorzystanie innych własności badanych procesów, a mogących stanowić miernik stanu dynamicznego [6].

Również prowadzone są badania dotyczące zastosowań diagnostycznych estymat punktowych, opisujących całość procesu za pomocą liczb – dyskryminant. Do najprostszych i szeroko stosowanych należą dyskryminanty amplitudowe, takie jak wartość skuteczna, średnia i szczytowa amplitudy procesu wibroakustycznego. Należy tu jednak podkreślić, że dyskryminanty wymiarowe są wrażliwe nie tylko na stan maszyny, lecz także na czynniki zewnętrzne i wewnętrzne, takie jak np. zmiana prędkości obrotowej czy zmienność transmitancji układu [7]. Wniosek ten stanowi pewną barierę dotycząc; bezkrytycznego stosowania wyszczególnionych wymiarowych dyskryminant amplitudowych. Wrażliwość miar wymiarowych na zmiany warunków pracy maszyn stała się podstawą rozwoju badań nad ilorazami tych miar, czyli bezwymiarowymi dyskryminantami, cechującymi się brakiem tej niekorzystnej własności.

## 2.1. Bezwymiarowe miary amplitudowe

W badaniach diagnostycznych przekładni i łażysk, stanowiących główne elementy głowic ramieniowych, wykorzystano pewne proste charakterystyki stanu wibroakustycznego, które pozwalają nie tylko ne wykrywenie luzów, braku współosiowości czy też zróżnicowanego przylegania kół zębatych, lecz również umożliwiają przeprowadzenie wielostopniowej klasyfikacji stanu dynamicznego badanych układów tego samego typu w procesie diagnozowania kontrolnego. Ogólna definicja bezwymiarowych estymat amplitudowych procesu x(t) może być wyrażona wzorem [7]:

$$\mathbf{x}_{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \mathbf{y}_{1\times\mathbf{1}^{1},\mathbf{p}(\mathbf{x}),\mathbf{dx}} \end{bmatrix}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{1}} \\ \begin{bmatrix} \mathbf{y}_{1\times\mathbf{1}^{m},\mathbf{p}(\mathbf{x}),\mathbf{dx}} \end{bmatrix}_{\mathbf{1}}^{\mathbf{1}} \end{bmatrix}$$

gdzie:

- px funkcja gęstości rozkładu amplitud,
- 1,m wyrażają momenty odpowiednich rzędów.

Przyjmując, dla 1- a oraz m = 2, otrzymany wyrażenie określające tzw. współczynnik szczytu:

$$F_{\rm x} = \frac{1}{x_{\rm RMS}}, \qquad (2.2)$$

gdzie:

C

 amplituda szczytowa procesu, stanowiąca uśrednionę miarę wartości maksymalnych,

x<sub>RMS</sub> - amplituda skuteczna.

W pracy ograniczono się głównie do przedstawienia wpływu kierunku obrotu. wału wyjściowego na miary względne współczynnika szczytu prędkości i przemieszczenia w przypadku obrotu prawego i lewego. W związku z tym wprowadzono oznaczenia:

$$C_{xP} = \frac{x_{p}}{x_{RMS} p},$$

$$C_{xL} = \frac{\hat{x}_{L}}{x_{RMS L}}$$

gdzie:

wskaźnik P - oznacza obrót prawy, natomiast L - obrót lewy organu urabiającego.

Celem odzwierciedlenia wpływu kierunku obrotu elementów badanego układu na generację sygnałów drganiowych w poszczególnych punktach korpusu wprowadzono bezwymiarowe współczynniki kierunkowości szczytowej, odpowiednio przemieszczenia i prędkości, wyrażające względne zmiany poziomu odpowiednich współczynników szczytu dla obrotu prawego i lewego, zgodnie z definicją:

W przypadku idealnej współpracy wszystkich elementów kinematycznych zmiana kierunku obrotu układu nie powinna mieć istotnego wpływu na wartości liczbowe współczynników szczytu. Można wówczas przyjąć, że stan taki odzwierciedlają przejścia graniczne:

$$\beta_{\rm PL} \longrightarrow 1$$
,  $\gamma_{\rm PL} \longrightarrow 1$ . (2.4)

Odstępstwa od stanu idealnego współpracy kinematycznej układu będą wówczas reprezentowane przez wyrażenia

$$\Delta \beta_{\rm PL} = \beta_{\rm PL} - 1 , \qquad (2.5)$$

$$\Delta x_{\rm PL} = x_{\rm PL} - 1$$
 (2.6)

Wówczas w przypadku ( $\Delta \beta_{\rm PL}$ ,  $\Delta \gamma_{\rm PL}$ ) > 0, otrzymuje się pewną klasę odchyżek dodatnich, natomiast w przypadku ( $\Delta \beta_{\rm PL}$ ,  $\Delta \gamma_{\rm PL}$ ) < 0 - klasę odchyżek ujem-nych.

Klasa odchyłek dodatnich wyraża wahania szczytowej wartości amplitudy względem amplitudy skutecznej, odzwierciedlając przewagę drgań charakterystycznych dla obrotu prawego układu, natomiast klasa odchyłek ujemnych charakterystyczna jest dla przewagi drgań uwarunkowanych obrotem lewym układu.

#### 2.2. Bezwymiarowe miary widmowe

Za miary widmowe dowolnego procesu wibroakustycznego x(t) uważa się estymaty punktowe zdefiniowane na podstawie widma gęstości mocy  $G_x(f)$  tego procesu. Zalicza się do nich wartość skuteczną  $x_{RMS}$ , określoną przez zależność:

$$\mathbf{x}_{\text{RMS}} = \left[\int_{0}^{\infty} \mathbf{G}_{\mathbf{x}}(\mathbf{f}) d\mathbf{f}\right]^{\frac{1}{2}}, \qquad (2.7)$$

gdzie funkcja gęstości widmowej mocy G, f jest zdefiniowana następująco:

$$G_{\mathbf{x}}(f) = \lim_{T \to \infty} \frac{1}{n} \left| \int_{0}^{T} \mathbf{x}(t) \cdot \exp(-2\pi j f t) dt \right|^{2}.$$
(2.8)

Przyjmując, że proces drgeń x(t) jest skończoną superpozycją pewnych niezależnych procesów pasmowych  $x_{t}(t)$ 

$$x(t) = \sum_{k=1}^{n} x_{k}(t)$$
 (2.9)

spełniających warunek ortogonalności

$$(\tau) = 0,$$
 (2.10)

gdzie R (z) reprezentuje funkcję korelacji wzajemnej procesów pasmowych x, (t), x<sub>1</sub>(t), (k,l = 1,..., n, k  $\neq$  1). Funkcje gęstości widmowej mocy G<sub>x</sub>(f) można wyznaczyć wykorzystując definicję funkcji autokorelacji procesu x(t) [8]

$$a_{x}(\tau) = \int_{0}^{\infty} x(t) \cdot x(t + \tau) \cdot dt \qquad (2.11)$$

Uwzględniając zależność (2.9), wyrażenie (2.11) można przedstawić w postaci:

$$R_{x}(\tau) = \sum_{k=1}^{n} R_{x_{k}}(\tau) + \sum_{k,l=1}^{n} R_{x_{k}x_{l}}(\tau) , \qquad (2.12)$$

gdzie R (7) jest funkcją korelacji własnej procesu posmowego x<sub>k</sub>(t). Ro uwzględnieniu warunku ortogonalności (2.10) otrzymamy:

$$R_{x}(\tau) = \sum_{k=1}^{n} R_{x_{k}}(\tau) .$$
 (2.13)

Vykorzystując fakt, że gęstość widmowa mocy  $G_x(f)$  jest transformatą Fouriera  $R_x(\tau)$  oraz własność addytywności przekształcenia Fouriera, można zależność (2.13) zapisać w postaci równoważnej:

$$G_x(f) = \sum_{k=1}^n G_{x_k}(f)$$

90

(2.14)

Wynika stąd, że  $G_{x_k}(f)$  oznacza gęstość widmową mocy k-tego procesu pasmowego  $x_k(t)$ . Zatem określenie analitycznej postaci  $G_x(f)$  sprowadza się do opisu postaci gęstości widmowej poszczególnych składowych  $G_{x_k}(f)$  widma. Wykorzystując relację między średnim kwadratem procesu i jego gęstością widmową

$$\bar{x}^{2} = \int_{0}^{\infty} G_{x}(f) df$$
, (2.15)

która w postaci dyskretnej może być przedstawiona przez zależność:

$$\bar{\mathbf{x}}^2 = \sum_{k=1}^n \mathbf{e}_{\mathbf{x}}(\mathbf{f}_{\mathbf{i}}) \cdot \Delta \mathbf{f} = \sum_{k=1}^N N_{\mathbf{i}} \cdot \mathbf{e}_{\mathbf{i}}$$
 (2.16)

W przypadku obrotów prawego oraz lewego badanego układu wożna wówczas odpowiednio napisać:

$$G_{zP}(f_{1}) = \frac{N_{1}^{P}}{\Delta f},$$
 (2.17)

$$G_{zL}(f_i) = \frac{N_i^L}{\Delta f},$$

gdzie G<sub>z</sub>P, G<sub>zL</sub> - gęstości widmowe mocy przemieszczenia dla obrotów prawego (P) i lewego (L) organu urabiającego.

Tworząc stosunek tych wielkości, otrzymany estymaty punktowe charakteryzujące poziom zmian gęstości widmowej mocy przemieszczenia, uwarunkowany zmianą kierunku obrotu układu:

$$\Theta_{PL}(t_{i}) = \frac{G_{2P}(t_{i})}{G_{2L}(t_{i})} = \frac{N_{i}^{P}}{N_{i}^{L}}$$
(2.18)

W przypadku symetrycznej (wzorcowej) współpracy poszczególnych elementów kinamatycznych głowicy zmiana kierunku obrotu nie powinna mieć istotnego wpływu na wartości amplitud skutecznych w poszczególnych pasmach częstotliwości, co w granicy odpowiada przypadkowi:

Θ<sub>FL</sub> - ·

(2.19)

(3.1)

Współczynnik O pr., stanowiący nowę estymatę punktowę, można by nazwać kierunkowym współczynnikier gęstości widmowej przenieszczenia. Tówczas utworzone wyrażenie

$$\Delta \Theta_{\rm PL} = \Theta_{\rm PL} - 1 \tag{2.20}$$

charakteryzuje odstępstwa stanu dynamicznego głowicy w poszczególnych punktach od stanu idealnego współpracy kinematycznej układu. Również istot ny wydaje się być naksymalny poziom zmian kierunkowego współczynnika gęsto ści widmowej przemieszczenia, który można by określić następująco:

$$L_{z \max} = 20 \log \Theta_{PL}$$
(2.21)

Wprowadzone współczynniki kierunkowości zmian umożliwieją przeprowadzenie względnej klasyfikacji stanu dynamicznego badanych głowic, przyjmując w tym celu umownie, że stan poprawnej współpracy charakteryzuje przypadek graniczny, określony przez warunek (2.4) i (2.19).

# 3. Analiza drogi przejścia sygnału diagnostycznego

Podczas przejścia sygnału przez układ dynamiczny maszyny od źródła do przetwornika ulega on zniekształceniu jak również zakłóceniem wywołanym przez inne sąsiadujące źródła drgań. Zniekształcenia i zakłócenia sygnału diagnostycznego, które są zależne od położenie przetwornika na korpusie maszyny, powodują, że w różnych punktach korpusu otrzymuje się niejednoznaczne diagnozy [10, 11]. Odbierając sygnał ze ścianki maszyny, zamiast sygnału x(t) otrzymuje się sygnał y(t), którego funkcja gęstości widmowej mocy jest określona zależnością [12]:

$$\mathbf{F}_{\mathbf{v}\mathbf{v}}(\mathbf{f}) = \mathbf{H}(\mathbf{f})^2 \cdot \mathbf{G}_{\mathbf{v}\mathbf{v}}(\mathbf{f}) ,$$

gdzie:

G<sub>XX</sub>(f) = jednostronna funkcja gęstości widmowej mocy sygnału x(t), H(f) - transmitancja układu.

Amplitudowo-fazowa charakterystyka układu (zwana transmitancją) opisuje między innymi filtracyjny i rezonansowy: charakter tej drogi. Oprócz sygnałów x(t) zawierających informacje diagnostyczne przez układ przechodza również zakłócenia wewnętrzne z(t) nieskorelowane z sygnałem x(t). Zakłócenia wewnętrzne mogą być generowane przez te elementy maszyny, które zakłócają sygnał wytworzony przez element objęty przedmiotem diagnozy, jeżeli sygnału tego ze względu na jego specyfikę (szum szerokopasmowy) nie udeje się rozpoznać. Zatem z korpusu maszyny odbierany jest sygnał y(t), którego widmo zgodnie ze wzorem (3.1) można zapisać w postaci:

$$G_{yy}(f) = |E(f)|^2 \cdot G_{yx}(f) + |E(f)|^2 \cdot G_{gg}(f) ,$$
 (3.2)

gdzie: G<sub>cz</sub>(f) - jednostronna funkcja gęstości widmowej mocy sygnału zakłócającego.

W równaniu (3.2) uwzględniono tylko zakłócenia wewnętrzne sygnału. Zakłócenia zewnętrzne w czasie badań diagnostycznych zostały zminimalizowane do poziomu, który nie na istotnego wpływu na wynik diagnozy. Należy tu również podkreślić, że transmitancja przejścia sygnału zakłóceń z(t) jest różna od transmitancji przejścia sygnału x(t).

Warunkiem postawienia poprawnej diagnozy, obok znajomości częstotliwości charakterystycznych sygnału, dla którego wyznacza się istotne parametry sygnału wyjściowego, istotna jest znajomość częstotliwości obrotowych określonych elementów badanego układu. Składowe charakterystyczne widma ne wejściu tworzą wektor sygnału, który można rozpisać w postaci sumarycznej:

 $\vec{G}_{xx} = [G_{xx}(f_1, \Delta f), G_{xx}(f_2, \Delta f), \dots, G_{xx}(f_1, \Delta f)],$  (3.3)

gazie:

G <sub>ww</sub> (:	f <sub>i</sub> ,Af) - składowe charakterystyczne widwa jako składowe stanu
	sygnału na wejściu,
fi	- częstotliwości charakterystyczne, 1 = 1,2,,n,
AP	- szerokość pasma składowej charakterystycznej widma.

Wybór szerokości pasma Af zależny jest od występujących różnic dyskretnych częstotliwości charakterystycznych sąsiadujących elementów. Analogicznie, składowe sygnału na wyjściu układu można po zaniedbaniu zakłoceń wewnętrznych przedstawić w postaci wektora:

$$\overline{G}_{yy} = [G_{yy}(f_1,\Delta f), G_{yy}(f_2,\Delta f), \dots, G_{yy}(f_1,\Delta f)]$$
(3.4)

Każdemu parametrowi sygnału na wejściu należy przeporządkować pasmo o szerokości Af i częstotliwości środkowej f.. Wówczas wykorzystując zależnosć (3.1) można napisać związek między składowymi wektore sygnału na wejściu i wyjściu w postaci układu równań:

$$G_{yy}(f_{1},\Delta f) = |H(f_{1},\Delta f)|^{2} \cdot G_{xx}(f_{1},\Delta f)$$

$$G_{yy}(f_{2},\Delta f) = |H(f_{2},\Delta f)|^{2} \cdot G_{xx}(f_{2},\Delta f)$$

$$G_{yy}(f_{1},\Delta f) = |H(f_{1},\Delta f)|^{2} \cdot G_{xx}(f_{1},\Delta f)$$
(3.5)

Przyjmując w przybliżeniu, że zniana kierunku obrotu układu dynamicznego nie ma istotnego wpływu na zmianę transmitancji układu, wówczas można przyjąć, że

 $|H(f_{i,\Delta f})| = const$ 

(3.6)

dla każdego punktu pomiarowego n korpusu głowicy. Zatem, stosunek gęstości widmowej mocy sygnałów wyjściowych i wyjściowych dla obrotów prawego (P) i lewego (L) będzie w przybliżeniu spełniał warunek:

$$\frac{\left[G_{yy}(r_{i},\Delta f)\right]_{P}}{\left[G_{yy}(r_{i},\Delta f)\right]_{L}} = \frac{\left[G_{xx}(r_{i},\Delta f)\right]_{P}}{\left[G_{xx}(r_{i},\Delta f)\right]_{L}}$$
(3.7)

Oznacza to, że stosunek gęstości widnowych mocy sygnałów wejściowych jest równy odpowiedniemu stosunkowi gęstości widnowych mocy sygnałów wyjściowych dla obrotów prawego i lewego układu. Wynik ten jest interesujący w badaniach diagnostycznych, gdyż pozwala utworzyć zbiór nowych estymat punktowych nie obciążonych błędem transmitancji.

# 4. Układ kinematyczny głowicy ramieniowej KGS-320

W maszynach składających się z elementów kinematycznych wykonujących ruch obrotowy największe nadwyżki sił dynamicznych przenoszone są przez łożyskowania elementów będących w ruchu jak również koła zębate. Ponadto same łożyska i koła zębate są tu w przeważającej większości najbardziej wrażliwymi elementami maszyn. Z tego więc względu łożyska i koła zębate stanowią najbardziej predystynowane elementy do pomiaru drgań. Pomiary takie powinny być zasadniczo wykonywane dla trzech prostopadłych kierunków, jednak w przypadku maszyn o ruchu obrotowym pomiar w kierunku radialnym i osiowym jest zupełnie wystarczający.

Przy pomiarach wibroakustycznych bardzo istotnym zagadnieniem jest ustalenie punktów pomiarowych, odpowiednio rozmieszczonych na korpusie. głowicy. Uwzględniając wyżej sygnalizewany fakt, że w maszynach z elementami obrotowymi, największe nadwyżki sił dynamicznych przenoszone są przez łożyskowania i przekładnie elementów kinematycznych, z tego względu punkty pomiarowe usytuowano w bezpośrednim sąsiedztwie miejsc łożyskowania i kół zębatych głównych zespołów napędowych głowicy. Rozmieszczenie punktów pomiarowych przedstawiono na schemacie kinematycznym zamieszczonym na rys. 1.

Z analizy teoretyczno-doświadczelnej rozkładu naprężeń i obciążeń punktów węzłowych badanego układu [13, 14] wynika zasadność przyjęcia za zmienSCHEMAT KINEMATYCZNY GŁOWICY RAMIENIOWEJ KOMBAJNU KGS-320



Rys. 1. Rozmieszczenie głównych elementów kinematycznych głowicy Fig. 1. Arrangement of the main kinematic elements of the nead ne stanu przekładni wielkości, które decydują o stanie poprawności wykonania i dopasowania głównych elementów kinematycznych głowicy. Należy tu wymienić w głównej mierze wielkości charakteryzujące stan dynamicznej współpracy niektórych elementów, a mianowicie:

x. - niewyważenie wirującego eleventu,

x2 - nieosiowość lub zgięcie ważu,

I - luzy w parach obrotowych,

x<sub>4</sub> - luzy występujące między roboczymi bokami zębów w przypadku kóż zębatych walcowych o zębach prestych.

Wyszczególnione parametry stanu, zwane niekiedy pasożytniczymi stopniami swobody [15], są źródłem drgań sprężystych tych elementów przekładni, w których mogą być one ujawnione. Drgania tego typu, zawierzjące w swym widmie charakterystyczne dla danego źródła częstotliwcści, są przekazywane poprzez sprężyste połączenia układu na obudowę przekładni. Z tego względu istotne jest wyznaczenie tych częstotliweści charakterystycznych.

## 5. Realizowany system diagnostyczny

Fomiary obejmoważy zarówno bezpośrednią rejestrację wartości skutecznych i szczytowych amplitud przemieszczenia i prędkości drgań w wyżej ustalonych punktach korpusu głowicy, jak również analizę widmową przemieszczenia drgań podczas pracy na biegu luzem w przypadku prawego i lewego obrctu ważu wyjściowego.

Zarejestrowane na taśmie magnetycznej realizacje stanowiły podstawę względnej oceny charakterystyk statystycznych generowanych przemiennie procesów drganiowych podczas obu obrotów ważu wyjściowego. Za podstawę oceny klasyfikacyjnej współpracy głównych elementów kinematycznych głowicy przyjęto charakterystyki odzwierciedlające odstępstwa bezwymiarowych współczynników kierunkowosci szczytowej przemieszczenia i prędkości od stanu przyjętego umownie za idealny, wyrażonego przez równość tych współczynników dla obu kierunków obrotu układu. W badaniach uwzględniono również waskopasmowe widmo liniowe przemieszczenia drgań w zakresie częstotliwości 0-30 Hz, tworząc zbiór nowo wprowadzonych bezwymiarowych estymat punktowych w poszczególnych pasmach częstotliwości, które nazwano umownie kierunkowymi współczynnikami gęstości widmowej przemieszczenia. Pomiary przeprowadzono w warunkach rzeczywistych, podczas odbieru kontrolnego produkowanych głowie prototypowych. W trakcie pomiarów wykorzystano możliwość zmiany kierunku obrotu organu urabiającego, nie istniała jednak możliwość sterowania pracą układu poprzez zastosowanie obciątenia statycznego. Schemat blokowy układu pomiarowego został szczegółowo episany w poprzednich opracowaniach [9, 11].

invortivetation and accordence, where construction is a second

#### Tabela 1

No. make		Czę	Częstotliwość, Hz					
NI. MATO	obrymin	fi	21 <sub>1</sub>	3f <sub>i</sub>				
II	1460	24,3	48,6	73				
III	543,9	9,06	18,1	27,2				
IV	388,5	6,5	12,9	19,4				
V	279	4,6	9,3	13,9				
VI	169,2	2,8	5,6	8,4				
VII	38,7	0,64	1,3	1,9				

Częstotliwości charakterystyczne wałów głównych i pośrednich głowicy

#### Tabela 2

## Częstotliwości charakterystyczne zazębiania wyszczególnionych kół zębatych

Koło	C	zęstotliwość zazę	biania, Hz
2¢bate	f <sub>zi</sub>	2f <sub>zi</sub>	3f <sub>zi</sub>
Z <sub>1</sub>	464,1	928,2	1392
<sup>Z</sup> 2	464,1	928,2	1392
Z3	182	364	546
Z4	182	364	546
Z5	182	364	546
Z <sub>6</sub>	79	158	237
Z <sub>7</sub>	79	158	237
z <sub>8</sub>	79	158	237
z <sub>9</sub>	62,1	124,2	186,3
<sup>2</sup> 10	31	62	93

Na podstawie znanych wyrażeń analitycznych [16] i schematu kinematycznego (rys. 1) obliczono charakterystyczne częstotliwości obrotowe wałów głównych i pośrednich, jak również częstotliwości zazębiania poszczególnych kół zębatych układu. W tabeli 1 przedstawiono wyznaczone częstotliwości charakterystyczne wałów wraz z ich numeracją techniczną. Natomiast

w tabeli 2 podano wykaz kół zębatych zgodnie z oznaczeniem przedstawionym na rys. 1 wraz z częstotliwościami zazębiania, wyszczególniając również ich wyższe harmoniczne.

Uwzględniając jednak złożoność dróg dojścia i liczebność sygnałów dochodzących do poszczególnych punktów powiarowych odbioru drgań na korpusie maszyny, otrzymuje się niejednokrotnie sygnał stanowiący superpozycje wszystkich generowanych sygnałów, zaleźny od struktury transmitancyjnej układu i z tego względu wydzielenie częstotliwości charakterystycznych w widmie drgań jest zagadnieniem bardzo złożonym.

## 6. Wyniki pomiarowe i ich analiza

Przedwiotem pomiaru i analizy były nowo wprowadzone estymaty kierunkowe-punktowe otrzymane w postaci ilorazu wartości współczynników szczytu odpowiednio dla obrotów prawego i lewego układu. Ich analiza umożliwia znalezienie punktów korpusu, charakteryzujących się występowaniem maksymalnych drgań udarowych, jak również poprzez względne ich porównanie można przeprowadzić przybliżone klasyfikację globalnego stanu dynamicznego badanych głowic.

Opierając się na przeprowadzonej analizie widmowej przemieszczenia drgań wprowadzono również nowe bezwymiarowe pasmowe estymaty punktowe, stanowiące miary ilorazów gęstości widmowej mocy przemieszczenia odpowiednio dla obrotów prawego i lewego organu urabiającego w wąskich przedziałach częstotliwości.

Analiza widnowa przemieszczenie drgań wyznaczona w poszczególnych punktach korpusu umożliwiła ujawnienie częstotliwości charakterystycznych związanych z obrotawi niektórych wałów układu 9. Wyznaczone dla tych częstotliwości kierunkowe współczynniki gęstości widnowej charakteryzują odstępstwa stanu dynamicznego odpowiednich wałów od stanu przyjętego za wzorcowy.

# 6.1. Bezwymiarowe współczynniki kierunkowości szczytowej

Wyniki pomiarów odstępstw bezwymiarowego współczynnika kierunkowości szczytowej przemieszczenia od stanu wibroakustycznego przyjętego umownie za wzorcowy, dla wszystkich badanych głowie w zwznaczonych punktach pomiarowych przedstawiono w postaci wykresów zamieszczonych odpowiednio na rys. 2, 3, 4. W tych samych punktach pomiarowych kolejmo badanych głowie obserwuje się bardzo znaczne wahania bezwymiarowego współczynnika kierunkowości szczytowej przemieszczenia  $\Delta p_{\rm PL}$ . W większości przypadków współ-czynnik  $\Delta \beta_{\rm PL}$  jest zdeterminowany przez drgania układu wywełane obrotem prawym, co przejawia się dla niektórych głowie w przewadze dodatnich wartości tego współczynnika, nie stanowi to jednak reguły.







Fig. 2. Distribution of  $\Delta\beta_{pl}$  deviations from the conventional reference level for the successively tested heads at marked measuring points 1-4



Rys. 3. Rozkład odchyłek Δρ<sub>PL</sub> względem umownego poziomu wzorcowego dla kolejno badanych głowie w zasnaczonych punktach pomiarowych 5-8
 Fig. 3. Distribution of Δβ<sub>PL</sub> deviations with relation to the conventional reference level for the successively tested heads at marked measuring points 5-8



Próba klasyfikacji stanu dynamicznego głowic ...

Rys. 4. Rozkład odchyłek Δβ<sub>PL</sub> względem unownego poziomu wzorcowego dla kolejno badanych głowic w zaznaczonych punktach pomiarowych 9-12
 Fig. 4. Distribution of Δβ<sub>PL</sub> deviations with relation to the conventional reference level for the successively tested heads at marked measuring points 9-12



Rys. J. Rozkład odchyłek  $\Delta \beta_{\rm PI}$  względem umownego poziomu wzorcowego w kolejnych pulktach pomiarowych wyszczególnionych głowie 22, 27, 28, 30 Fig. 5. Jistribution of  $\Delta \beta_{\rm PI}$  deviations with relation to the conventional reference level at the successive measuring points of the enumerated heads 22, 27, 28, 30





Rys. 6. Rozkład odchyłek AT PL względem umownego poziomu wzorcowego dla kolejno badanych głowie w zaznaczonych puuktach pomiarowych 1-4
 Fig. 6. Distribution of AT PL deviations with relation to the conventional reference level for the successively tested heads at the marked ueasuring points 1-4





Fig. 7. Distribution of  $\Delta \gamma_{PL}$  deviations with relation to the conventional reference level for the successively tested heads at the marked measuring points 5-8



Rys. 8. Roskład odchyłek ∧ T<sub>PL</sub> względem umownego poziomu wzorcowego dla kolejno badanych głowic w zaznaczonych punktach pomiarowych 9-12
Fig. 8. Distribution of ∧ T<sub>PL</sub> deviations with relation to the conventio-nal reference level for the successively tested heads at the marked measuring points 9-12



Rys. 9. Rozkład odchyłek AJ<sub>PL</sub> względem umownego posiomu wzorcowego w kolejnych punktach pomiarowych wyszczególnionych głowic nr 27, 30, 31, 32 Fig. 9. Distribution of AJ<sub>PL</sub> deviations with relation to the conventional reference level at the successive measuring points of the enumerated heads no 27, 30, 31, 32

### Próba klasyfikacji stanu dynamicznego głowic ...

" celu zobrazowania rozkładu wartości współczynnika  $\Delta\beta_{\rm PL}$  w poszczególnych punktach pomiarowych na rys. 5 przedstawiono wykres zmian tego współczywnika w funkcji położenia przetwornika dla głowic cechujących się maksymalnymi zmianami tego współczynnika (głowice nr 22, 30 - linia ciągła) oraz dla głowie cechujących się jego minimalnymi zmianami (głowice nr 27, 28 - linia przerywana). Po prawej stronie w postaci prostokatów zaznaczono uśrednione wartości  $\Delta\beta_{\rm PL}$  dla wszystkich punktów pomiarowych.

Na rysunku 6, 7, 8 zamieszczono wykresy odzwierciedlające zmiany bezwymiarowego współczynnika kierunkowości szczytowej prędkości drgań A7<sub>PL</sub>. Obserwuje się w tym przypadku zupełnie odmienny rozkład wartości tego współczynnika niż w przypadku poprzednim. Prawie dla wszystkich punktów głowicy N = 30 występują maksymalne zmiany współczynnika A7<sub>PL</sub>, pozosteke głowice cechują się stosunkowo niewielkimi wahaniami tego współczynnika we wszystkich punktach pomiarowych.

W celu przedstawienia rozkładu zmian wartości współczynnika  $\Delta \chi_{PL}$  na rys. 9 zobrazowano jego wahania w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu w przypadku głowie charakteryzujących się maksymalnymi jego zmianami (głowica N = 30, linia ciągłe) jak również głowie wykazujących minimalne jego zmiany. Na uwagę zasługuje wykres zmian współczynników  $\Delta \tau_{PL}$ dła głowicy N = 31 (linia przerywana), reprezentowany przez wartości ujemne, a zatem zdeterminowane obrotem lewym w przeciwieństwie do głowicy N = 30, dla której w każdym punkcie  $\Delta \chi_{PL}$  > 0, co oznacza zdeterminowanie przez obrót prawy układu (rys. 9). Podobnie jak poprzednio prostokąty po prawej stronie wyrażają uśrednione wartości  $\Delta \chi_{PL}$ , względem wszystkich punktów pomiarowych, wskazując na dorinację określonego kierunku obrotu dla danej głowicy.

Uwzględniając fakt, że stan dynamiczny głowie jest uwarunkowany przez tzw. intensywność drgań, a częstotliwość ruchu obrotowego głównych elementów napędowych jest stosunkowo niewielka, można wówczas w przybliżeniu przyjąć, że intensywność ta powinna być zgodnie z wytycznymi ISO [17]:

1) propercjonalna do amplitudy przemieszczenia drgań, uwarunkowanych luzami, czy też nieosiowością wałów napędowych,

2) proporcjonalna do amplitudy prędkości drgań, wywołanych nieprawidłowościami współpracy kół zębatych.

Otrzymane dla niektórych głowic bardzo znaczne odchylenia wyznaczonych bezwymiarowych współczynników kierunkowości szczytu od poziomu przyjętego umownie za wzorcowy (zerowy) mogą świadczyć o nieprawidłowości współpracy ww. elementów.

errorated Aller strated and a second burning better and better

# 6.2. <u>Kierunkowy bezwymiarowy współczynnik gęstości widmowej mocy</u> przemieszczenia

Bardziej szczegółowy opis własności statystycznych sygnału wibroakustycznego zawarty jest w charakterystykach częstotliwościowych rejestrowanych sygnałów. W pracy ograniczono się głównie do praktycznych aspektów uzyskania nowo wprowadzonych estymat pewnej tylko klasy charakterystyk częstotliwościowych, przedstawiając zależność kierunkowego współczynnika gęstości widnowej mocy przemieszczenia, wyznaczonego dla poszczególnych punktów wszystkich badanych głowic w pasmach, których częstotliwości środkowe pokrywały się w przybliżeniu z częstotliwościami charakterystycznymi poszczególnych wałów głównych i pośrednich (tabela 1).

Na rys. 10 przedstawiono zależność kierunkowego współczynnika gęstości widmowej przemieszczenia  $\Delta \Theta_{\rm PL}$  w poszczególnych punktach korpusu głowic charakteryzujących się ekstremalnymi wartościami współczynnika  $\Delta \Theta_{\rm PL}$ w wąskim pasmie o częstotliwości środkowej f=1 Hz.

Na podkreślenie zasługują zmiany bezwymiarowego współczynnika kierunkowego gęstości widnowej mocy w poszczególnych punktach głowicy N=32. Prawie wszystkie wartości współczynnika A0<sub>PI.</sub> są ujemne, co świadczy o przewadze intensywności drgań uwarunkowanych obrotem lewym. Zupełnie inaczej zmienia się współczynnik A0 PL dla głowicy N=30, dla której we wszystkich punktach korpusu jest on dodatni, co z kolei świadczy o przewadze intensywności drgań, uwarunkowanych obrotem prawym. W tym paśmie częstotliwości w punktach pomiarowych 8, 9, 10 i 12 powinny ujawniać się drgania charakterystyczne wału wyjściowego VII (rys. 1) związane z jego ruchem obrotowym. Dla głowic N=30 i 32 zaobserwowano odpowiednio w punktach 9 i 10 znaczne ekstremalne wahania współczynnika AB pr. świadczące o braku pewnej współosiowości ujawniającej się po zmianie kierunku obrotu wału wyjściowego, Stosunkowo duże wartości współczynnika A8pr. dla głowicy N=32 w punktach 2 i 5 znacznie odległych od wału końcowego VII świadczą zapewne o pewnych nieprawidłowościach współpracy, nawet samego wału wyjściowego, gdyż sygnał odbierany w tych punktach w wyniku specyficznych warunków przejścia może ulec wzmocnieniu po zmianie kierunku obrotu. Nie można również wykluczyć, że dla tej samej głowicy ujawniają się pewne efekty rezonansowe, powodujące wzrost współczynnika A0<sub>PL</sub> w punktach 2 i 5.

Na rys. 11 przedstawiono rozkład zmian współczynnika APPL w poszczególnych punktach korpusu głowicy charakteryzujących się ekstremalnymi zmianami tego współczynnika w pasmie o częstotliwości środkowej f=2 Hz. W tym pasmie częstotliwości zawarta jest częstotliwość charakterystyczna f=2,8 Hz wału pośredniego VI znajdującego się w bezpośrednim sąsiedztwie punktów pomiarowych 6, 11. Również w tym pasmie częstotliwości występują zarówno głowice, cechujące się dodatnimi wartościami współczynników A9<sub>PL</sub> (głowica N=30) w każdym badanym punkcie pomiarowym, jak również głowice, dla których ten współczynnik jest ujemny (głowica N=32). Dla pozestałych głowic współczynniki APPL oscylują wokół umownego poziomu symetrii wzercewej, przy-



Rys. 10. Rozkład odchyłek A<sup>θ</sup><sub>PL</sub> względem umownego poziomu wzorcowego w zaznaczonych punktach pomiarowych głowic nr 22, 25, 30, 32
Częstotliwość środkowa pasma f=1. Częstotliwość charakterystyczna: wał wyjściowy VII, f=0,64 Hz. Punkty bliskie 8, 9, 10, 12
Fig. 10. Distribution of A<sup>θ</sup><sub>PL</sub> deviations with relation to the conven-

tional reference level at the marked measuring points of the heads no 22, 25, 30, 32

Mid frequency of the band f=1 Hz. Characteristic frequency: output shaft VII, f=0,64 Hz. Close points 8, 9, 10, 12



Rys. 11. Rozkład odchyłek Aθ<sub>PL</sub> względem umownego poziomu wzorcowego w zaznaczonych punktach pomiarowych głowic nr 22, 25, 30, 32
 Częstotliwość środkowa pasma f=2 Hz. Częstotliwość charakterystyczna: wał pośredni VI, f=2,8 Hz. Punkty bliskie: 6,11

Fig. 11. Distribution of  $\Delta \vartheta_{\rm PL}$  deviations with relation to the conventional reference level at the marked measuring points of the heads no 22, 25, 30, 32

Mid frequency of the.band f=2 Hz. Characteristic frequency: counter shaft VI. Close points 6, 11



Rys. 12. Fozkład odchyłek A<sup>θ</sup><sub>PL</sub> względem umownego poziomu wzorcowego w zaznaczonych punktach pomiarowych głowie nr 22, 24, 31, 32
Częstotliwość środkowa pasma f=4 Hz. Częstotliwość charakterystyczna: wał pośredni V. Punkty bliskie 6, 7
Fig. 12. Distribution of A<sup>θ</sup><sub>PL</sub> deviations with relation to the conventional reference level at marked measuring points of the heads no 22, 24, 31, 32
Mid frequency of the band f=4 Hz. Characteristic frequency: Counter shaft V. Close points 6, 7



 Rys. 13. Rozkład odchyłek <sup>A0</sup><sub>PL</sub> względam umownego poziomu wzorcowego w zaznaczonych punktach pomiarowych głowic nr 28, 29, 31, 32
 Częstotliwość środkowa pasma f=6 Hz. Częstotliwość charakterystyczna: wał pośredni IV, f=6,5 Hz. Punkty bliskie 4,5

Fig. 13. Distribution of  $\triangle^{6}_{\rm PL}$  deviations with relation to the conventional reference level at the marked measuring points of the heads no 28, 29, 31, 32

Mid frequency of the band f=6 Hz. Characteristic frequency: counter shaft IV, f=6,5 Hz. Close points 4,5



Rys. 14. Rozkład odchyłek <sup>A9</sup>PL względem umownego poziomu wzercewego w zaznaczonych punktach pomiarowych głowic 22, 24, 25, 28 Częstotliwość środkowa pasma 1=9 Hz. Częstotliwość charakterystyczna: wał peśredni III. Punkty bliskie 1, 2, 3

Fig. 14. Distribution of  $\Delta \Theta_{PL}$  deviations with relation to the conventional reference level at the marked measuring points of the heads 22, 24, 25, 28

Mid frequency of the band f=9 Hz. Characteristic frequency: counter shaft III. Close points 1, 2, 3



114

 Rys. 15. Rozkład odchyłek Δθ<sub>PL</sub> względem umownego poziomu wzorcowego w zaznaczonych punktach pomiarowych głowie nr 24, 25, 29, 30
 Częstotliwość środkowa pasma f=25 Hz. Częstotliwość charakterystyczna: wał wejsciowy II, f=24,3 Hz. Punkty bliskie 1

Fig. 15. Distribution of  $\Delta \Theta_{\rm PL}$  deviations with relation to the conventional reference level at the marked measuring points of the heads no 24, 25, 29, 30

Mid frequency of the band f=25 Hz. Characteristic frequency: input shaft II, f=24,3 Hz. Close points 1

#### Próba klasyfikacji stanu dynamicznego głowic ...

jętego za równy zeru, wykazując nieznaczne różnice. W punktach bliskich (6, 11) nie zaobserwowano wyraźnych różnic amplitudowych współczynnika Δθ<sub>PT.</sub>•

Na rys. 12 zaobserwowano analogiczny rozkład współczynnika  $\Delta \Phi_{PL}$  dla wyszczególnionych głowic, wykazujacych ekstremalne zmiany tego współczynnika w poszczególnych punktach pomiarowych w pasmie o częstotliwości środkowej f=4 Hz. W pasmie tym zawarta jest częstotliwość charakterystyczna f=4,6 Hz wału pośredniego V, znajdującego się w bezpośrednim sąsiedztwie punktów 6, 7. Punkty te dla niektórych głowic (N=22,31) cechują się maksymalnymi zmianami wartości współczynnika  $\Delta \Theta_{PL}$ , ponadto duże wahania zmian tego współczynnika występują także dla punktów 1, 3 i 4 (głowice N=22,31).

Stosunkowo niewielkie zmiany współczynnika A8 pr. obserwuje się w pasmie o częstotliwości środkowej f=6 Hz, w którym zawarta jest częstotliwość charakterystyczna f=6,5 Hz wału pośredniego IV leżącego w pobliżu punktów pomiarowych 4,5 (rys. 13). Naksymalne wartości współczynnika 49 pr. w poszczególnych punktach pomiarowych występują dla głowicy N=32. Pozostałe głowice cechują się stosunkowo niewielkimi zmianami współczynnika Δθ pr. o prawie równomiernym rozkładzie wártości względem poziomu wzorcowego. Wykresy przedstawione na rys. 14 i 15 obrazują zmiany współczynnika A9pr. odpowiednio w pasmach o częstotliwościach środkowych f=9 oraz i=25 Hz, odpowiadających częstotliwościom charakterystycznym f=9 Hz wału pośredniego III leżącego w sąsiedztwie punktów 1, 2, 3, oraz f=25 Hz wału wyjściowego znajdującego się w sąsiedztwie punktu 1. W posmie o częstotliwosci środkowej f=9 Hz waksymalne zmiany współczynnika Δθ<sub>DT</sub> występują dla głowicy N=22 w punktach 1, 2, czyli znajdujących się w bezpośrednie sąsiedztwie wału pośredniego III. Pozostałe głowice N=24,25,28 charakteryzują się zróżnicowanym rozkładem współczynnika 40 pr. (rys. 14). W pasmie o częstotliwości środkowej f=25 Hz maksymalne wartości współczynnika A9pr występują dla głowicy N=25 w punkcie 1. Pozostałe głowice charakteryzują się w tym pasmie prawie równomiernym rozkładem wartości A0<sub>pr</sub> względem poziomu wzorcowego.

# 7. Klasyfikacja starów dynamicznych badanych głowic

Z uwagi ne brak wzorca okreslającego stan idealnej współpracy poszczególnych zespołów i elementów głowicy autorzy proponują wykorzystać do określenia klas stanów wprowadzone po raz pierwszy i wyżej opisane estymaty bezwymiarowe, a mianowicie:

- a) współczynnik kierunkowości szczytowej przemieszczenia,
- b) współczynnik kierunkowości szczytowej prędkości,
- c) współczynnik kierunkowy gęstości widmowej przemieszczenia.

Podstawą zarówno ogólnego, jak i wąskopasmowego podziału klasyfikacji stanowej było przyjęcie założenia, że w przypadku poprawnej współpracy wszystkich elementów kinematycznych zmiana kierunku obrotu układu nie powinna mieć istotnego wpływu na wartości wymienionych wyżej współczynników kierunkowości szczytowej i widmowej. W przypadku granicznym odstępstwa od stanu idealnej współpracy kinematycznej układu, określone przez wyrażenia (2.5). (2.6) i (2.20) powinny dążyć do wartości zerowej.

## 7.1. Klasyfikacja globalnych stanów dynamicznych

Ocenę klasyfikacyjną globalnych stanów dynamicznych wszystkich badanych głowic w klasie przemieszczeń i prędkości drgań przeprowadzono wykorzystując wyrażenia (2.5) i (2.6) w sposób następujący:

 $\Delta(\beta, \gamma)_{PL}^{1} = [\Delta(\beta, \gamma)_{PL}^{1} \stackrel{!}{=} 1] \quad \epsilon \quad [0, |0, 2|] \rightarrow \stackrel{!}{=} 1$   $\Delta(\beta, \gamma)_{PL}^{2} = [\Delta(\beta, \gamma)_{PL}^{2} \stackrel{!}{=} 1] \quad \epsilon \quad [0, 2, |0, 4|] \rightarrow \stackrel{!}{=} 2 \qquad (7.3)$   $\Delta(\beta, \gamma)_{PL}^{n} = [\Delta(\beta, \gamma)_{PL}^{n} \stackrel{!}{=} 1] \quad \epsilon \quad [(n-1)|0, 2|, n|0, 2|] \rightarrow \stackrel{!}{=} n$ 

Klasa odchyłek dodatnich wyraża wahania szczytowej wartości amplitudy względem amplitudy skutecznej, odzwierciedlając przewagę drgań uwarunkowanych obrotem prawym układu, natomiast klasa odchyłek ujemnych charakterystyczna jest dla przewagi drgań wywołanych obrotem lewym układu. Klasyfikację globalnych stanów dynamicznych wyszczególnionych głowic w poszczególnych punktach pomiarowych w dziesięciomtopniowej skali porównawczej w klasie przemieszczeń zawieszczono w tabeli 3. W prawej kolumnie tej tabeli wyszczególniono głowice zaliczone do klasy - 5 i wyższych. Głowice te cechują się maksymalnymi wartościami współczynnika kierunkowości szczytowej przemieszczenia drgań, a wysoka wartość tego współczynnika wskazuje na pewnemieprawidłowości współpracy elementów obrotowych, głównie może to wynikać z braku współosłowości czy występujących luzach bocznych tych elementów.

W tabeli 4 przedstawiono globalną klasyfikację stanów dynamicznych badanych głowie w wyszczególnionych punktach pomiarowych w klasie prędkości dokonaną na podstawie wyrażeń (7.1). W prawej kolumnie tej tabeli wyszczególniono głowice zaliczone do klasy  $\pm$  5 i wyższych. Z porównania tabeli 3 i 4 wynika, że w klasie przemieszczeń klasyfikacja liczbowa stanów w poszczególnych punktach badanych głowie znacznie różni się danalogiesnej klasyfikacji w klasie prędkości, co szczególnie jest widoczne dla głowie zaliczonych do klasy  $\geq$  5.

# Tabela 3

	Klasy wyszc	Głowice w klasie ± 5									
Nr punktu	22	23	24	25	27	28	29	30	31	32	Et+ SS 15
1	+1	-1	-2	+1	+1	+2	+2	+3	+1	-1	-
2	+1	-1	+4	-2	+1	-2	-1	+3	-1	-1	
3	+6	-2	+3	+1	-2	-1	-2	+1	+2	+1	22(+6)
4	+1	+4	-1	+1	-1	-1	-7	+3	+7	+6	29(-7) 31(+7), 32(+6)
5	+1	+1	+2	-1	+1	+3	-1	+9	-3	+2	30(+9)
6	-2	+2	+1	+3	-1	-1	+1	+6	+3	+1	30(+6)
7	+6	-3	-3	-2	-1	-2	+4	-7	-1	-2	22(+6), 30(-7)
8	-2	+2	+2	-3	+2	-2	-3	-1	+1	+1	
9	-3	+1	+4	+4	+2	+1	-1	-1	+6	+3	31(+6)
10	-2	-1	-1	+1	+1	-1	÷1	+1	+2	+2	-
11	-2	-	+1	-1	-1	+2	+1	-2	-1	-1	
12	-3	-	+1	-1	-1	+1	-4	-4	+2	-2	

Tabela 4

	Klas; wyszo		Głowice w klasie ± 5								
Nr punktu	22	23	24	25	27	28	29	30	31	32	Re 22 25
1	+1	-1	-1	-1	+1	-2	-7	+7	-8	+1	29(-7) 30(+7), 31(-8)
2	+1	+1	-2	+1	+1	+1	-3	+4	-4	+1	
3	+2	-1	-2	+1	-1	-1	-3	+5	-7	+1	30(+5), 31(-7)
4	+2	-1	-1	-2	-1	-2	-5	+4	-2	+1	29(-5)
5	+1	+1	+1	-1	-1	-4	+1	+3	-2	+1	
6	-1	-1	-1	+'1	-1	-1	-2	+1	-5	+1	31(-5)
7	+1	-1	+1	+1	-2	-3	+2	-1	-1	-1	
8	-1	+1	+1	+1	+1	-1	-1	+2	-5	+1	31(-5)
9	+1	-1	-1	-4	-2	-4	-1	+4	-2	+1	
10	+3	+1	-1	-3	+1	-1	+1	+4	-2	+1	-
11	+1	-	+3	-1	-1	-1	+4	+2	-2	+1	
12	+2	-	+2	+1	+1	-1	-2	+1	-2	-1	

#### Próba klasyfikacji stanu dynamicznego głowic ....

₩ większości przypadków występuje znaczne zróżnicowanie głowic zaliczonych w obu klasach do stanu ≥ <sup>±</sup> 5, tylko w punkcie 4 ujawniono głowice nr 29, która w obu klasach występuje jednocześnie. Wynik ten wydaje się oczywisty, ponieważ w klasie przemieszczeń ujawniają się inne efekty, świadczące głównie o braku współosiowości, czy niewyważeniu elementu wirującego, natomiast w klasie prędkości występują z kolei zupełnie inne efekty, świadczące między innymi o luzach w parach obrotowych.

## 7.2. Klasyfikacja częstotliwościowa w klasie przemieszczeń

Bardziej szczegółowy opis własności statystycznych sygnału wibroakustycznego zawierają charakterystyki częstotliwościowe przemieszczenia, ujawniające częstotliwości charakterystyczne wałów pośrednich i głównych. Ocenę klasyfikacyjną, wąskopasmową w zakresie niskich częstotliwości 0-30 Hz stanów dynamicznych wałów głównych i pośrednich w klasie przemieszczeń przeprowadzono wykorzystując wyrażenie (2.20) w następujący sposób:

 $(\Delta \theta)_{\text{PL}}^1 = [\theta_{\text{FL}}^1 \stackrel{+}{=} 1] = [0, |1|) \longrightarrow \stackrel{+}{=} 1$ 

$$(\Delta \theta)_{PI,}^{2} = [\theta_{PL}^{2} + 1] = [|1|, |2|] \longrightarrow + 2$$

$$(7.2)_{(\Delta \theta)_{PI,}^{n}} = [\theta_{PI,}^{n} + 1] = [|n-1|, |n|] \longrightarrow + n$$

Podobnie jak w poprzednim przypadku klasa odchyłek dolatnich w danym pasmie częstotliwości odzwierciedla przewagę drgań uwarunkowanych obrotem prawym, głównie elementu obrotowego o częstotliwości charakterystycznej pokrywającej dane pasmo pomiarowe, natomiast klasa odchyłek ujemnych odzwierciedla przewagę drgań uwarunkowanych obrotem lewym układu.

Z kryteriów zawartych w wytycznych normowych ISO 3945, 1972 wynika bardzo istotny wniosek, a mianowicie, że zmiana poziomu drgań w stosunku 6:1 jest zawsze przyczyną zmiany klasyfikacji stanu drganiowego maszyny z dobrego na miedopuszczalny. Używając jednostek względnych i wykorzystując wprowadzony do rozważań kierunkowy współczynnik gęstości widmowej przemieszczenia, można zdefiniować wielk ść

$$L = 20.\log(\theta_{PL} - 1) 20.\log \Delta \theta_{PL} dB$$
 (7.3)

Wykorzystując powyższe wyrażenie, można przyjąć następujące przeskanki:

- zmiana współczynalka a P<sub>PL</sub> mniejsza niż dwukrotna jest w zasadzie nieistotna, a zatem zmiana poziomu większa od L<sub>e</sub> = 20.log2 = 6dB, może dopiero świadczyć o zmianie stanu dynamicznego maszyny,
- autorzy przyjęli z pewną tolerancją, że zmiana współczynnika  $\Delta^{\Theta}_{PL}$  w stosunku 4:1 jest równoważna zmianie stanu dynamicznego głowicy z dobrego na wadliwy, co w skali decybelowej daje  $L_{\Theta} = 20.\log 4 = 12 dB$ ,

Tabela 5

		Częs	totli	wość	środk	owa p	asma	f=1 H	z		
Klasy	fikad	G≵owice w klasi≎ ±4									
Nr punktu	22	23	24	25	27	28	29	30	31	32	100010 g 12-5,
1	-1	+1	+1	-1	-4	+3	+1	+3	-2	-2	27(-4)
2	-1	+1	-4	-2	-6-	+3	-1	+1	+1	-10	24(-4) 27(-6), 32(-10)
3	+1	-1	-1	-1	-4	+1	+1	+2	-1	-2	27(-4)
4	+1	-1	-2	+1	-2	-1	-1	+2	-5	-5	31(-5), 32(-5)
5	-1	+2	+1	-1	-1	-2	-1	+2	+2	-7	32(-7)
6	-1	+1	-1	-2	+1	+1	+1	+2	-1	-2	state and the set
7	+3	-1	+1	+3	-1	-1	-3	+3	÷1	-4	32(-4)
8	+1	-1	-2	-3	+1	-4	+3	+3	-1	-3	1 12) TET DI &
9	+2	-1	-2	-3	-1	+2	-1	+2	-1	-7	32(-7)
10	+2	-1	+1	-1	+6	+2	+1	+7	+1	-1	32(+6), 30(+7)
11	+1	-	-1	-1	-1	+1	+1	+3	-1	+1	an ing tay
12	+2	-	-1	-1	-2	+1	+1	+1	-2	-1	ter a parterar

uttered presidit a possi betweening in retors empirication interest and the retories and the planeterian science and any structure of the second science and the

in weiling, on a shall decybelened date by a 20.1mg 1 - WE will

Próba klasyfikacji stanu dynamicznego głowic ...

Tabela 6

	Częstotliwość środkowa paswa f=2 Hz											
Klasj	fika	G≵owice w klasie ±4										
Nr punktu	22	23	24	25	27	28	29	30	31	32	22 22 21	
1	+1	-1	+3	-1	-4	+2	+1	+2	-3	-2	27(-4)	
2	+1	+1	-5	-1	-4	+3	-1	+1	-1	-6	24(-5), 32(-6)	
3	-1	+1	-1	-1	-2	-1	+1	+4	-2	-1		
4	+2	+1	-1	-1	-2	+1	-1	+2	-5	-2	31(-5)	
5	-1	+2	+1	+1	+1	-3	-1	+3	+2	-5	32(-5)	
6	-1	+2	+1	-1	+1	+1	-2	+1	-2	-1	12 1- 10	
7	+4	-1	+3	+2	-1	+1	-4	+1	-2	-1	22(+4)	
8	+1 .	-1	-2	-4	-1	-1	+1	+6	-2	-2	24(-4), 30(+6)	
9	+1	+1	-2	-2	+1	+1	-2	+1	-3	-3	1. 1. e	
10	+2	+1	+1	-3	+8	+2	-1	+7	-1	-2	27(+8), 30(+7)	
11	-1	-	+1	-2.	-1	+1	+1	+1	-1	-1	-	
12	+1	-	+1	-2	-2	-1	+1	+1	-4	-1	31(-4)	

# Tabela 7

		Częs.	totliv	rość ś	rodko	owa pa	asma f	?=4 H:	z		
Klas	yfika	Głowice w klasie ± 4									
Nr punktu	22	23	24	25	27	28	29	30	31	32	to a la l
1	+1	-1	+1	+1	-1	+1	-1	+2	-7	-2	31(-7)
2	+2	+3	-2	+1	-2	+1	-1	+1	-2	-4	32(-4)
3	+5	-1	-1	-1	-3	-1	-1	+1	-3	-1	22(+5)
4	+2	+1	+1	-1	+1	-1	-2	+1	-6	-3	31(-6)
5	+1	+1	-1	+1	-1	-2	-1	+3	+1	-3	St 1-1- 2-
6	-5	+1	+1	-2	+1	-2	-2	-1	-5	-1	22(-5), 31(-5)
7	+7	-2	-1	+3	-1	-1	-2	-1	-3	+1	22(+7)
8	+2	+1	+1	-2	-1	+2	-1	+1	-1	-1	1
9	÷1	-1	+1	+1	-1	+1	-2	+1	-4	-4	31(-4), 32(-4)
10	+1	-1	-1	+1	+4	+1	-1	+5	-1	-1	27(+4), 30(+5)
11	+1	-	+1	-1	-1	+1	-2	+1	-1	+1	
12	+1	-	-1	-2	-1	+1	-2	+1	-1	+1	- 1 57

A statet

Próba klasyfikacji stanu dynamicznego głowic...

Tabela 8

		Czę	stotl	iwość	środi	cowa ]	pasna	f=6 1	Hz	linip	100-	
Klasy	Klasyfikacja stanów dynamicznych wyszczególnionych głowic w klasie przemieszczeń											
Nr punktu	22	23	24	25	27	28	29	30	31	32	pampa 22 . 3	
1	-2	+1	+2	-1	+1	+1	+1	+1	-2	-2		
2	-1	+1	-1	+1	+1	-2	-1	+1	+1	-5	32(-5)	
3	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	-1	-1		
4	-2	+1	+2	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-4	32(-4)	
5	-1	+2	+1	-1	-1	+1	-2	+2	+1	-1		
6	+1	-1	+1	-1	+1	+1	-3	-1	-2	-1	S+	
7	-1	-1	-1	+3	-2	+1	-1	+1	-2	-1	10-10	
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	-1	+1	+2	+1	5-1-1-1	
9	+2	-1	-1	+1	+1	-1	-1	-1	-3	-2		
10	+1	-1	-1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	30 - OF	
11	-1	-	-1	-1	+1	+1	-2	-2	-1	+1	1 20	
12	-1		+4	+3	-1	+1	-2	+1	-1	-1	24(+4)	

W. Sikora, T. Zakrzewski

Tabela 9

		Częst	otliw	ość ś	rodko	wa pa	sma f	=9 Hz	ntit		
Klasy	Klasyfikacja stanów dynamicznych wyszczególnionych głowic w klasie przemieszczeń										
Nr punktu	22	23	24	25	27	28	29	30	31	32	111
1	+7	+1	+2	+1	+1	-1	-1	-1	+1	-1	22(+7)
2	+3	+1	+1	+1	+2	+1	-1	-1	+1	-2	
3	+4	+2	+2	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	22(+4)
4	+2	+1	+3	+1	+1	+1	-1	-1	+2	-1	
5	-2	-2	+2	-1	+1	+2	-1	-1	-1	+1	1 e
6	+2	+2	+2	+1	+1	+1	-2	+1	+1	+1	
7	-1	-1	+3	+1	+1	+1	-2	+1	-1	+2	1
8	-2	-1	-1	+1	+1	+1	-1	+1	-1	+1	1
9	+4	+1	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	+1	22(+4)
10	+2	+1	+1	-2	+1	+1	-1	-1	+1	+1	161-1061
11	+1	-	-1	-1	+2	+1	-2	+1	-1	+2	1- 71
12	+2		+2	+1	+1	+1	+1_	-1	+2	-1	1- 51

Próba klasyfikacji stanu dynamicznego głowic ...

Tabela 10

	Częstotliwość środkowa pasma f=14 Hz											
Klasy	Klasyfikacja stanów dynamicznych wyszczególnionych głowic w klasie przemieszczeń											
Nr punktu	22	23	24	25	27	28	29	30	31	32		
1	-1	+1	+1	-1	-2	-1	+2	+5	+2	-1	30(+5)	
2	+1	+1	-1	-1	-2	-1	+2	+1	+2	-3		
3	+1	+1	-1	-2	-1	-1	+2	-1	+2	-1		
4	+1	+1	+1	+1	-3	-1	+1	+2	+1	+1	and the second second	
5	-1	+1	-1	+1	-2	-1	+3	+2	-2	-1		
6	-1	+1	+2	+2	-2	-1	+1	-1	+1	-3	the states in the	
7	+2	-4	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	-1	23(-4)	
8	+1	-1	+1	+1	-6	+1	-1	+1	+1	-1	27(-6)	
9	+1	+1	+2	+2	-3	+1	-1	+1	+1	-3	e	
10	+1	+1	+1	+3	-2	+1	+1	+1	+3	-2	11 61	
11	-1	-	+1	+1	-2	+2	-2	+1	+1	-1		
12	+1		+2	+3	-3	-1	+1	+1	+2	-5	32(-5)	

W. Sikora, T. Zakrzewski

Та	he	18	11
	~~~	- Area -	

	(	Częst	otliw	ość ś	rođko	wa pa	oma f	=25 H	2	Ci ni n		
Klasyfikacja stanów dynamicznych wyszczególnionych głowic w klasie przemieszczeń											Głowice w klasie ± 4	
Nr punktu	22	23	24	25	27	28	29	30	31	32		- 81- 10-10-10-22
1	+1	-1	-2	-7	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+	25(-7)
2	-1	-1	+1	-1	-1	-2	-1	+1	+1	-2		
3	-2	-2	+2	-2	-2	-1	-1	-1	+1	-4		32(-4)
4	+1	-1	+1	-1	-1	-2	-1	-1	+1	-2		
5	+2	+2	+3	+2	-3	+1	+1	+1	+1	+1		1 s
6	+1	-2	-1	-2	-1	-2	+1	-1	-1	+1		a,
7	+1	+3	+2	+1	-2	-1	+1	-1	+1	-1	-	
8	-1	-1	+2	+1	-1	+1	-1	+1	+1	+1		
9	-1	-2	+2	-1	-1	+3	-1	-1	+1	+1		1000
10	+1	-1	+3	-1	-1	-1	-1	-1	+1	+1		C 01
11	+1	-	+2	-1	-3	+3	-1	+1	+1	-2		11
12	+3	3	+4	-1	+2	-1	-1	-1	-1	+1		24(+4)

# Próba klasyfikacji stanu dynamicznego głowic ....

- natomiest zmiane współczynnika  $\Delta \theta_{\rm PL}$  w stosunku 6:1 może być uważana za równoważną przejściu głowicy w stan niedopuszczalny, co w skali decybelowej daje L<sub>0</sub> = 20.log6 = 16 dB.

Za pomocą przyjętych kryteriów i wyrażenia (7.2) przeprowadzono klasyfikację stanów dynamicznych badanych głowie względem wszystkich punktów pomiarowych w poszczególnych pasmach częstotliwości odpowiadających częstotliwościom charakterystycznym wałów głównych i pośrednich.

W tabelach 5-11 przedstawiono klasyfikację stanów dynamicznych badanych głowie odpowiednio w pasmach o częstotliwościach środkowych 1 Hz, 2 Hz, 4 Hz, 6 Hz, 9 Hz, 14 Hz, 25 Hz. Po prawej stronie w ostatniej kolumnie każdej tabeli wyszczególniono głowice zaliczone do klas obejmujących przedział niedopuszczalnych tolerancji wykonawczo-montażowych odpowiednich elementów obrotowych. Szczególnie w zakresie małych częstotliwości występują głowice, które sklasyfikowano w klasach wyższych niż - 6, jak np. dla częstotliwości środkowej f= 1 Hz, głowica nr 32 - klasa (-10) w punkcie 2, klasa (-7) w punkcie 5,9 oraz głowica nr 30 - klasa (+7) w punkcie 10.

W niektórych różnych pasmach częstotliwości w tych samych punktach pomiarowych występują te same głowice, należące do klas odzwierciedlających niepoprawność współpracy, głównie niektórych wałów.

Interesújące wyniki otrzymano dla częstotliwości środkowej f=9 Hz. Jak wynika z przeprowadzonej klasyfikacji zamieszczonej w tabeli 9, w klasie niedopuszczalnej tolerancji występuje tylko jedna głowica o nr 22, ujawniona dla trzech punktów pomiarowych 1, 3, 9.

Reasumując należy stwierdzić, że w zależności od wybranego pasma częstotliwości ujawnione zostały w większości przypadków różne głowice, zaliczone do klasy o niedopuszczalnej tolerancji. Do najczęściej występujących głowic w klasie podwyższonej tolerancji należy zaliczyć głowice nr 22, 30, 31, 32. Wniosek ten znajduje swoje potwierdzenie przez uprzednio przeprowadzoną już globalną klasyfikację stanów dynamicznych w klasie przemieszczeń (tab. 3).

# 8. Uwagi i wnioski końcowe

W wyniku przeprowadzonych badań i wprowadzonych bezwymiarowych estymat kierunkowych powstał nowy sposób podejścia do odbioru sygnałów diagnostycznych. W większości przypadków w dotychczasowych opracowaniach z tej dziedziny przyjmuje się założenie rozdzielności sygnałów odbieranych z różnych punktów korpusu maszyny. Przeprowadzona selekcja przestrzenna, wynikająca z cech konstrukcyjnych układu, pozwoliła wybrać optymalne punkty odbioru drgań sygnałów, odpowiadające określonej parze współpracujących elementów. Uwzględniając jednak możliwe zmiany transmitancji przejść sygnałów diagnostycznych, jak również ich zakłócenia, stwierdzono znaczną nieadekwatność gasady rozdzielności sygnałów wynikającez z cech konstrukcyjnych. Wprowadzone estymaty określające względne zmiany poziomu drgań uwarunkowane zmianą kierunku obrotu układu, pozwoliły na przeprowadzenie względnej klasyfikacji stanów dynamicznych w zakresie zmian globalnych. Na podstawie wyników analizy whomowej przemieszczenia przedstawiono próbę klasyfikacji stanów w wąskich pasmach częstotliwości zawierających częstotliwości charakterystyczne wałów głównych i pośrednich.

Wprowadzone estymaty cechuja się dużą wrażliwością diagnostyczną, wskazując tym samym na ich przydatność w procesie diagnozowania kontrolnego. Wydaje się, że przedstawiona metoda może być także zastosowana do dokładnej oceny poprawności doboru cech konstrukcyjnych określonych elementów. W celu określenia dalszych szczegółowych wniosków wynikających z wielowymiarowości generowanego sygnału diagnostycznego związanego ze stanem zazębienia należy przeprowadzić dalsze badania wynikające głównie z obciążenia układu.

Również istotne wydają się być badania nad wyznaczeniem parametrów sygnałów dla łożysk tocznych, wykorzystując w tym celu zjawisko emisji akustycznej jako metody diagnostyki maszyn.

Brak obciążenia układu napędowego głowic, jak również niewielka ilcść głowic objętych badaniami nie pozwala na opracowanie zdeterminowanych kryteriów klasyfikacyjnych, stanowiących podstawę do ich zastosowania w procesie diagnozowania kontrolnego głowic ramieniowych.

#### LITERATURA

- [1] Cempel Cz.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT, Warszawa 1982.
- [2] Laczkowska R.: Wibroakustyka maszyn i urządzeń. WNT, Warszawa 1983,
- [3] Sikora W., Zakrzewski T.: Ocena przydatności dyskrywinant amplitudowowidmowych w procesie diagnozowania wibroakustycznego głowic ramieniowych kombajnów ścianowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Seria: Górnictwo, z. 137, 1985.
- [4] Sikora W.: Wysokoproduktywne systemy mecnanizacyjne wybierania węgla w polskim przemyśle węglowym. Zeszyty Naukowe Politechniki Sląskiej. Seria: Górnictwo, z. 137. 1985.
- [5] Noga M.: Analizy awaryjne związane z wewnętrzną niesymetrią silników asynchronicznych. Zeszyty Naukowe AGH. Elektryfikacja Górnictwa, z. 68, 1975.
- [6] Cempel Cz.: Sumowanie synchroniczne jako wetoda diagnostyki waszyn. Archiwum Budowy Maszyn, 1976, T. 23, nr 3 s. 433-441.
- [7] Cempel Cz.: Diagnosticaty oriented measure of the vibroacoustical proceesses. J. Sound Vibr. 1980, Vol. 63 No 4.
- [8] Brzózka G., Śliwiński A.: Korelacyjne metody w akustyce. Gdańsk 1974.
- [9] Zakrzewski R.: Amplitudowo-częstotliwościowa metoda identyfikacji źródeł drgań w procesie diagnozowania wibroakustycznego. Archiwum Akustyki (w druku).
- [10] Bartelmus W.: Zastosowanie niektórych estymatorów statystycznych sygnału drganiowego jako kryterium oceny stanu zazębienia. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Seria: Górnictwo, z. 103, 1979.

#### Próba klasyfikacji stanu dynamicznego głowic ...

- [11] Zakrzewski T.: Ocena stanu wibroakustycznego głowie górniczych kombajnów ścianowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa. Nr 4/180, 1984.
- [12] Bendat J., Piersol A.: Metody analizy i pomiarów sygnałów losowych. PWN, Warszawa 1976.
- [13] Zakrzewski T.: Wpływ kierunku obrotu wału wyjściowego głowic ramieniowych na wartości liczbowe niektórych estymat amplitudowo-widmowych. Archiwum Budowy Maszyn (w druku).
- [14] Weryfikacja obliczeń wytrzymałościowych kombajnu KGS-320 metodą MES. Praca nie publikowana. Sprawozdanie wew. CMG. KOMAG. 1984.
- [15] Adamczyk J.: Scientific Bulletons of the Stanisław Staszic University of Mining and Metallurgy, No 679, Bulletin 101, 1979.
- [16] Müller L.: Badania diagnostyczne przekładni zębatych. Przegląd Mechaniczny Nr 1 1980.
- [17] International Standards Association ISO. Ocena drgań maszyn. Nr IS-2732, 1972 oraz 3945, 1972.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jerzy Ranachowski

Wpłynężo do Redakcji w październiku 1985 r.

ПОПЫТКА КЛАССИФИКАЦИИ ДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПЛЕЧЕВЫХ ГОЛОВОК КГС-320 НА ОСНОВЕ АМПЛИТУДНО-НАПРАВЛЕННЫХ БЕЗРАЗМЕРНЫХ ОЦЕНОК

#### Резрме

В работе дана попытка относительной оценки динамического состояния плечевых головок на основании проведённых выброаккустических исследований илечевых голобок комбайнов КГС-320. Анализ полученных результатов измерений для некоторых голобок показал эначительное влияние направления вращения выходноге валка на величину амплитудно-спектральных оценок. Часто применлемые при внброаккустическом диагностирования амплитудные меры, в значительной степени зависят от внбрации из-за измененяющихся условий работы машины. В связи с этим, чтобы мишимизировать влияние условий работы, введены новые безразмерные оценки. Оценки эти виде частного, т.н. коэффициентов вкршины измереяемых параметров выбрацыя, указывают наличие ударных импульсов обусловленных изменением направления вращения системы.

Результаты спектрального анализа перемещения вибраций, позволили на выделение некоторых главных и промежуточных валков в соответственных узких полосах регистрируемого спектра. Для относительной оценки динамического состояния некоторых валков кинематической системы головки, введена новая безразмерная оценка, которая является частным от функций спектральных плотностей мощности в соответственных диапазонах частот для левого и правого направления оборота системы.

В работе рассмотрены главням образом простые амплитудные меры вибрационного процесса. Относительное сравнение полученных оценок позволило на введение многоступенчатого классификационного деления, показывающего не только общее динамическое состояние головок но также некоторых её кинематических элементов - ведущих валков.

Введённые оценки, учитывающие направление вращения, характеризуются значительной чувствительностью по диагностированию, учитывающие не только изменение положения измерительной точки на копусе, но и порядковый номер головки.

Целью предприятых исследований было обнаружение прежде всего причин выступания вибрационного сигнала в валках. Проведённые виброаккустические исследования ряда головок данного комбайна, дают возможность в будущем разработать критерии по оценке не только – головка хорошая или плохая – но и более детально, например определить элеметт или кинематический узел головки показывающий определённый технологическо-монтахный брак.

ATTEMPT OF CLASSIFICATION OF THE DYNAMIC STATE OF ROCKER HEADS KGS-320 ON THE BASIS OF DIMENSIONLESS AMPLITUDE-DIRECTIONAL ESTIMATES

#### Summary

In the paper is presented an attempt at a relative evaluation of the dynamic state of rocker heads carried out on the basis of the conducted vibro-acoustic tests in idle run in the process of control diagnosing of the rocker heads of longwall combined loaders KGS-320.

An analysis of the measurement results of the effective peak values, as well as of spectroscopic amplitudes has shown, for some of the heads, a significant influence of the direction of output shaft rotation on the values of the measuring amplitude-spectroscopic estimates determined.

The frequently-used in the process of vibro-acoustic diagnosis, amplitude dimension measures are highly dependent on the vibrations duetto the varied conditions of machine operation, which is especially important in working conditions. In relation to this, in order to minimize the effect of the varying conditions of operation, new dimensionless estimates have been introduced in the form of the quotients of the so - called peak coefficients of the vibration parameters measured, reflecting the occurrence of impact pulses conditioned by the change of the direction of roration of the system.

The results of spectroskopic analysis of vibration displacement made it possible to distinguish some third motion shafts and counter shafts whose characteristic frequencies were dominant in the corresponding narrow frequency bands of the registered spectrum. For the purpose of relative assessment of the dynamic state of certain shafts of the head kinematic system, a new dimensionless estimate has also been introduced in the spectroscopic system of vibration displacement, which is the quotient of

#### Próba klasyfikacji stanu dynamicznego głowic ...

the function of spectroscopic concentration of power in definite narrow frequency bands respectively for the right and left revolution of the system.

The work has been limited to the utilization of simple amplitude measures of the wibration process, determined directly in the process of control diagnosis and reflecting the variations of vibration levels at the particular points of the frame of the heads tested, conditioned mainly by the change in the in direction of the rotation of the output shaft. Relative comparison of the estimates created in this way made it possible to introduce a multi-stage classification division, reflecting indirectly not only the total dynamic state of the heads, but also some of their kinematic elements, mainly drive shafts. The introduced directional estimates are characterized by a marked diagnostic sensivity determining the changes of the wibration signal conditioned not only by the change of the location of the measuring point on the frame, but also by the serial number of the head. The aim of the studies was to find out not only the change of the occurrence of the vibration signal, but also its cause as limited mainly to shafts, which on account of the kinematic complexity of the dynamic system studied will be the subject of further, detailed amplitude-frequency investigations together with cepstral analysis, both in the conditions of idle run operation and under the nominal load of the system.

Including, in the vibro-acoustic investigations, a number of heads of the particular type of combine loader within the framework of quality control in a laboratory stand will permit in the future, to develop criteria which can make it possible to carry out not only a generall evaluation, good or bad head, but also, on the basis of the conducted amplitude-frequency analysis to carry out a more detailed analysis, i.e. to determine the element or kinematic pair of the head showing definite technological--assembling defects.

1. 77523

Jairys a faintagen seguities reprinteriories i fin printed, disrestanyon problem statements equities representation i fill printed, disrestanyon eater wordy phierral date transportaneous i simulitaryonyol. Survis sprinpapate states barrent air sprintlines on misjone kannestratyi sayriket.