ZESZYTY
NAUKOWE
POLITECHNIKI
ŚLĄSKIEJ

TADEUSZ ZAKRZEWSKI

METODY DIAGNOZOWANIA GŁOWIC RAMIENIOWYCH KOMBAJNÓW ŚCIANOWYCH

MECHANIKA

Z. 100
GLIWICE
1990

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 1058

TADEUSZ ZAKRZEWSKI

METODY DIAGNOZOWANIA GŁOWIC RAMIENIOWYCH KOMBAJNÓW ŚCIANOWYCH

GLIWICE 1990

OPINIODAWCY

Prof. dr hab. inż. Jan Orlacz

Prof. dr hab. inż. Zdzisław Pawłowski

KOLEGIUM REDAKCYJNE

REDAKTOR NACZELNY — Prof. dr hab. inż. Jan Węgrzyn

REDAKTOR DZIAŁU — Prof. dr hab. inż. Józef Wojnarowski

SEKRETARZ REDAKCJI — Mgr Elżbieta Leśko

OPRACOWANIE REDAKCYJNE

Mgr Anna Błażkiewicz

Wydano za zgodą

Rektora Politechniki Śląskiej

PL ISSN 0434-0817

Dział Wydawnictw Politechniki Śląskiej

ul. Kujawska 3, 44-100 Gliwice

Nakł. 150+85 Ark. wyd. 12,5 Ark. druk. 10.25 Papier offset. kl.III 70x100, 70 g

Oddano do druku 8.01.90 Podpis. do druku 5.02.90 Druk ukończ. w lutym 1990

Zam. 11/90

Skład, fotokopie, druk i oprawę

wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach

SPIS TREŚCI

Str.

WSTĘP 15

1. Ogólne założenia metody diagnozowania technicznego obiektów mechanicznych 16
2. Aktualny stan wiedzy w zakresie diagnostyki technicznej maszyn ... 18
3. Cel i zakres pracy 19

Rozdział I. WIBROAKUSTYCZNE BADANIA DIAGNOSTYCZNE 23

I.1. Diagnostyczne modele generacji procesów wibroakustycznych 23
I.2. Fizyczne przyczyny drgań generowanych w układach mechanicznych. 25

I.2.1. Drgania wymuszone wirników 25
I.2.2. Fenomenologiczne ujęcie przyczyn drgań łożysk tocznych . 27
I.2.3. Drgania przekładni zębatych 30

I.3. Opis techniczny obiektu badań 35

I.4. Fenomenologiczne ujęcie przyczyn drgań układu napędowego głowicy 36

I.5. Wyznaczenie częstości charakterystycznych układów napędowego głowicy 39

I.6. Analiza drogi przejścia sygnału wibracyjnego 43

I.6.1. Model układu liniowego wielowejściowego 44
I.6.2. Minimalizacja warunków określających niezmienniczość transmitancji układu 48

I.7. Stosowane estymaty sygnału wibracyjnego 50

I.7.1. Estymaty liczbowe amplitudy procesów wibracyjnych 51
I.7.2. Gęstość widmowa mocy procesu 53
I.7.3. Pasmowy współczynnik gęstości widmowej mocy 54

I.8. Stosowany system pomiarowy 58

I.9. Badania stanowiskowe głowic ramieniowych 60

I.10. Wyniki badań wibracyjnych i ich analiza 63

I.10.1. Wartości skuteczne parametrów drgań 63
I.10.2. Wagowy współczynnik kierunkowy parametrów drgań 67
I.10.3. Liczba przejść procesu wibracyjnego przez poziom zerowy 72
I.10.4. Obciążeniowy współczynnik kierunkowy parametrów drgań . 74
I.10.5. Estymaty widmowe procesów wibracyjnych 76

Str.

I.10.5.1. Funkcje gęstości widmowej mocy 76
I.10.5.2. Pasmowe współczynniki gęstości widmowej mocy. 83

I.11. Względna klasyfikacja stanów dynamicznych niektórych elementów kinematycznych układu napędowego 87

I.12. Weryfikacja uszkodzeń eksploatacyjnych głównych elementów konstrukcyjnych z wartościami niektórych estymat drganiowych 90

I.13. Podsumowanie i wnioski końcowe z badań wibracyjnych 93

Rozdział II. EMISJA AKUSTYCZNA W BADANIACH DIAGNOSTYCZNYCH MASZYN ... 96

II.1. Parametry emisji akustycznej 97

II.2. Uwarunkowania charakterystyk EA od stanu dynamicznego materiału 98

II.3. Transformacja sygnałów EA w kanale akustyczno-elektrycznym 100

II.4. Stosowana aparatury pomiarowa 103

II.5. Badania stanowiskowe głowic ramieniowych metodą EA 104

II.5.1. Opis stosowanego układu pomiarowego 105
II.5.2. Wyniki pomiarów i ich analiza .....

II.5.2.1. Rozkłady tempa amplitud EA w warunkach biegu jałowego 106
II.5.2.2. Przebiegi czasowe zliczeń EA w warunkach biegu jałowego 113
II.5.2.3. Rozkład tempa amplitud EA w warunkach obciążenia statycznego 116
II.5.2.4. Przebiegi czasowe liczby zliczeń EA w warunkach obciążenia nominalnego 120

II.6. Badania laboratoryjne próbek materiałowych elementów konstrukcyjnych głowicy 122

II.6.1. Opis badanego materiału 122
II.6.2. Charakterystyki aktywności EA badanych materiałów 124
II.6.3. Współzależność parametryczna sygnałów EA w badaniach stanowiskowo-laboratoryjnych 126

II.7. Wnioski i uwagi końcowe 128

Rozdział III. TERMOWIZYJNE BADANIA PROCESÓW CIEPLNYCH GŁOWIC RAMIENIOWYCH 131

III.1. Zasada działania systemu termowizyjnego 132

III.1.1. Odwzorowanie obrazów termowizyjnych 133
III.1.2. Zależność sygnału wyjściowego detektora od warunków pracy 135

III.2. Stosowany system termowizyjny AGA-750 137

III.3. Wyniki pomiaru rozkładu temperatur korpusu głowic 3RDU 138

III.4. Wnioski i uwagi końcowe z badań termowizyjnych 144

Str.

PODSUMOWANIE CAŁOŚCI PRACY 146

Dodatek. WYZNACZENIE CZĘSTOŚCI DRGAŃ WŁASNYCH ELEMENTÓW UKŁADU NAPĘDOWEGO GŁOWICY 148

D1. Model fizyczny układu napędowego 148

D.1.1. Wyznaczenie parametrów modelu fizycznego 149

D.1.1.1. Wyznaczenie momentów bezwładności 149

D.1.1.2. Wyznaczenie współczynników sztywności 149

D.1.1.3. Wyznaczenie częstości drgań własnych 151

LITERATURA 153

STRESZCZENIA 158

СОДЕРЖАНИЕ

Стр.

ВВЕДЕНИЕ 15

1. Общие предположения метода технического диагностирования механических объектов 16
2. Состояние знаний по техническому диагностированию машин 18
3. Цель и объем работы 19

Глава I. ВИБРОАКУСТИЧЕСКИЕ ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ 23

I.1. Диагностические модели генерирования виброакустических процессов 23

I.2. Физические причины колебаний генерируемых в механических системах 25

I.2.1. Возмущенные колебания роторов 25

I.2.2. Феноменологическое представление причин колебаний шариковых подшипников 27

I.2.3. Колебания зубчатых редукторов 30

I.3. Техническое описание объекта исследований 35

I.4. Феноменологическое представление причин колебаний приводной системы головки 36

I.5. Определение характеристической частоты приводной системы головки 39

I.6. Анализ дороги проходящей вибрационным сигналом 43

I.6.1. Линейная многовходная модель системы 44

I.6.2. Минимизация условий определяющих инвариантность переходной функции системы 48

I.7. Применяемые оценки вибрационного сигнала 50

I.7.1. Числовые оценки амплитуды вибрационных процессов 51

I.7.2. Спектарльная плотность мощности процесса 53

I.7.3. Полосовой коэффициент спектральной плотности мощности . 54

I.7.4. Метод кепструм 55

I.8. Применяемая измерительная система 58

I.9. Стендовые испытания плечевых головок 69

I.10. Результаты вибрационных исследований и их анализ 63

I.10.1. Действующие значения параметров колебаний 63

I.10.2. Весовой направляющий коэффициент параметров колебаний . 67

I.10.3. Число превышений вибрационным процессом нулевого уровня 72

Стр.

I.10.4. Нагрузочный целевой коэффициент параметров колебаний .. 74
I.10.5. Спектральные оценки вибрационных процессов 76
I.10.5.1. Функции спектральной плотности мощности 76
I.10.5.2. Полосовые коэффициенты спектральной плотности мощности 83
I.11. Относительная классификация динамических состояний некоторых кинематических элементов приводной системы 87
I.12. Учет эксплуатационных отказов главных конструкторских элементов и сравнение со значениями некоторых оценок по колебанию 90
I.13. Подведение итогов и выводы по вибрационным исследованиям 93
Глава II. АККУСТИЧЕСКАЯ ЭМИССИЯ В ДИАГНОСТИЧЕСКИХ ИССЛЕДОВАНИЯХ МАШИН 96
II.1. Параметры аккустической эмиссии 97
II.2. Зависимость характеристик ЕА от динамического состояния материала 98
II.3. Преобразование сигналов ЕА в аккустическо-электрическом канале. 100
II.4. Применяемая измерительная аппаратура 103
II.5. Стендовые испытания плечевых головок методом ЕА 104
II.5.1. Описание применяемой измерительной системы 105
II.5.2. Результаты измерений и их анализ 106
II.5.2.1. Распределения темпа амплитуд ЕА в условиях холостого хода 106
II.5.2.2. Временные характеристики числа счета ЕА в условиях холостого хода 113
II.5.2.3. Распределения темпа амплитуд ЕА в условиях статической нагрузки 116
II.5.2.4. Временные характеристики числа счета ЕА в условиях номинальной нагрузки 120
II.6. Лабораторные исследования опытных образцов из материалов конструкционных элементов головки 122
II.6.1. Описание исследуемого материала 122
II.6.2. Характеристики активности ЕА исследуемых материалов ... 124
II.6.3. Параметрическая взаимозависимость сигнала ЕА в стендолабораторных исследованиях 126
II.7. Выводы и подведение итогов исследований методом ЕА 128
Глава III. ТЕРМОВИЗИОННЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВЫХ ПРОЦЕССОВ ПЛЕЧЕВЫХ ГОЛОВОК 131
III.1. Принципы действия термовизионной системы 132
III.1.1. Отображение темровизионных образов 133
III.1.2. Зависимость выходного сигнала детектора от условий работы 135

Стр.

III.2. Применяемая термовизионная система АГА-750 137

III.3. Результаты измерения распределения температур корпуса головок 3RDV 138

III.4. Выводы и подведение итогов термовизионных исследований 144

ПОДВЕДЕНИЕ ИТОГОВ ВСЕЙ РАБОТЫ 146

Дополнение. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОБСТВЕННОЙ ЧАСТОТЫ КОЛЕБАНИЙ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДНОЙ СИСТЕМЫ ГОЛОВКИ 148

Д.1. Физическая модель приводной системы 148

Д.1.1. Определение параметров физической модели 149

Д.1.1.1. Определение инерционных моментов 149

Д.1.1.2. Определение коэффициентов жесткости 149

Д.1.1.3. Определение частоты собственных колебаний 151

ЛИТЕРАТУРА 153

РЕЗЮМЕ 158

CONTENTS

Page

INTRODUCTION 15

1. General principles of the method of mechanical object technical diagnosing 16
2. Present state of the art of technical diagnostics of machines 18
3. Aim and scope of the paper 19

Chapter I. VIBRO-ACOUSTIC DIAGNOSTIC TESTS 23

I.1. Diagnostic models of vibro-acoustic process generation 23

I.2. Physical causes of vibration generated in material system 25

I.2.1. Forced vibration of retors 25

I.2.2. Phenomenological formulation of the causes of rolling bearing vibration 27

I.2.3. Vibration of gears 30

I.3. Technical description of an object being tested 35

I.4. Phenomenological formulation of the causes of head power transmission system vibration 36

I.5. Determination of characteristic frequencies of head power transmission system 39

I.6. Analysis of vibration signal path 43

I.6.1. Model of multi-output linear system 44

I.6.2. Minimization of the conditions determining the system

I.7. Vibration signal estimated values being used 50

I.7.1. Numerical estimated values of vibration process amplitude 51

I.7.2. Spectral concentration of process power 53

I.7.3. Band spectral concentration coefficient of power 54

I.7.4. Cepstrum method 55

I.8. Measuring system being used 58

I.9. Lever head stand tests 60

I.10. Vibration test results and their analysis 63

I.10.1. Root-mean-square values of vibration parameters 63

I.10.3. Weight directive factor of vibration parameters 67

I.10.3. Number of vibration process transitions through a zero level 72

Page

I.10.4. Weight directive factor of vibration parameters 74
I.10.5. Spectral estimated values of vibration processes 76
I.10.5.1. Power spectral concentration functions 76
I.10.5.2. Band coefficients of power spectral coefficients 83
I.11. Relative classification of dynamic states of some kinematic elements of power transmission system 87
I.12. Verification of wear-out failures of main structural members with some estimated values of vibration 90
I.13. Summary and final conclusions derived from vibration tests 93

Chapter II. ACOUSTIC EMISSION IN DIAGNOSTIC TESTS OF MACHINES 96
II.1. Acoustic emission parameters 97
II.2. EA characteristic depending on the dynamic state of material .. 98
II.3. EA signal transformation in sound-electric channel 100
II.4. Measuring apparatus being used 103
II.5. Stand tests of lever heads by EA method 104
II.5.1. Description of the measuring system being used 105
II.5.2. Measurement results and their analysis 106
II.5.2.1. Distribution of EA amplitude rate under idle running conditions 106
II.5.2.2. Time functions of EA count number under idle running conditions 113
II.2.2.3. Distribution of EA amplitude rate under static load 116
II.2.2.4. Time functions of EA count number under nominal load conditions 120
II.6. Laboratory tests of the material samples of the head structural members 122
II.6.1. Description of the material tested 122
II.6.2. EA activity characteristics of tested materials 124
II.6.3. Parametric interdependence of EA signals in stand and laboratory tests 126
II.7. Final remarks and conclusions derived from EA method tests 128

Chapter III. THERMOVISUAL TESTS ON HEAT PROCESSES IN LEVER HEADS 131
III.1. Principle of thermovisual system operation 132
III.1.1. Thermovisual image projection 133
III.1.2. Dependence of detector output signal on working conditions 135
III.2. AGA-750 thermovisual system being used 137

Page

III.3. Results of 3RDV head housing temperature distribution measurement 138

III.4. Final remarks and conclusions derived from thermovisual tests. 144

SUMMARY OF THE WHOLE PAPER 146

Supplement. DETERMINATION OF FREE VIBRATION FREQUENCY OF THE HEAD POWER TRANSMISSION SYSTEM ELEMENTS 148

D.1. Physical model of the power transmission system 148

D.1.1. Determination of physical model parameters 149

D.1.1.1. Determination of the moments of inertia 149

D.1.1.2. Determination of rigidity coefficients 149

D.1.1.3. Determination of free vibration frequency 151

LITERATURE 153

SUMMARY 158

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

$x(t)$ - przebieg sygnału wejściowego,

$y(t)$ - przebieg sygnału wyjściowego,

$h(\tau)$ - odpowiedź impulsowa układu,

$H(f)$ - transmitancja układu,

$S_x(f)$, $S_y(f)$ - jednostronne funkcje gęstości widmowej mocy sygnałów na wejściu i wyjściu,

$z(t)$ - przebieg sygnału związanego z zakłóceniami,

$R(\tau)$ - funkcja autokorelacji,

$S_{xx}(f)$ - n-wymiarowa kwadratowa macierz widmowa,

Y_{RMS} - wartość skuteczna sygnału,

$\bar{Y}$ - wartość średnia sygnału,

$\hat{Y}$ - wartość szczytowa sygnału,

σ_Y - wariancja sygnału,

$(\hat{K}_{P,L})i$ - szczytowy współczynnik kierunkowy,

$(W_{P,L})^i$ - wagowy współczynnik kierunkowy,

$(K_o)^i$ - obciążeniowy współczynnik kierunkowy,

Y - wartość sygnału wyjściowego,

X - wartość sygnału wejściowego,

f_R - częstotliwość Rice'a procesu,

$\Theta_y^{P,L}(f_i)$ - pasmowy współczynnik gęstości widmowej mocy,

$C_y(\tau)$ - funkcja cepstrum,

$W^I_{\Delta\Theta_x}$, $W^{II}_{\Delta\Theta_x}$ - odpowiednio stany zdatności oraz niezdatności różnych klas,

b - współczynnik napięciowy tempa amplitud EA,

W_{ak} - współczynnik asymetrii korelacyjnej,

L_b - poziom zmian współczynnika napięciowego tempa amplitud,

B - średni współczynnik intensywności impulsów,

I_M - współczynnik obciążeniowy mocy tempa amplitud,

I_F - współczynnik obciążeniowy siły tempa amplitud,

E - współczynnik emisyjności promieniowania,

α_λ - widmowy współczynnik transmisji atmosfery,

k_i - współczynniki sztywności,

ε_i - współczynniki dyssypacji,

e_i - współczynniki podatności,

$\varkappa$ - współczynnik rozproszenia energii,

c_i - współczynniki tłumienia,

ω_i - częstości drgań własnych układu.

WSTĘP

W przemyśle węglowym powszechne zastosowanie znajdują ścianowe kombajny bębnowe płytkozabiorowe. W konstrukcji kombajnów węglowych wykorzystano zasadę budowy klockowej, co pozwoliło na niezależny rozwój poszczególnych zespołów kombajnu. Zespoły te łączy się ze sobą złączami śrubowymi, tworząc zwarty korpus maszyny. Zespoły kombajnu są posadowione na saniach kombajnowych będących konstrukcją nośną całego kombajnu. W skład ścianowego kombajnu węglowego wchodzą następujące zespoły zasadnicze:

- silnik elektryczny,
- ciągnik kombajnowy,
- głowica urabiająca,
- organ urabiający,
- skrzynia aparatury elektrycznej,
- sanie kombajnowe.

Silnik zasilany prądem elektrycznym zamienia energię elektryczną na mechaniczną, która jest przekazywana poprzez przekładnie zębate i hydrauliczne do poszczególnych elementów wykonawczych kombajnu ścianowego.

Podstawowym zespołem kombajnu ścianowego jest głowica urabiająca, stanowiąca przekładnię zębatą przenoszącą moment obrotowy silnika elektrycznego na organ urabiający. Wewnątrz głowicy znajduje się zespół kół zębatych oraz sprzęgło zębate do rozłączenia ciągu kinematycznego. Ramieniowe głowice urabiające umożliwiają przemieszczenie organów urabiających w płaszczyźnie pionowej w zależności od aktualnej grubości pokładu. Szczegółowy opis techniczny głowicy kombajnowej podano w p.I.3.

Z uwagi na występowanie częstych awarii eksploatacyjnych elementów konstrukcyjnych układu napędowego głowic znaczącym zagadnieniem w czasie procesu produkcji czy też remontu głowic jest kompleksowa ocena ich stanu technicznego, a w szczególności wykrywanie, lokalizowanie oraz klasyfikowanie powstałych niesprawności, co w konsekwencji winno prowadzić do poprawy jakości produkowanych głowic zarówno w fazie produkcji, jak i remontu, przyczyniając się do zwiększenia ich niezawodności eksploatacyjnej. Z tego względu szczególną uwagę w procesie kontroli jakości maszyn górniczych nabierają obecnie metody zmierzające do określenia stanu technicznego maszyny bez jej demontażu oraz ciągła modyfikacja prowadząca do poprawy ich efektywności i skuteczności [12, 13].

1. Ogólne założenia metody diagnozowania technicznego obiektów mechanicznych

W procesie diagnostycznym można wyróżnić trzy podstawowe czynności, a mianowicie:

a) pomiary wartości określonych parametrów diagnostycznych i ich porównanie z ustalonymi uprzednio wartościami górniczymi;
b) analizę przyczyn i charakteru powstałych odchyleń od wartości granicznych;
c) ocenę prawdopodobnej miary sprawności technicznej maszyny.

Również bardzo istotnym elementem w procesie kontroli stanu dynamicznego maszyny jest zbieranie, analizowanie i statystyczne opracowanie informacji o charakterystycznych niesprawnościach, na podstawie których można sformułować zalecenia do poprawy skuteczności stosowanej metody oraz określić kierunki modernizacji i doskonalenia wyrobu finalnego. Duże znaczenie ma także sam proces określenia przyszłych stanów obiektu, na podstawie których można przewidzieć czas prawidłowej jego pracy [26, 39].

Kontrola stanu technicznego maszyny oraz poprawność przyjętego rozwiązania konstrukcyjnego winny być również przedmiotem analizy dynamicznej układu napędowego maszyny, którą można przeprowadzić na drodze teoretyczno-doświadczalnej, modelując procesy zachodzące w trakcie obciążenia dynamicznego, uwzględniając przy tym następujące zjawiska fizyczne:

- względny ruch elementów,
- wzajemną wymianę energii,
- pokonywanie dyssypacyjnych i technologicznych oporów ruchu.

Wymienionym zjawiskom towarzyszą mechaniczne wzajemne oddziaływania elementów par kinematycznych, które powodują ciągłą zmianę cech geometrycznych węzłów wskutek oddziaływań sprężystych oraz luzów powstałych w wyniku nieprawidłowego montażu i uszkodzeń losowych powierzchni styku. Określenie wielkości i rodzaju tych oddziaływań ma szczególne znaczenie, bowiem pojawienie się nadmiernych luzów wprowadza do układu dodatkową liczbę stopni swobody, a tym samym zmianę podstawowych parametrów dynamicznych układu napędowego [65, 66].

Wytwarzanie elementów maszyn i mechanizmów jest nieodłącznie związane z różnego rodzaju przypadkowością. W ramach każdej klasy tolerancji wykonawczych zawsze istnieje przypadkowy rozrzut wymiarów między różnymi egzemplarzami tej samej partii wyrobu. Podobną przypadkowość można zaobserwować mierząc właściwości materiałowe tworzywa poszczególnych elementów, takie jak np. sprężystość, plastyczność, twardość czy też zdolność tłumienia drgań. W dziedzinie właściwości infrastrukturalnych w pierwszym rzędzie należy wymienić różnice w kładzie fizykochemicznym i mikrostrukturze elementów maszyn, a zwłaszcza ich warstw wierzchnich, gdyż one to są właśnie najbardziej narażone na działanie kompleksowych obciążeń w procesie eksploatacji. Pod-

czas montażu współpracujących elementów w funkcjonalną zintegrowaną całość, mimo starannego doboru i kojarzenie par obrotowych, na każdym etapie powstają nieuniknione, przypadkowe odchyłki od wzorca idealnego procesu montażu. Analiza partii maszyn tego samego typu wykaże więc przypadkowy rozkład własności geometryczno-mechanicznych wokół średniej określonej własnościami wzorca, powodujący rozrzut w charakterze procesów dynamicznych zachodzących w maszynach [49].

Podczas pracy urządzenia mechaniczne realizują różne procesy wyjściowe, które można podzielić na:

- robocze, związane bezpośrednio z własnościami użytkowymi funkcji celu danego urządzenia (przemiany energetyczne, wymiana ciepła, tarcie przy współpracy elementów mechanizmów),
- towarzyszące, do których należy zaliczyć szumy, drgania, jak również ilość wydzielonego ciepła określonego przez szybkość narastania temperatury określonych elementów.

Wśród zjawisk towarzyszących istotne miejsce zajmują procesy wibracyjne, termiczne oraz zjawisko emisji akustycznej (EA). Do podstawowych zagadnień diagnostyki wibracyjnej należy zaliczyć znalezienie sposobu rozdzielenia sygnału użytecznego oraz utworzenie takiej jego miary, która by w sposób najpełniejszy odzwierciedlała stan dynamiczny określonej pary kinematycznej badanego układu. Ważnym parametrem w procesie kontroli stanu technicznego jest również temperatura obiektów mechanicznych i ich elementów, świadcząca o prawidłowości technicznej konstrukcji obiektu, jego wykonania i prawidłowości pracy. Więcej informacji zawiera rozkład temperatur obiektu, a jeszcze więcej obraz cieplny obiektu, zwany termogramem. Zagadnieniem zobrazowania stanu cieplnego ciał zajmuje się gałąź nauki i techniki zwana termografią i jej najnowsza odmiana zobrazowana w czasie rzeczywistym - termowizja.
Termowizory mogą być wykorzystywane we wszystkich dziedzinach nauki i techniki, w których występuje przepływ ciepła [19].

Oprócz zjawisk wibroakustycznych i termicznych, uwzględnianych w diagnostyce technicznej maszyn i urządzeń, w pracy wykorzystano również w tym samym celu zjawisko emisji akustycznej (EA), jako nową metodę stosowaną po raz pierwszy w procesie kontrolnego diagnozowania złożonych układów mechanicznych, do jakich należą głowice kombajnowego [69, 70, 71].

Emisja akustyczna obejmuje przedział częstotliwości ultradźwiękowych i stanowi zanikającą falę sprężystą, powstałą w wyniku gwałtownego wyzwolenia energii sprężystej nagromadzonej w materiale. Przy czym przez pojęcie materiału należy rozumieć zarówno materiały w postaci gruntu, betonu, ceramiki, jak też metali i ich stopów. Każdy z materiałąw tak rozumianych ma pierwotny lub nabyty w trakcie obróbki czy eksploatacji niejednorodny rozkład wewnętrznej energii sprężystej. Jeśli w pewnej chwili pojawi się zewnętrzna przyczyna zmieniająca rozkład energii wewnętrznej, to wówczas w pewnych obszarach materiału nastąpi wyzwolenie porcji energii sprężystej

w postaci zanikającej fali sprężystej. Wynika stąd, że EA jako nośnik informacji może spełniać uzupełniającą funkcję w badaniach diagnostycznych maszyn. W przypadku badania głowic kombajnowych EA może dostarczyć określonych informacji umożliwiających lokalizację węzłów kinematycznych charakteryzujących się wysokim stopniem intensywności generowanych fal sprężystych EA, a tym samym gorszym stanem technicznym. Z uwagi jednak na stochastyczny charakter generacji fal sprężystych EA w materiałach konstrukcyjnych istotnym zagadnieniem jest opracowanie skutecznej metodyki obróbki sygnału EA umożliwiającej wyselekcjonowanie takiem miary, która byłaby proporcjonalna do intensywności generowanych fal sprężystych EA. W pracy podjęto udaną próbę ustalenia odpowiednich miar diagnostycznych sygnałów EA (s. 106).

Analizowane w pracy trzy dziedziny diagnozowania maszyn górniczych wykorzystujące procesy wibracyjne w pasmie częstotliwości akustycznych, zjawisko EA oraz procesy termiczne charakteryzujące intensywność przemian cieplnych w układzie napędowym głowicy stanowią przedmiot podjętych badań doświadczalno-analitycznych, prowadzących do ustalenia stopnia ich przydatności w procesie kontroli stanu jakości głowic ramieniowych.

2. Aktualny stan wiedzy w zakresie diagnostyki technicznej maszyn

Prowadzone dotychczas prace z zakresu wibroakustycznej diagnostyki maszyn związane były głównie z określeniem przydatności do oceny diagnostycznej stanu maszyny powszechnie stosowanych estymat statystycznych takich jak funkcja gęstości widmowej mocy, funkcja auto- czy interkorelacji, funkcja rozkładu gęstości prawdopodobieństwa amplitud, jak również metody oparte na funkcji koherencji [3]. Zastosowanie funkcji koherencji do oceny stanu zazębienia kół zębatych wydaje się być dość problematyczne z uwagi na losowość zmian tej funkcji w zależności od zmiany położenia czujnika na korpusie przekładni. Na podkreślenie zasługują również opracowane ostatnio metody dotyczące estymacji obwiedni sygnałów WA, jak również czynnego eksperymentu diagnostycznego w warunkach losowych, które mogą być z powodzeniem stosowane do prostych układów mechanicznych [1].

Prowadzone są również prace związane z poszukiwaniem właściwych kryteriów wnioskowania, umożliwiających identyfikację klas stanów maszyn na podstawie metod rozpoznawania obrazów, teorii systemów i teorii zbiorów rozmytych [15].

Mimo dużej ilości prac, w tej dziedzinie badań odczuwa się jednak brak ocen bardziej miarodajnych zorientowanych na określony typ uszkodzenia obiektu. Stosowane dotychczas miary amplitudowe mają niekorzystną cechę, gdyż są dość wrażliwe na zmiany transmitancji układu w badanych punktach pomiarowych korpusu maszyny, a ponadto zależą również od zmiennych warunków pracy maszyny. Uwzględniając te fakty autor wprowadził i określił w pracy estymaty bezwymiarowe, które nie posiadają tych niekorzystnych cech, co stanowi o ich lepszej przydatności w procesie diagnozowania technicznego złożonych układów mechanicznych.

3. Cel i zakres pracy

Celem pracy jest opracowanie skutecznych metod kontroli zmian stanu dynamicznego złożonych układów mechanicznych opartych na odpowiedniej rejestracji i analizie sygnałów diagnostycznych obejmujących trzy dziedziny uwzględniające procesy wibracyjne, zjawisko EA oraz procesy termiczne, a w szczególności:

- poszukiwanie odpowiednich wielkości fizycznych sygnału diagnostycznego, odzwierciedlających w sposób najodpowiedniejszy zmiany stanu dynamicznego diagnozowanych elementów maszyny,
- utworzenie szeregu oryginalnych estymat wymiarowych, jak również bezwymiarowych cechujących się dużym zakresem zmian w funkcji obciążenia statycznego oraz kierunku obrotu wału wyjściowego,
- opracowanie metod diagnostycznych obejmujących zarówno zakres częstotliwości akustycznych, jak również wysokoczęstotliwościowe pasmo EA, umożliwiających przeprowadzenie globalnej klasyfikacji stanu dynamicznego całej maszyny oraz niektórych par kinematycznych układu napędowego względem umownie przyjętego i teoretycznie uzasadnionego wzorcowego poziomu odniesienia,
- wyznaczenie charakterystyk obciążeniowych parametrów EA umożliwiających rozróżnienie materiałowe niektórych elementów konstrukcyjnych układu napędowego głowic w warunkach stanowiskowo-laboratoryjnych,
- wykazanie przydatności utworzonych rozkładów termicznych otrzymanych na podstawie termowizyjnych badań procesów cieplnych generowanych przez określone pary kinematyczne w warunkach zmiany obciążenia statycznego.

Praca składa się z trzech rozdziałów obejmujących trzy niezależne dziedziny diagnozowania technicznego.

Rozdział I obejmuje problematykę związaną z kontrolną diagnostyką wibroakustyczną, prowadzoną na specjalnym stanowisku pomiarowym w układzie mocy krążącej. Wskazano tu na złożoność procesu diagnozowania wibracyjnego w odniesieniu do maszyn o złożonej konstrukcji mechanicznej, jak również na istotną rolę zniekształceń i zakłóceń zależnych od miejsca odbioru drgań na korpusie. Uwzględniając pewne cechy modeli matematyczno-fizycznych badanego obiektu i stosowanego systemu diagnostycznego wykazano, że w pewnych warunkach eksperymentu diagnostycznego można zminimalizować wpływ transmitancji układu na estymację rejestrowanych sygnałów wibroakustycznych. Utworzone w tych warunkach miary sygnałów wibroakustycznych w postaci odpowiednich współczynników kierunkowych i pasmowych parametrów drgań umożliwiają przeprowadzenie klasyfikacji stanu dynamicznego badanego obiektu. Zwrócono również uwagę na istotne znaczenie wyznaczonych doświadczalnie częstotliwości Rice'a przemieszczenia i prędkości drgań w procesie diagnozowania złożonych układów mechanicznych, na podstawie których można było dokonać lokalizacji głównych źródeł drgań w określonych punktach pomiarowych korpusu.

Przedstawiona metoda diagnozowania wibracyjnego stanowi ważne uzupełnienie metod już stosowanych i może być z powodzeniem wykorzystana do oceny stanu technicznego różnych urządzeń mechanicznych.

Rozdział II pracy obejmuje badania diagnostyczne głowic kombajnowych wykorzystujące zjawisko EA w pasmie częstotliwości ultradźwiękowych. Celem przeprowadzonych badań diagnostycznych metodą EA była ocena przydatności tej metody do określenia stanu dynamicznego głowic ramieniowych kombajnów ścianowych KGS-320 podczas ich pracy na biegu jałowym, jak również pod obciążeniem statycznym. Wprowadzone w pracy estymaty rejestrowanych sygnałów EA w postaci współczynników napięciowych i obciążeniowych tempa amplitud stanowią oryginalne uzupełnienie stosowanych dotychczas zdeterminowanych miar, opisujących intensywność generowanych fal sprężystych EA. Badania te były prowadzone dwukierunkowo. Pierwszy kierunek związany był z badaniami całego układu napędowego głowicy w warunkach stopniowego obciążenia statycznego, natomiast drugi kierunek dotyczył badań laboratoryjnych próbek pobranych z określonych elementów napędowych głowicy, poddanych następnie jednoosiowemu ściskaniu mechanicznemu podczas wzrastającego obciążenia zewnętrznego. Uzyskane w tych warunkach charakterystyki obciążeniowe tempa amplitud pozwoliły na identyfikację niektórych elementów konstrukcyjnych układu napędowego głowic kombajnowych. Fakt ten stanowi istotną nowość w procesie badań stanowiskowo-laboratoryjnych układów mechanicznych, obejmujących ultradźwiękowy przedział częstotliwości.

Rozdział III dotyczył badań z zakresu zjawisk termicznych, których celem było wyznaczenie cieplnego obrazu obiektu w czasie rzeczywistym za pomocą aparatury termowizyjnej. Otrzymane termogramy umożliwiały przeprowadzenie oceny przebiegów termostatycznych i termokinetycznych określonych węzłów układu kinematycznego badanych głowic. Pozwoliło to na przeprowadzenie dokładnej analizy termicznej, umożliwiającej rejestrację miejsc przegrzania, a pośrednio również ocenę intensywności tarcia określonych węzłów napędowych głowicy. Poprzez wprowadzone następnie względne miary stanu cieplnego autor wskazał na istotną rolę zjawisk cieplnych często niedocenianych w procesie diagnozowania obiektów mechanicznych. Temperatura jako parametr fizyczny, a w szczególności jej zmiany w czasie, wyznaczone np. przez rozkłady temperaturowe na powierzchni korpusu obiektu mechanicznego w określonych punktach węzłowych, stanowi również źródło istotnych informacji o przebiegu procesów cieplnych zachodzących w maszynach. Przeprowadzona interpretacja rozkładów potwierdziła przydatność pomiaru promieniowania podczerwonego do określenia stanu cieplnego badanych głowic ramieniowych.

Opierając się na badanych procesach fizycznych generowanych przez układ napędowy głowicy, opracowano metody pozwalające na określenie zmiany stanu dynamicznego spowodowane błędami wykonawczymi, niejednorodnością materiałową elementów konstrukcyjnych czy też błędami montażowymi określonych par kinematycznych układu napędowego, przekraczającymi dopuszczalne poziomy tolerancji wykonawczo-montażowej. Przedstawione metody kompleksowego diagnozo-

wania mogą być zastosowane zasadniczo do dowolnego układu dynamicznego, w którym występują koła zębate, wały oraz łożyska.

Rozdział I

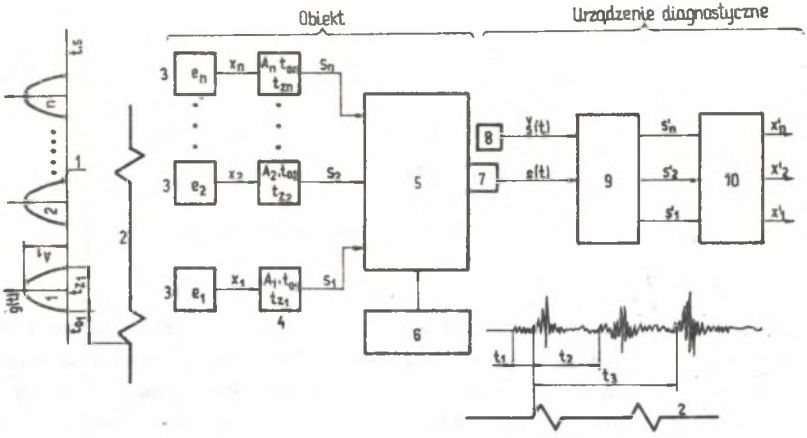
WIBROAKUSTYCZNE BADANIA DIAGNOSTYCZNE

Problematyka związana z diagnostyką techniczną, a w szczególności z diagnostyką wibroakustyczną maszyn i urządzeń mechanicznych wymaga znajomości pewnych ogólnych pojęć i zależności charakteryzujących dynamikę pracy układów fizycznych. W związku z tym zostaną na wstępie opisane pewne prawidłowości i zależności związane z generacją drgań układów mechanicznych zawierających typowe elementy konstrukcyjne takie jak wały, koła zębate oraz łożyska toczne.

I.1. DIAGNOSTYCZNE MODELE GENERACJI PROCESÓW WIBROAKUSTYCZNYCH

Chcąc uzyskać informacje o stanie technicznym maszyny zawarte w emitowanych procesach wibroakustycznych, należy najpierw zapoznać się z mechanizmem ich generacji.

Analiza procesów dynamicznych takich jak: drgania, naprężenia, hałas, chwilowy moment napędowy w maszynach o stacjonarnym ruchu okresowym wykazuje, że procesy te można uznać za słabookresowe [26]. Złożone są one z procesu zdeterminowanego - poliharmonicznego i zakłóceń o szerokim widmie tzw. szumu. Dokładna analiza widmowa tych procesów potwierdza ten wniosek, wykazując obecność w widmie częstości podstawowej związanej z liczbą obrotów oraz szeregu liniowo zależnych wyższych składowych harmonicznych. Znając kinematykę pewnej klasy maszyn można z góry określić, jaka składowa jest związana z pracą danego elementu konstrukcyjnego maszyny. Ogólny schemat powstawania diagnostycznego sygnału wibroakustycznego przedstawiono na rys. I-1 [49]. Podstawowymi źródłami generacji sygnału są pary kinematyczne 3, wytwarzające ciąg następujących po sobie impulsów uderzeniowych 1. Wszystkie elementy obiektu pracują w określonej kolejności, generując zderzenia w parach kinematycznych. Rozpatrując w tych warunkach położenie impulsu uderzeniowego względem sygnału odniesienia 2 można określić parę kinematyczną, która go wytworzyła, co będzie możliwe wówczas, jeśli znamy następstwo czasowe interesujących zderzeń w stosunku do pewnego sygnału odniesienia. W takim przypadku sygnał odniesienia steruje bramką urządzenia strobującego, otwierając bramkę co ściśle określony przedział czasu T, z określonym interwałem otwarcia. W wyniku zderzenia części generowane są drgania, w których jest zakodowana informacja o stanie par kinematycznych. Informa-



Rys. I-1. Schemat powstawania sygnału wibroakustycznego

1 - ciąg impulsów uderzeniowych, 2 - sygnał odniesienia, 3 - źródło sygnału (element maszyny), 4 - kodowanie sygnału, 5 - korpus maszyny, 6 - zakłócenia, 7 - czujnik drgań, 8 - mikrofon, 9 - układ rozdzielenia sygnału, 10 - układ pomiaru parametrów sygnału, $x_1,x_2,...,x_n$ - rzeczywiste wartości parametrów struktury par kinematycznych, $s_1,s_2,..,s_n$ - sygnały par kinematycznych, s(t) - diagnostyczny sygnał drganiowy, š(t) - diagnostyczny sygnał hałasowy, $s'_1,s'_2,...,s'_n$ - składowe sygnału wibroakustycznego, $x'_1,x'_2,...,x'_n$ - zmierzone wartości parametrów struktury

Fig. I-1. Creation diagram of vibroacoustic signal

1 - sequence of impact pulses, 2 - reference signal, 3 - signal source (machine component), 4 - signal coding, 5 - machine frame, 6 - noise, 7 - vibration pick - up, 8 - microphone, 9 - signal separation system, 10 - signal parameter measuring system, $x_1,x_2,...,x_n$ - real values of kinematic pair structure parameters, $s_1,s_2,...,s_n$ - kinematic pair signals, s(t) - diagnostic vibration signal, š(t) - diagnostic noise signal, $s'_1,s'_2,...,s'_n$ - components of vibroacoustic signal, $x'_1,x'_2,...,x'_n$ - measured values of structure parameters

cje te są określone przez czasowe położenie impulsu t_o, długość jego trwania t_z, amplitudę A oraz jego kształt. Generowane drgania rozprzestrzeniają się w ośrodku 5 stanowiącym zespolony układ dynamiczny maszyny i docierają do przetworników energii 7, 8, przekazując informacje o charakterze wzajemnego oddziaływania części, a tym samym o ich stanie technicznym. Przetwornik 7 służy do percepcji drgań i jest z reguły czujnikiem piezoelektrycznym. W zewnętrznym obwodzie czujnika można wykonywać kolejne całkowania i uzyskać w ten sposób sygnał proporcjonalny do prędkości lub przemieszczenia drgań. Równolegle można również zastosować przetwornik 8, będący mikrofonem kondensatorowym, którzy przetwarza zmiany ciśnienia akustycznego na sygnał elektryczny. Wynika stąd możliwość oceny stanu dynamicznego par kinematycznych maszyny poprzez pomiar i analizę odpowiednich parametrów drgań lub hałasu. Jednak należy tu zwrócić uwagę na fakt, że drgania rejestrowane są z reguły na korpusie maszyny i z tego względu należy uwzględnić wpływ transmitancji na estymację rejestrowanych sygnałów, odzwierciedlających stan dynamiczny określonych elementów konstrukcyjnych

układu napędowego. Z przetworników 7, 8 sygnał elektryczny jest podawany do urządzeń 9 i 10 rozdzielenia, przetwarzania i pomiaru określonych parametrów. Wyjściowy sygnał wibroakustyczny s(t) stanowi sumaryczny zbiór oddziaływania wszystkich par kinematycznych układu. Z zagadnieniem tym wiążą się dwa podstawowe problemy, których rozwiązanie stanowi przedmiot badań wielu prac z tej dziedziny. Pierwszy problem jest związany ze znalezieniem skutecznych sposobów rozdzielenia sygnału wyjściowego s(t) na składowe $s_1, s_2, \ldots, s_n$, z których każda winna odzwierciedlać stan dynamiczny określonej pary kinematycznej. Natomiast drugi problem dotyczy zagadnienia pomiarów wartości określonych parametrów oraz przeprowadzenia na ich podstawie oceny stanu technicznego określonych par kinematycznych badanego układu.

I.2. FIZYCZNE PRZYCZYNY DRGAŃ GENEROWANYCH W UKŁADACH MECHANICZNYCH

Podstawowymi elementami większości urządzeń mechanicznych są wały, łożyska i koła zębate, które odpowiednio ze sobą połączone tworzą złożone konstrukcje, cechujące się praktycznie nieograniczoną liczbą stopni swobody. Do zasadniczych mechanicznych przyczyn drgań należy zaliczyć występowanie sił bezwładności podczas ruchu elementów ze zmiennymi przyśpieszeniami, sił tarcia oraz sił impulsowych, spowodowanych zderzeniami współpracujących części na skutek istnienia luzów. Istnienie luzów w parach kinematycznych maszyny stanowi główną przyczynę występowania zderzeń, w wyniku których powstają siły impulsowe o znacznej intensywności i krótkim czasie trwania. Z uwagi na występujące sprzężenia zwrotne w elementach dynamicznych układu napędowego, jak również rejestrowane częstotliwości charakterystyczne, odzwierciedlające pasma wzmożonej emisji drgań tych elementów, poniżej zostaną przeanalizowane główne przyczyny drgań podstawowych elementów kinematycznych układu napędowego głowicy.

I.2.1. Drgania wymuszone wirników

Szczególną cechą zjawisk dynamicznych występujących w układach wirujących jest fakt jednoczesnego występowania ruchu drgającego wirnika (drgania giętne, giętno-skrętne, lub giętno-skrętno-wzdłużne wału) oraz ruchu wirowania - chwilowych obrotów wału wirnika. Oba te ruchy są wzajemnie uzależnione i sprzężone przy czym na ogół ten pierwszy ruch ma charakter zaburzający, niekorzystny, natomiast drugi związany jest z poprawnym funkcjonowaniem wirnika. Przyczyny zaburzeń podstawowego ruchu wirników są bardzo różnorodne [41, 44]. Niektóre wynikają z samych warunków pracy wirnika, natomiast przyczyną innych mogą być niedokładności technologiczne, montażowe czy też zużywanie się części w procesie eksploatacji.

Jedną z najpoważniejszych przyczyn zaburzeń ruchu wirującego stanowią odśrodkowe siły bezwładności, powstające wskutek niepokrywania się osi wirowania z jedną z głównych, centralnych osi bezwładności układu wirującego.

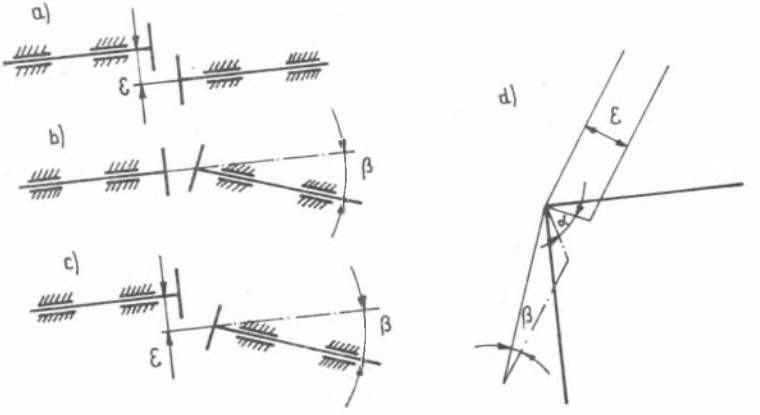
Niejednakowe położenie tych osi może być spowodowane niedokładnym technologicznym wyrównoważeniem mas wirujących. W wyniku niewyrównoważenia przy ruchu obrotowym wału pojawiają się okresowe odśrodkowe siły bezwładności, które mając częstość równą prędkości wirowania, wywołują kołowe drgania giętne wału, tzw. precesję synchroniczną. Odśrodkowe siły bezwładności działają analogicznie jak zewnętrzne, okresowe wymuszenia i mogą wywołać zjawisko rezonansu, noszące w tym przypadku nazwę stanu krytycznego pierwszego rodzaju. Wały szeregu maszyn charakteryzują się często tym, że ich przekroje poprzeczne mają nie jednakowe wartości głównych momentów bezwładności, a w konsekwencji niejednakowe sztywności w różnych płaszczyznach zginania, przechodzących przez oś wału (anizotropia sztywności wału). Anizotropia własności sprężystych wału podczas wirowania wywołuje efekt podobny do efektu występującego w układach wymuszanych parametrycznie. Podczas ruchu takich wirników obserwuje się występowanie zakresów prędkości obrotowych wału, w których wirowanie jest niestateczne, powodujące występowanie drgań giętnych o rosnących amplitudach. Drgania tego typu, w obszarach rezonansu parametrycznego mają charakter precesji asynchronicznej wału [7]. Podobne zjawiska typu drgań parametrycznych powstają również w przypadku, gdy osadzone na wale masywne i stosunkowo sztywne elementy (tarcze, bębny) mają niejednakowe główne momenty bezwładności względem osi prostopadłych do osi wirowania, co prowadzi w konsekwencji do tzw. anizotropii własności bezwładnościowych, stanowiącej efekt podobny do opisanego wyżej efektu wzbudzenia parametrycznego.

Sposób ułożyskowania i podparcia wału odgrywa również istotną rolę w pracy wirnika, wpływając w znaczący sposób na dynamiczne warunki w układzie wirującym. Zbyt duże luzy w łożyskach mogą być również źródłem zaburzeń ruchu wału, powodującym powstanie udarów, jak również zmianę rozkładu niewyrównoważenia. Również nieidealnie przeprowadzony montaż wirników może być przyczyną powstawania dodatkowych odkształceń statycznych, które w powiązaniu z występującymi często odkształceniami cieplnymi mogą być przyczyną powstawania drgań i towarzyszących im obciążeń dynamicznych wałów i łożysk [29].

Stan dynamiczny maszyny zależy również od względnych promieniowych położeń łączonych wałów. Jeżeli przemieszczenia obu wałów mają takie same kierunki i wartości, to wówczas ich współosiowość zostaje zachowana. Natomiast przy kierunkach przeciwnych wartości względnych przemieszczeń będą równe sumie odchyłek od położenia równowagi. W praktyce rozróżnia się przemieszczenia promieniowe, kątowe, osiowe oraz skośne, które schematycznie przedstawiono na ry s. I-2 [44].

Podczas przemieszczenia promieniowego osie wałów są przesunięte równolegle o wartość mimośrodowości ε (rys. I-2a), przy czym kierunek ich przesunięcia może być w zasadzie dowolny. W przypadku przemieszczenia kątowego osie wałów leżą w jednej płaszczyźnie, lecz są nachylone pod kątem β (rys. I-2b). Często występują równocześnie przemieszczenia promieniowe i

kątowe, przy czym osie wałów mogą leżeć w jednej płaszczyźnie (rys. I-2c) lub też tworzyć proste skośne (rys. I-2d). W tym ostatnim przypadku rozosiowanie wałów jest określone przez trzy parametry: mimośrodowość ε, przemieszczenie kątowe β oraz kąt α zawarty między płaszczyznami, w których wystąpiły przemieszczenia promieniowe i kątowe.



Rys. I-2. Przypadki rozosiowania wirników
a) promieniowe, b) kątowe, c) promieniowo-kątowe, d) skośne
Fig. I-2. Examples of rotor alignment
a) radial, b) angular, c) radial-angular, d) skew

Wymienione rodzaje rozosiowania wywołują drgania osiowe i promieniowe, przy czym podczas równoległego przesunięcia osi, drgania osiowe łożysk są nieznaczne, natomiast amplitudy drgań promieniowych mają duże wartości. W przypadku niewyrównoważenia elementów obrotowych dominującą częstotliwością w widmie przemieszczenia drgań będzie częstość charakterystyczna f_o obracającego się wirnika, przy czym maksimum amplitudy wystąpi na kierunku promieniowym osi wału. Natomiast nieosiowość lub zgięcie wału może spowodować występowanie w widmie przemieszczenia drgań częstotliwości dyskretnych, odpowiadających pewnej częstości charakterystycznej f_o lub też jej wielokrotności, najczęściej $2f_o$, a niekiedy $3f_o$, $4f_o$, które mogą zostać ujawnione na kierunku osiowym, jak również radialnym [10].

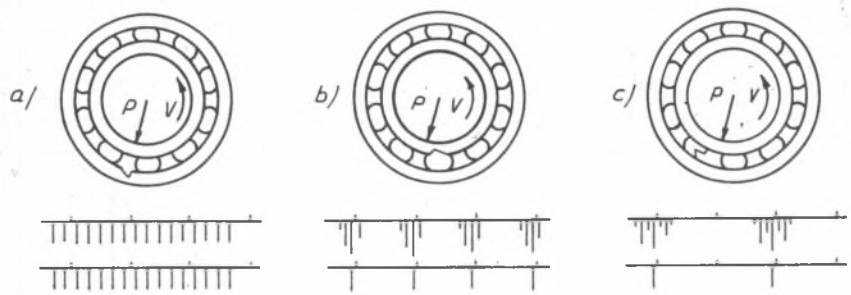
I.2.2. Fenomenologiczne ujęcie przyczyn drgań łożysk tocznych

Zadaniem łożysk tocznych jest bezpośrednie przeniesienie obciążeń z elementu wirującego na korpus maszyny przy małych oporach ruchu. Ze względu na kinematykę elementów tocznych łożyska dzielimy na dwa rodzaje [43] - łożyska ślizgowe i łożyska toczne, natomiast ze względu na sposób przenoszenia obciążenia na korpus - łożyska dzielimy na: poprzeczne (promieniowe), wzdłużne (oporowe) i poprzeczno-wzdłużne (skośne). Łożysko toczne stanowi równoległe połączenie biernego i czynnego elementu mechanicznego, w wyniku czego

staje się generatorem drgań mechanicznych. Własności generujące drgania łożyska tocznego są głównie związane z chwilową zmianą liczby elementów tocznych przenoszących obciążenie, a także z nieidealnym zarysem bieżni. Występowanie tych dwóch niekorzystnych cech łożysk tocznych w powiązaniu z nadmiernym luzem powodują konieczność kontroli własności dynamicznych łożysk zarówno w fazie produkcji, jak i eksploatacji [4, 72]. Technologiczne i eksploatacyjne przyczyny drgań łożysk tocznych mogą być w wielu przypadkach wykryte w warunkach ich zabudowy w przekładniach zębatych za pomocą wąskopasmowej analizy drgań [31]. Nierówności współpracujących ze sobą powierzchni tocznych stanowią jedną z przyczyn drgań łożysk tocznych. Makro- i mikrogeometria tych powierzchni zależy od procesów wykańczających. Nałożenie się szeregu zjawisk w czasie obróbki elementów łożyska warunkuje różnorodność uzyskanych chropowatości powierzchni, co powoduje, że kształt i rozmiary mikronierówności są zmiennymi losowymi. Z tego względu w procesie projektowania układu wirnikowego nie można ocenić jednoznacznie amplitudy drgań łożyska tocznego. Szczególnie duży wpływ na stan wibroakustyczny łożysk tocznych mają wszelkiego typu uszkodzenia powierzchni bieżni. Ze względu na toczenie się części tocznych pomiędzy powierzchniami o krzywoliniowych tworzących rzeczywisty ruch jest bardzo złożony. Na złożoność tę wpływają dodatkowo siły tarcia i bezwładności działające na części toczne, które w zależności od umiejscowienia pewnych uszkodzeń mechanicznych w czasie ruchu stanowią źródło drgań o amplitudach mieszczących się w różnych pasmach częstotliwości [25].

Na rys. I-3 przedstawiono trzy typowe rodzaje uszkodzeń łożyska, wywołujące okresowe impulsy wibroakustyczne:

- uszkodzenie miejscowe pierścienia zewnętrznego,
- uszkodzenie miejscowe pierścienia wewnętrznego,
- uszkodzenie jednego elementu tocznego.



Rys. I-3. Typowe rodzaje uszkodzeń łożyska wywołujące okresowe impulsy wibroakustyczne

a) uszkodzenie pierścienia zewnętrznego, b) uszkodzenie pierścienia wewnętrznego, c) uszkodzenie elementu tocznego

Fig. I-3. Typical defects of bearing causing periodical vibroacoustic pulses

a) defect of the bearing cup, b) defect of the bearing cone, c) defect of the rolling element

Uszkodzenia te powodują impulsowe wymuszenia o częstotliwości powtarzania:

- w przypadku uszkodzenia pierścienia zewnętrznego:

$$f_1 = \frac{n}{2} f_w \left(1 - \frac{d}{D} \cdot \cos\beta\right) \qquad \text{(I-2.1)}$$

- w przypadku uszkodzenia pierścienia wewnętrznego:

$$f_2 = \frac{n}{2} f_w \left(1 + \frac{d}{D} \cdot \cos\beta\right) \qquad \text{(I-2.2)}$$

- w przypadku uszkodzenia elementu tocznego:

$$f_3 = f_w \cdot \frac{D}{d} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cdot \cos\beta\right)^2\right] \qquad \text{(I-2.3)}$$

gdzie:

f_w - częstość obrotów pierścienia,
n - liczba elementów tocznych,
β - kąt działania siły (przyporu),
d - średnica elementu tocznego,
D - średnica podziałowa koszyka.

W przypadku zwykłych przekładni o stałych osiach jeden pierścień jest unieruchomiony, a drugi obraca się z prędkością wału f_o. Wówczas uwzględniając wzory (I-2.1), (I-2.2), (I-2.3) uzyskuje się następujące związki:

$$\frac{f_1}{f_o} < \frac{n}{2}; \quad \frac{f_2}{f_o} > \frac{n}{2}; \quad \frac{f_3}{f_o} < \frac{D}{d}$$

Wynika stąd, że obliczone częstotliwości dyskretne uszkodzeń są zwykle mniejsze od częstotliwości zazębienia $f_z = z\, f_o$.
Również w przypadku zniekształcenia samego koszyka łożyska wzbudzane są drgania o częstotliwości:

$$f_4 = \frac{1}{2} f_w \left(1 \pm \frac{d}{D} \cdot \cos\beta\right) \qquad \text{(I-2.4)}$$

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

I - uszkodzenia koszyka (bicie, luzy),
II - uszkodzenia kształtu bieżni ruchomej (bicie),

III - uszkodzenie punktowe bieżni ruchomej, jak również nieruchomej łącznie z falistością,

IV - chropowatość.

Aby zatem wyznaczyć określony rodzaj występujących nieprawidłowości, należy w zbiorze estymat drganiowych utworzyć takie, które najlepiej odzwierciedlają dany rodzaj uszkodzenia, przy określonym typie łożyska [72].

I.2.3. Drgania przekładni zębatych

Przekładnie zębate stanowią jeden z najbardziej rozpowszechnionych mechanizmów we współczesnej budowie maszyn. Jako urządzenia napędowe służą do przenoszenia ruchu obrotowego i momentu z jednego elementu mechanicznego do drugiego. Dla przekładni zębatych stawia się specjalne wymagania co do pewności i długotrwałości działania. Wymiana zużytej bądź uszkodzonej przekładni jest bardzo kosztowna, dodatkowo kosztuje również nieprzewidziana przerwa w funkcjonowaniu maszyny. Z tego względu istotnym zagadnieniem jest sprawa kontroli stanu technicznego przekładni oraz jej elementów.

Błędy wykonania kół zębatych mają decydujący wpływ na dynamikę przekładni, jednak oddziaływanie w strefie zazębienia nie jest jedyne w przekładni, gdyż na drodze do korpusu przekładni połączone jest ono szeregowo z oddziaływaniem dynamicznym łożysk tocznych. Ten sposób połączenia wywołuje efekt modulacji, który powoduje, że do korpusu przekładni dociera oddziaływanie ze strefy zazębienia zmodulowane przez zmienną podatność łożysk [64].

Błędy technologiczne wykonania kół mające istotny wpływ na intensywność drgań przekładni można podzielić na [45]:

1) błędy korpusu koła zębatego - bicie promieniowe powierzchni odniesienia, bicie czołowe powierzchni odniesienia, bicie promieniowe powierzchni łożyskowania, bicie osiowe łożyska, bicie promieniowe walca wierzchołków;
2) błędy zazębienia - błędy podziału (w płaszczyźnie czołowej, w płaszczyźnie normalnej, na kole zasadniczym) pojedyncze i sumaryczne, błędy zarysu, mimośrodowość i bicie, błędy współpracy jedno- i dwustronnej, błąd kierunku zęba;
3) błędy montażu pary kół - błąd odległości osi, błąd nierównoległości osi, błąd wichrowatości osi.

Sama produkcja urządzeń mechanicznych wymaga obecnie procesów technologicznych obejmujących dziesiątki, a nawet setki różnych operacji. W wyniku tego dwa tego samego typu urządzenia o kolejnych numerach fabrycznych mogą się różnić własnościami, pomimo zachowania podstawowych warunków technologicznych. Jeżeli ponadto wystąpiły jeszcze odchylenia od normalnego przebiegu produkcji, to prawdopodobieństwo wyprodukowania urządzeń o niedopuszczalnych własnościach początkowych szybko wzrasta. Odgrywa to istotną rolę w procesie analizy uszkodzeń, prowadząc często do awarii urządzenia.

Każdy z wyżej wymienionych błędów technologicznych może być źródłem drgań, przy czym generowany jest wówczas nie pojedynczy impuls o określonej częstotliwości drgań, lecz całe widmo o dość szerokim pasmie. Okazuje się jednak, że w niektórych pasmach częstotliwości stanowiących całkowitą wielokrotność częstości pobudzania poziom drgań jest szczególnie wysoki. W przeważającej większości przypadków drgania o częstotliwości podstawowej zawierają tylko kilka procent mocy całkowitej. Przeważająca część mocy akustycznej pochodzi od wyższych harmonicznych. Można przyjąć, że prawidłowo pracująca przekładnia zębata winna mieć koła, których zęby powinny się stykać na około 1/3 szerokości zęba, natomiast powierzchnia zetknięcia winna być zlokalizowana w otoczeniu średnicy podziałowej zęba [46].

Niewyważenie kół oraz mimośrodowe osadzenie na wale są przyczyną powstawania drgań o niskiej częstotliwości. W większości przypadków liczby zębów z_1 i z_2 są względem siebie liczbami pierwszymi. Z tego względu koło małe o liczbie zębów z_1 musi wykonywać z_2 pełnych obrotów, celem powtórzenia się analogicznej sytuacji w obu kołach. Mimośrodowe osadzenie koła wywoła sygnały o częstotliwości:

$$f_1 = \frac{n_1}{60}, \quad [Hz] \tag{I-2.5}$$

gdzie:

n_1 - prędkość obrotowa koła zębatego, obr/min.

Częstość obrotowa koła małego leży najczęściej w pasmie infraakustycznym, tj. poniżej 16 Hz. Natomiast częstość zazębienia się tych samych zębów, czyli powtórzenia się pełnego cyklu transmisji, wynosi:

$$f_{1,2} = \frac{n_1}{60\ z_2}, \quad [Hz] \tag{I-2.6}$$

i najczęściej leży poniżej pasma akustycznego; wyższe harmoniczne mogą już pokrywać pasmo akustyczne. Moc akustyczna wytworzona na tych częstotliwościach jest mała w porównaniu do całkowitej mocy wytwarzanej przez przekładnie i z tego względu ten typ drgań odgrywa istotną rolę w przypadku wyznaczania zmian rozkładów błędów podziału czy mimośrodowości [23].

W analogiczny sposób można wyznaczyć częstości wywołane obracaniem się drugiego koła:

$$f_2 = \frac{n_2}{60} \tag{I-2.7}$$

Istotne znaczenie w procesie wytwarzania sygnałów wibroakustycznych posiadają częstości związane z zazębieniami się zębów:

$$f_z = \frac{z_1 n_1}{60} = \frac{z_2 n_2}{60} = f_1 \cdot z_1 \qquad \text{(I-2.8)}$$

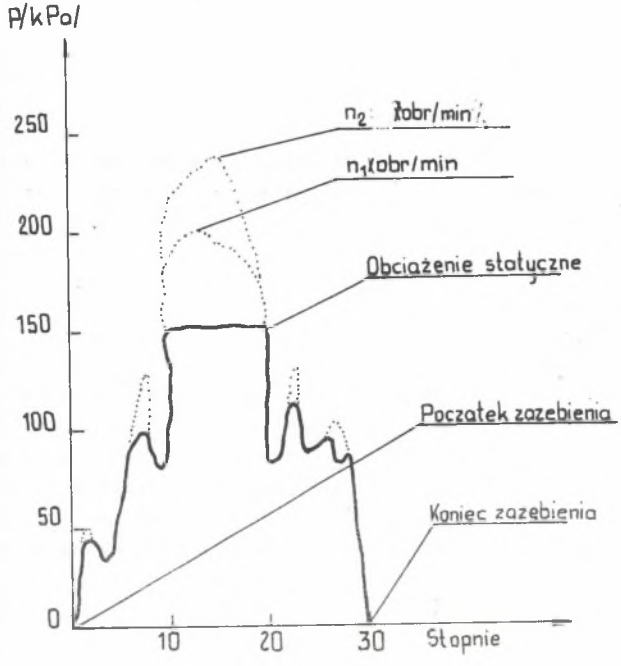
Niezależnie od częstości podstawowych, określonych powyższymi równaniami, występują często również częstotliwości harmoniczne:

$$f_k = k \cdot f_1, \quad f_k = k \cdot f_{1,2}, \quad f_{k,z} = k \cdot f_z, \qquad \text{(I-2.9)}$$

gdzie: k = 1,2,3,...
Liczba harmonicznych i ich amplitudy zależą zarówno od rodzaju zazębienia, jak również występowania błędów kinematycznych oraz właściwości sprężystych kół i obudowy.

W przypadku przekładni planetarnej jednostopniowej mogą zostać ujawnione częstości związane z prędkością obrotową jarzma n_j i liczbą kół obiegowych s:

$$f_j = k \cdot \frac{n_j}{60}, \quad f_s = k \cdot s \frac{n_j}{60}. \quad [Hz] \qquad \text{(I-2.10)}$$



Rys. I-4. Obciążenie pojedynczego zęba przekładni jako funkcja prędkości obrotowej

Fig. I-5. Transmission gear single tooth load as a function of rotational speed

Ponadto, również mogą występować sygnały, których częstotliwości charakterystyczne związane są z zazębieniami się zębów odpowiednich kół układu satelitarnego:

$$f_{zs} = k \cdot \frac{z_z}{z_s} \cdot n_j, \quad f_z = k \cdot n_j \cdot z_z, \tag{I-2.11}$$

gdzie:

z_z - liczba zębów z uzębieniem zewnętrznym,

z_s - liczba zębów koła obiegowego.

Podczas obracania się pary kół zębatych przekazywanie momentu obrotowego każdej kolejnej parze powoduje wytworzenie obciążenia impulsowego. Na impuls taki składa się lokalne zderzenie pary zębów wchodzących w danej chwili w zazębienie, poślizg i tarcie boczne oraz lokalne uderzenie występujące w chwili, gdy pracująca dotąd para wychodząc z zazębienia przekazuje całe obciążenie następnej parze. Wyszczególnione przyczyny drgań występują okresowo. Na rys. I-4 przedstawiono obciążenie zęba koła zębatego walcowego podczas jego zazębiania [12]. Okres powtórzenia impulsów uderzeniowych jest określony wzorem:

$$T = \frac{2\pi}{n \cdot z} \tag{I-2.12}$$

Jeśli prędkości liniowe v_1 i v_2 punktów styku obu zębów nie są równe, to zetknięciu zębów będzie towarzyszył impuls uderzeniowy określony wzorem [49]:

$$q = 4 \frac{I_1 I_2}{\pi} \cdot \frac{z_1 \cdot \omega_1}{I_1 m^2 z_2^2 + I_2 m^2 z_1^2} \Delta t, \tag{I-2.13}$$

gdzie:

I_1, I_2 - moment bezwładności koła napędzającego i napędzanego,

m - moduł koła zębatego,

z_1, z_2 - liczby zębów kół,

Δt - błąd podziałki,

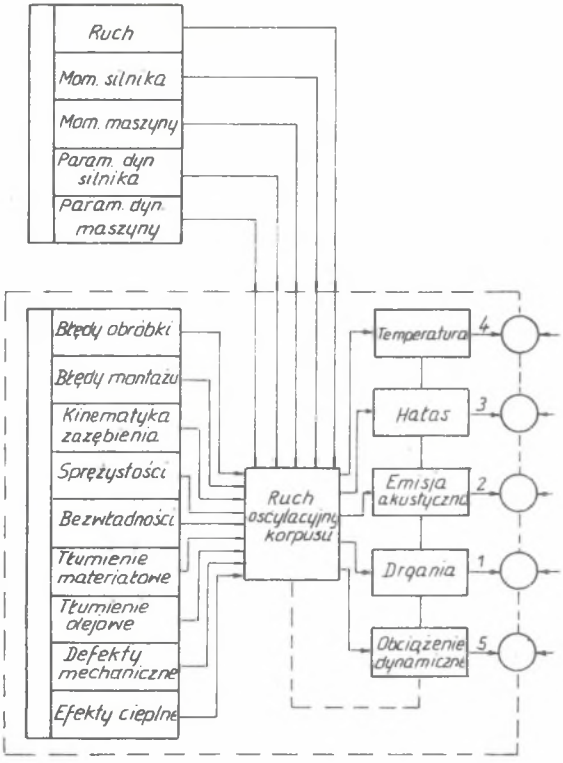
ω_1 - prędkość kątowa koła napędzającego.

Impuls uderzeniowy, a zatem również amplituda sygnału wibroakustycznego, nie zależy od obciążenia przekładni. Amplituda sygnału zależy natomiast od prędkości obrotowej kół zębatych oraz od błędu podziałki Δt.

Na rys. I-5 pokazano schemat cybernetyczny modelu generacji procesów wejściowych i wyjściowych w przekładni zębatej. Można przyjąć, że przekładnia posiada dwa zbiory wielkości wejścia. Pierwszy z nich dotyczy parametrów wejścia zewnętrznego, a zatem określa czynniki, które oddziałują na prze-

kładnie w wyniku realizowanej przez nią funkcji. Należy tu głównie wymienić własności dynamiczne silnika napędzającego oraz przekładni odbierającej przekazywaną moc, takie jak np.:

- rodzaj ruchu obrotowego (stały, zmienny) silnika i przekładni,
- rodzaj ruchu drgającego (wąskopasmowy, szerokopasmowy),
- moment przenoszony (stały, pulsujący).



Rys. I-5. Schemat blokowy generacji procesów wejściowych i wyjściowych w przekładni zębatej

Fig. I-5. Block diagram of the input and output process generation in a gear transmission

Drugi zbiór wielkości, szczególnie istotny z punktu widzenia konstruktora i technologa, dotyczy parametrów wejścia wewnętrznego. Określają one własności konstrukcyjne oraz jakość wykonania przekładni. Do tego zbioru wielkości należy zaliczyć następujące parametry konstrukcyjno-technologiczne:

- geometria i czynniki konstrukcyjne kół zębatych (rodzaj zazębienia, moduł, liczba zębów, kąt przyporu),

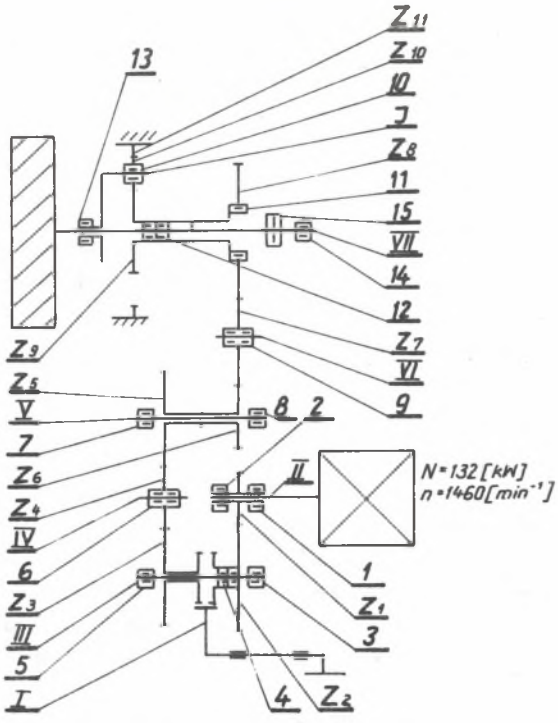
- sprężystość elementów układu napędowego (zazębień, łożysk, wałów, korpusu itp.),
- tłumienie drgań w materiałach poszczególnych elementów przekładni,
- błędy obróbki elementów przekładni,
- błędy montażowe.

W wyniku pracy przekładni realizowany proces przenoszenia mocy spowoduje generowanie procesów wyjściowych w postaci drgań, hałasu, emisji akustycznej oraz temperatury, które zmodelowane w postaci odpowiednich transformacji mogą być wskaźnikiem jakości konstrukcyjno-technologicznych przekładni.

I.3. OPIS TECHNICZNY OBIEKTU BADAŃ

Przedmiotem badań i szczegółowej analizy dynamicznej były głowice ramieniowe kombajnów ścianowych KGS-320. Badania prowadzono na specjalnym stanowisku pomiarowym w ramach odbioru technicznego nowych wyrobów. Kombajn węglowy KGS-320 z bezcięgnowym systemem posuwu POLTRAK II jest płytkozabiorczym dwuramieniowym kombajnem średniej mocy. Przeznaczony jest do dwukierunkowego mechanicznego urabiania i ładowania węgla w ścianowym systemie eksploatacji bezwnękowej na przenośniku zgrzebłowym RYBNIK 73 w pokładach grubych o wysokości do 3,4 m.

Kombajny węglowe, jako główne urządzenia urabiające, produkowane są w kilku odmianach, które wynikają z zakresu wysokości urabiania, zainstalowanej mocy, siły pociągowej oraz prędkości posuwu i decydują o wydajności kombajnu. Kombajny typu KWB są kombajnami dwuorganowymi, a ich napędowe silniki elektryczne umiejscowione są w korpusie maszyny, przy czym jeden z silników napędza organ urabiający oraz mechanizm posuwu, natomiast drugi tylko organ urabiający. Taki układ obciążenia silników stwarza niekorzystny podział mocy, która zostaje rozdzielona między organ urabiający a mechanizm posuwu, co w konsekwencji odbija się niekorzystnie na prędkości posuwu, a więc wydajności kombajnu [63]. W celu uniknięcia tych niedogodności skonstruowano w CMG-KOMAG kombajn typu KGS-320, w którym silniki napędzające bębny urabiające zlokalizowano w ramionach, a silnik napędzający mechanizm posuwu o mocy 60 kW znajduje się w korpusie. W skład kombajnu wchodzą dwie głowice: jedna zamontowana na zabiór prawy, druga na zabiór lewy. Do napędu głowicy zastosowano silnik elektryczny typu SKKB 315-4, o mocy 132 kW. Głowice kombajnowe stanowią ruchome ramiona, spełniające rolę przekładni przenoszącej napęd z silnika elektrycznego, zainstalowanego bezpośrednio w ramieniu, na wał główny kombajnu z osadzonym na nim organem urabiającym. Schemat kinematyczny głowicy kombajnu KGS-320 wraz z wyszczególnieniem wałów (II-VII), kół zębatych (Z_1-Z_{11}) oraz łożysk tocznych (1-15) przedstawiono na rys. I-6. Ramię stanowi jednolitą komorę, w której smarowanie kół zębatych i łożysk jest zanurzeniowo-rozbryzgowe.



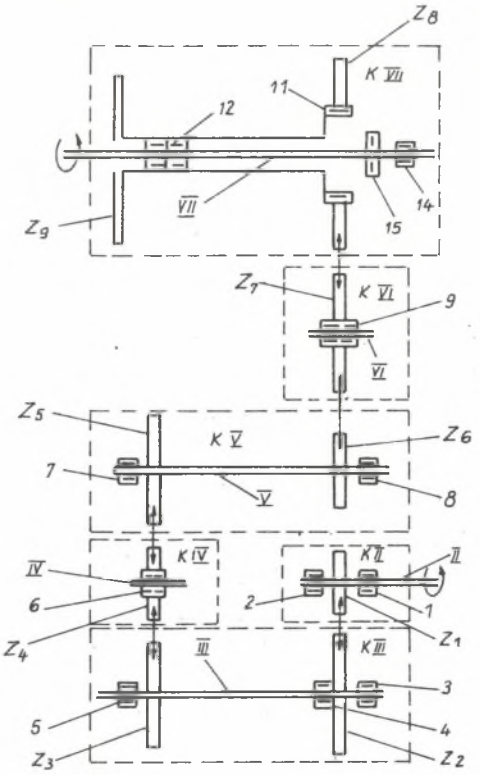
Rys. I-6. Schemat kinematyczny układu napędowego głowicy KGS-320
Fig. I-6. Kinematic diagram of the KGS-320 head power transmission system

I-4. FENOMENOLOGICZNE UJĘCIE PRZYCZYN DRGAŃ UKŁADU NAPĘDOWEGO GŁOWICY

Aby w sposób pełny skorzystać z informacji o stanie technicznym badanego układu, zawartych w emitowanych sygnałach wibroakustycznych, należy uprzednio przeprowadzić analizę możliwych źródeł ich generacji w poszczególnych obszarach korpusu głowicy. W tym celu przeprowadzono podział układu napędowego głowicy na ogniwa i pary kinematyczne oznaczone na rys. I-7 symbolami KII,KIII,...KVII, począwszy od wału wejściowego II.

W poszczególnych sektorach przyjętego podziału będą głównie przeważały drgania wywołane zderzeniami elementów w postaci kół zębatych, łożysk tocznych, jak również nieosiowością samych wałów, które zlokalizowane są w zaznaczonych sektorach podziałowych. Jednak z uwagi na występujące sprzężenia zwrotne, powodowane przekazywaniem mocy poprzez zazębienia poszczególnych kół zębatych, mogą także występować drgania wywołane przez elementy leżące w innych sektorach. Istotnym elementem całego układu napędowego jest przekładnia planetarna, stanowiąca ważne ogniwo końcowe badanego układu. W praktyce rzadko występują możliwości pełnej ilościowej analizy dynamicznej przekładni obiegowej [47]. W wielu jednak przypadkach można podać pewne wskaza-

nia jakościowe, analizując różne warianty promieniowego ruchu elementów konstrukcyjnych przekładni.

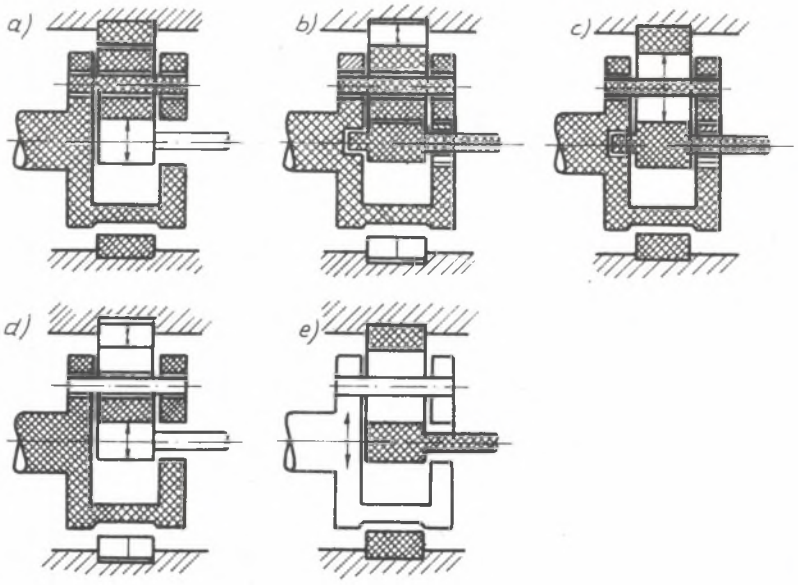


Rys. I-7. Podział klasyfikacyjny układu napędowego głowicy na ogniwa kinematyczne

Fig. I-7. Classifying division of the head power transmission system into kinematic links

W przekładniach planetarnych występuje ważny problem zapewnienia równomiernego rozkładu momentu i mocy na poszczególne koła obiegowe. Wyrównanie obciążenia w przekładni planetarnej z trzema kołami obiegowymi jest możliwe poprzez zapewnienie możliwości swobody ruchu promieniowego określonych elementów konstrukcyjnych układu planetarnego. Z zagadnieniem tym wiążą się mniejsze lub większe drgania elementów przekładni planetarnej, uwarunkowane głównie dokładnością ich wykonania i montażu. W celu zapewnienia łatwego zazębienia się kół między zębami pozostawia się pewne określone normatywnie luzy, które ułatwiają ruch oleju oraz zabezpieczają przed niekorzystnymi skutkami rozszerzalności termicznej. Błędy wykonania i montażu mogą spowodować, że luzy te będą zbyt małe lub zbyt duże, co w warunkach eksploatacji

prowadzić będzie do szybkiego zużycia się kół zębatych, a tym samym całej przekładni.



Rys. I-8. Różne warianty rozwiązania problemu równomiernego rozkładu obciążenia na trzy drogi

Fig. I-8. Different variants of solving the problem of uniform load distribution on three ways (tracks)

Na rys. I-8 przedstawiono pięć możliwych wariantów przemieszczeń poszczególnych elementów obrotowych przekładni planetarnej, odzwierciedlających problem rozdziału mocy na trzy drogi [28]:

a) Koło słoneczne nie jest łożyskowane, lecz ma swobodę promieniowych przemieszczeń, których zbyt duża amplituda może powodować nierównomierność obciążeń pochodzących od współpracy z trzema kołami planetarnymi.
b) Duże koło wewnętrzne nie jest łożyskowane, lecz utrzymywane za pomocą odpowiedniego mechanizmu, co może prowadzić do promieniowego przemieszczania tego koła. W tym przypadku zbyt duża amplituda przemieszczeń może powodować drgania osiowe kół satelitarnych.
c) Sposób łożykowania kół planetarnych może być na tyle niekorzystny, że powoduje on zbyt duże przemieszczenia samych kół obiegowych.
d) Oba koła centralne mają duże przemieszczenia względem kół planetarnych, powodując niekorzystne efekty drganiowo-rezonansowe układu planetarnego.
e) Jarzmo mocujące koła obiegowe ma zbyt dużą swobodę promieniowych przemieszczeń, co w efekcie może prowadzić do powstania dużych przemieszczeń na wale głównym.

Wyszczególnione przyczyny drgań ograniczono głównie do występowania braku symetrii osiowej omawianych elementów. Należy tu podkreślić, że przy prawidłowym doborze cech konstrukcyjno-wykonawczych zazębienia oraz przy prawidłowym stanie zazębień widma przemieszczenia drgań odzwierciedlające głównie stan dynamiczny osiowości wałów czy tulei obrotowych, można uważać za ciągłe. Przy stanach nieprawidłowych powstają w widmie lokalne maksima o charakterze szumów wąskopasmowych lub sygnałów zbliżonych do zdeterminowanych.

Częstotliwości środkowe lokalnych maksimów pokrywają się z częstotliwościami charakterystycznymi. Subtelności związane z przemieszczeniami promieniowymi określonych osi czy wałów można wykryć tylko za pomocą bardzo selektywnych filtrów akustycznych o wysokiej zdolności rozdzielczej, a poprzez względne porównanie amplitud przemieszczeń w odpowiednich pasmach częstotliwości można wyodrębnić wały czy koła zębate charakteryzujące się gorszymi własnościami dynamicznymi względem umownie przyjętego wzorcowego poziomu odniesienia, a zatem gorszym stanem technicznym.

I.5. WYZNACZENIE CZĘSTOŚCI CHARAKTERYSTYCZNYCH UKŁADU NAPĘDOWEGO GŁOWICY

Złe posadowienie, przyleganie, ułożenie lub uszkodzenie części jest przyczyną zmian uporządkowania, jakie konstruktor założył dla danego układu dynamicznego. Szczególnie w przypadku przekładni wał posadowiony w łożyskach cechujących się luzami, wykonując ruchy obrotowe zgodnie z jego przeznaczeniem, podlega precesji powodującej stopniowe pogarszanie się dynamiki przenoszenia mocy. Nieprawidłowe zazębianie się kół zębatych stanowi przyczynę nierównomierności w ich obrotach, co powoduje powstawanie szkodliwych dla przekładni drgań uwarunkowanych zmianą prędkości obrotowych. Ruch niedopasowanych lub uszkodzonych części prawie zawsze ma charakter drgań typu relaksacyjnego, tzn. ich okres rozkłada się na dwa etapy odpowiadające powolnym i szybkim zmianom położenia części. Amplitudy drgań generowanych przez koła zębate i łożyska toczne zależą od rodzaju i wielkości odchyłek wykonawczych. Uwzględniając wyrażenia przytoczone w punkcie I.2.2, obliczono częstości charakterystyczne łożysk tocznych odpowiadające określonym defektom technologicznym. Wyniki tych obliczeń zestawiono w tabeli I.5.1. Uwzględniając następnie model kinematyczny układu napędowego głowicy (rys. I-6) oraz wyrażenia podane w punkcie I.2.3, obliczono częstości obrotowe wałów i zazębień kół zębatych wyszczególnionych w układzie kinematycznym napędu. Wyznaczone w ten sposób częstości charakterystyczne zestawiono w tabelach I.5.2 i I.5.3. Celem zobrazowania zmian wartości impulsu siły międzyzębnej na poszczególnych kołach zębatych na podstawie wyrażenia (I-2.13) obliczono wartości siły impulsowej działającej podczas zazębienia się wyszczególnionych kół zębatych. Otrzymane wyniki zestawiono w tabeli I.5.4.

Tabela I.5.1

Wartości częstotliwości odpowiadających wyszczególnionym defektom łożysk tocznych

Pozycja na schemacie wg rys. I-6	Nr łożyska	Względna częstość obr. f_o Hz	Defekt bieżni zew. f_2 Hz	Defekt bieżni wew. f_1 Hz	Defekt elementu tocznego f_3 Hz	Bicie, luzy koszyka f_5 Hz	Bicie bieżni lub wału f_4 Hz
1	NU 322	24,3	27,16	173,1	126,2	9,9	24,3
2	22222A	24,3	63,4	501,3	164,6	10,4	24,3
3	22315A	9,06	24,9	151,8	44,4	3,6	9,06
4	22216A	9,06	22,3	194,5	68,7	3,9	9,06
5	22316A	9,06	22,9	149,8	48,6	3,7	9,06
6	22222A	6,4	16,8	133,4	43,8	2,7	6,5
7	22228A	4,65	12,2	96,0	31,2	1,99	4,65
8	22316A	4,65	11,7	76,8	24,9	1,91	4,65
9	22226A	2,82	7,16	55,1	18,4	1,2	2,82
10	23030A	2,1	5,5	58,8	20,5	0,96	2,13
11	GO315/2	1,63	1,57	29,3	28,7	0,77	1,63
12	G11011	2,13	2,6	45,2	35,3	1,0	2,13
13	23052A	0,64	1,73	17,8	5,96	0,29	0,64
14	22228A	0,64	1,63	13,3	4,33	0,28	0,64
15	W240	0,64	0,7	7,15	5,8	0,3	0,64

Tabela I.5.2

Częstości obrotowe i ich harmoniczne wyszczególnionych wałów układu napędowego

Nr wału	Obr/min	Częstości obrotowe, Hz		
		f_i	$2f_i$	$3f_i$
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	4,65	9,3	13,9
VI	169,2	2,82	5,64	8,4
VII	38,7	0,65	1,3	1,9

Tabela I.5.3

Częstości zazębień i ich harmoniczne wyszczególnionych kół zębatych

Koło zębate	Częstość zazębienia, Hz		
	f_{zi},	$2f_{zi}$	$3f_{zi}$
z_1	464,1	928,2	1392,3
z_2	464,1	928,2	1392,3
z_3	182	364	546
z_4	182	364	546
z_5	182	364	546
z_6	79	158	237
z_7	79	158	237
z_8	79	158	237
z_9	62,1	124,2	186,3
z_{10}	30,9	61,9	92,9

Obliczone w ten sposób częstości charakterystyczne wyszczególnionych elementów konstrukcyjnych wraz z wartościami impulsu uderzeniowego stanowić będą podstawę przy identyfikacji dyskretnych składowych w procesie analizy częstotliwościowej sygnałów wibracyjnych.

Tabela I.5.1

Wartości częstotliwości odpowiadających wyszczególnionym defektom łożysk tocznych

Pozycja na schemacie wg rys. I-6	Nr łożyska	Względna częstość obr. f_o Hz	Defekt bieżni zew. f_2 Hz	Defekt bieżni wew. f_1 Hz	Defekt elementu tocznego f_3 Hz	Bicie, luzy koszyka f_5 Hz	Bicie bieżni lub wału f_4 Hz
1	NU 322	24,3	27,16	173,1	126,2	9,9	24,3
2	22222A	24,3	63,4	501,3	164,6	10,4	24,3
3	22315A	9,06	24,9	151,8	44,4	3,6	9,06
4	22216A	9,06	22,3	194,5	68,7	3,9	9,06
5	22316A	9,06	22,9	149,8	48,6	3,7	9,06
6	22222A	6,4	16,8	133,4	43,8	2,7	6,5
7	22228A	4,65	12,2	96,0	31,2	1,99	4,65
8	22316A	4,65	11,7	76,8	24,9	1,91	4,65
9	22226A	2,82	7,16	55,1	18,4	1,2	2,82
10	23030A	2,1	5,5	58,8	20,5	0,96	2,13
11	GO315/2	1,63	1,57	29,3	28,7	0,77	1,63
12	G11011	2,13	2,6	45,2	35,3	1,0	2,13
13	23052A	0,64	1,73	17,8	5,96	0,29	0,64
14	22228A	0,64	1,63	13,3	4,33	0,28	0,64
15	W240	0,64	0,7	7,15	5,8	0,3	0,64

Tabela I.5.2

Częstości obrotowe i ich harmoniczne wyszczególnionych wałów układu napędowego

Nr wału	Obr/min	Częstości obrotowe, Hz		
		f_i	$2f_i$	$3f_i$
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	4,65	9,3	13,9
VI	169,2	2,82	5,64	8,4
VII	38,7	0,65	1,3	1,9

Tabela I.5.3

Częstości zazębień i ich harmoniczne wyszczególnionych kół zębatych

Koło zębate	Częstość zazębienia, Hz		
	f_{zi}	$2f_{zi}$	$3f_{zi}$
z_1	464,1	928,2	1392,3
z_2	464,1	928,2	1392,3
z_3	182	364	546
z_4	182	364	546
z_5	182	364	546
z_6	79	158	237
z_7	79	158	237
z_8	79	158	237
z_9	62,1	124,2	186,3
z_{10}	30,9	61,9	92,9

Obliczone w ten sposób częstości charakterystyczne wyszczególnionych elementów konstrukcyjnych wraz z wartościami impulsu uderzeniowego stanowić będą podstawę przy identyfikacji dyskretnych składowych w procesie analizy częstotliwościowej sygnałów wibracyjnych.

Tabela I.5.4

Wartości impulsu siły na poszczególnych kołach zębatych

Liczba zębów koła napędzającego	Liczba zębów koła napędzanego	Moment bezwładności koła napędzającego $[kg \cdot m^2]$	Moment bezwładności koła napędzającego $[kg \cdot m^2]$	Moduł $\times 10^{-3}$ [m]	Błąd podziałki $t[m] \times 10^{-6}$	Prędkość kątowa [rad/s]	Impuls siły q [N·s]
$z_1 = 19$	$z_2 = 51$	0,02256	0,4142	7	42	152,9	$q_{12} = 0,143$
$z_3 = 20$	$z_4 = 28$	0,11175	0,2107	10	47	56,9	$q_{34} = 0,089$
$z_4 = 28$	$z_5 = 39$	0,2107	0,651	10	47	40,7	$q_{45} = 0,013$
$z_6 = 17$	$z_7 = 28$	0,143	0,1888	12	53	29,2	$q_{67} = 0,034$
$z_7 = 28$	$z_8 = 37$	0,188	3,94	12	53	17,73	$q_{78} = 0,052$
$z_9 = 29$	$z_{10} = 19$	3,94	5,28	10	47	13,4	$q_{9,10} = 0,827$

I.6. ANALIZA DROGI PRZEJŚCIA SYGNAŁU WIBRACYJNEGO

Mechanizm generowania sygnału wibroakustycznego przez maszynę jest złożonym procesem fizycznym, odzwierciedlającym stan mechaniczny współpracy jej elementów. Wzajemne uderzenia części maszyn o siebie, następujące z różną siłą i częstością, wywołują impulsy, które są następnie w postaci drgań i hałasu przekazywane na korpus maszyny. Istotne znaczenie w diagnostyce wibroakustycznej maszyn posiada tzw. sygnał charakterystyczny, który jest wywołany w danej chwili przez określoną parę kinematyczną. Jednak do czujnika drgań zamocowanego na korpusie przekładni docierają również sygnały wysyłane przez inne pary kinematyczne pracujące jednocześnie: z tego względu istotnego znaczenia nabierają metody właściwej selekcji i separacji rejestrowanych przez czujnik sygnałów.

Należy tu zwrócić szczególną uwagę na zagadnienie drogi przejścia sygnału $x(t)$ od źródła drgań (poszczególnych par kinematycznych) do punktu odbioru drgań sygnału przez przetwornik zamocowany na ściance maszyny. W rozważaniach teoretycznych zakłada się, że analizowane sygnały są ergodyczne, badany układ jest liniowy o stałych parametrach, a jego odpowiedź impulsowa $h(\tau)$ i transmitancja $H(f)$ są określone przez wyrażenia [6]:

$$y(t) = \int_0^{\infty} h(\tau) \cdot x(t-\tau)\,d\tau \qquad \text{(I-6.1)}$$

$$H(f) = \int_0^{\infty} h(\tau) \cdot \exp(-j2\pi f\tau)\,d\tau, \qquad \text{(I-6.2)}$$

gdzie:

$x(t)$ - wartość sygnału wejściowego,

$y(t)$ - wartość sygnału wyjściowego.

Wynika stąd, że transmitancję $H(f)$ określa się jako transformatę Fouriera odpowiedzi impulsowej $h(\tau)$. Zatem sygnał $x(t)$, generowany przez określoną parę kinematyczną w wyniku skomplikowanych często dróg przejścia, będzie rejestrowany na ściance jako sygnał $y(t)$.

Przy powyższych założeniach zależność między funkcją gęstości widmowej mocy dla sygnałów na wejściu $x(t)$ i wyjściu $y(t)$ można opisać równaniem:

$$S_y(f) = |H(f)|^2 \cdot S_x(f), \qquad \text{(I-6.3)}$$

gdzie:

$S_x(f)$, $S_y(f)$ - jednostronne funkcje gęstości widmowej mocy sygnałów $x(t)$ i $y(t)$,

$H(f)$ - amplitudowo-fazowa charakterystyka drogi przejścia sygnału (transmitancja).

Amplitudowo-fazowa charakterystyka układu (drogi przejścia) opisuje między innymi filtracyjny i rezonansowy charakter tej drogi. Oznacza to, że niektóre składowe widma mocy sygnału x(t) zostaną wytłumione, a inne mogą ulec wzmocnieniu.

W ogólnym przypadku transmitancja jest wielkością zespoloną, którą dogodnie jest przedstawić za pomocą modułu i argumentu:

$$H(f) = |H(f)| \cdot \exp\left[-j\varphi(f)\right]. \qquad \text{(I-6.4)}$$

Moduł $|H(f)|$ nazywa się współczynnikiem wzmocnienia, natomiast argument $\varphi(f)$ - współczynnikiem fazowym układu.

Należy podkreślić, że transmitancja $H(f)$ układu liniowego o stałych parametrach jest tylko funkcją częstotliwości i nie zależy od czasu ani od sygnału wejściowego.

I.6.1. Model układu liniowego wielowejściowego

W wyniku zderzenia poszczególnych elementów maszyn w całym układzie napędowym powstają akustyczne fale sprężyste, które rozprzestrzeniają się w całym środowisku materialnym. Ponieważ środowisko jest ograniczone, z tego względu na powierzchniach granicznych elementów występują złożone procesy związane z przejściem fal przez granice poszczególnych elementów (połączeń). Fale sprężyste na powierzchni granicznej częściowo się odbijają i wówczas zaczynają rozprzestrzeniać się w kierunku przeciwnym, a częściowo przenikają przez granice, przy czym podczas współdziałania z powierzchnią graniczną może ulec zmianie rodzaj fali. Z uwagi na złożoność tego procesu nie można teoretycznie przeanalizować procesów falowych generowanych w skomplikowanych strukturach mechanicznych i należy szukać innych koncepcji analizy tego procesu. W przypadku układu liniowego, którego charakterystyki częstotliwościowe są addytywne i jednorodne, celem uproszczenia tego zagadnienia można cały mechanizm generacji fal traktować jako zespół liniowych oscylatorów harmonicznych pokrywających szeroki zakres częstotliwości. Aby przeanalizować to zagadnienie, rozpatrzmy odpowiedź układu liniowego o stałych parametrach, którego poszczególne elementy generują stacjonarne sygnały losowe. Załóżmy następnie, że na wejściu układu występuje n sygnałów wejściowych, natomiast na wyjściu układu otrzymuje się tylko jeden sygnał wyjściowy, podlegający pomiarom. Schemat takiego układu przedstawiono na rys. I-9.

Na wejściu układu występuje n ściśle określonych sygnałów wejściowych $x_i(t)$, $(i = 1,2,3,\ldots,n)$, na które składają się oddziaływania zderzeniowe powstające w poszczególnych parach kinematycznych układu napędowego maszyny. Niech funkcja $h_i(\tau)$ oznacza odpowiedź impulsową układu, do którego wejścia dołączony jest sygnał $x_i(t)$. Obok sygnałów $x_i(t)$ przez układ przechodzą również zakłócenia wewnętrzne $z_i(t)$ nieskorelowane z sygnałem

$x_i(t)$. Na wyjściu układu otrzymuje się tylko jeden sygnał wyjściowy, który może być rozpatrywany jako suma n sygnałów wyjściowych $y_i(t)$, (i=1,2,..,n), to znaczy:

$$y(t) = \sum_{i=1}^{n} y_i(t), \qquad \text{(I-6.5)}$$

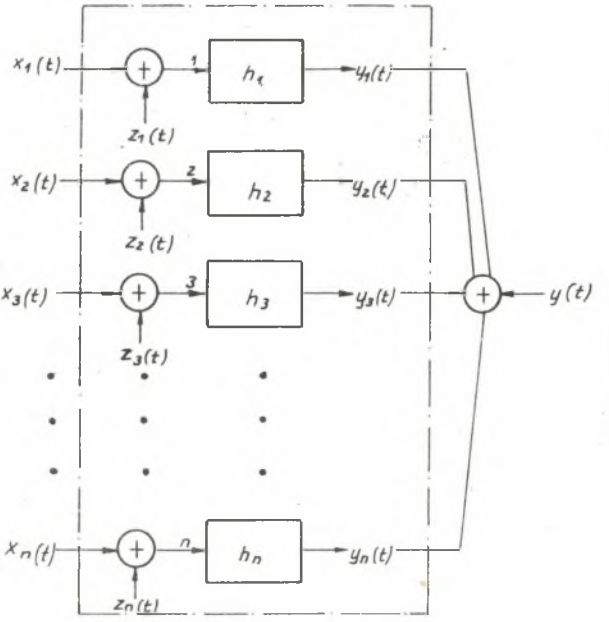
gdzie:

$y_i(t)$ - oznacza część sygnału sumarycznego na wyjściu pochodzącą od sygnału wejściowego dołączonego do i-tego wejścia, przy braku sygnału na pozostałych wejściach.

Wtedy, jak wynika ze wzoru (I-6.1), sygnał wyjściowy będzie równy:

$$y_i(t) = \int_0^{\infty} h_i(\tau) \cdot x_i(t-\tau)\,d\tau, \qquad \text{(I-6.6)}$$

przy założeniu, że $z_i(t) \longrightarrow 0$.



Rys. I-9. Wielowejściowy układ liniowy
Fig. I-9. Multi-input linear system

Zatem całkowity sygnał wyjściowy będzie określony wzorem:

$$y(t) = \sum_{i=1}^{n} \int_{0}^{\infty} h_i(\tau) \cdot x_i(t - \tau)\, d\tau. \tag{I-6.7}$$

Uwzględniając przyjęte założenia, obliczamy funkcje gęstości widmowej mocy sygnału wyjściowego, wykorzystując w tym celu znane wyrażenie Wienera-Chinczyna [60]:

$$S_x(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) \cdot \exp(-j2\pi f\tau)\, d\tau$$

$$S_y(f) = \int_{-\infty}^{\infty} R_y(\tau) \cdot \exp(-j2\pi f\tau)\, d\tau, \tag{I-6.8}$$

gdzie:

$R_x(\tau)$, $R_y(\tau)$ - funkcje autokorelacji procesu wejściowego i wyjściowego.

Stosując transformację Fouriera do wyrażenia (I-6.8) po pewnych przekształceniach, otrzymuje się wyrażenie określające gęstość widmową mocy sygnału wyjściowego w postaci:

$$S_y(f) = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{n} H_i^*(f) \cdot H_j(f) \cdot S_{ij}(f), \tag{I-6.9}$$

gdzie funkcja $S_{ij}(f)$ odpowiada wzajemnej gęstości widmowej mocy między sygnałami $x_i(t)$ i $x_j(t)$.
Przyjmując, że wszystkie sygnały wejściowe są wzajemnie nieskorelowane, a ich wartości średnie równe zeru, wówczas:

$$R_{ij}(\tau) = \begin{cases} R_i(\tau), & \text{dla} \quad i = j \\ 0, & \text{dla} \quad i \neq j. \end{cases} \tag{I-6.10}$$

W przypadku procesów nieskorelowanych, gdy funkcja autokorelacji określona jest przez wyrażenie (I-6.10), wówczas równanie (I-6.9) przyjmuje postać:

$$S_y(f) = \sum_{i=1}^{n} |H_i(f)|^2 \cdot S_{ix}(f). \tag{I-6.11}$$

Gdy uwzględni się, zgodnie ze schematem przedstawionym na rys. I-9, zakłócenia wewnętrzne $z_i(t)$, wówczas wyrażenie określające gęstość widmową mocy sygnału wyjściowego przyjmie postać:

$$S_y(f) = \sum_{i=1}^{n} |H_i(f)|^2 \left[S_{ix}(f) + S_{iz}(f)\right]. \qquad \text{(I-6.12)}$$

Wprowadzone zależności mogą być wyrażone w sposób bardziej zwięzły za pomocą zapisu wektorowego [24], dzięki temu wyniki stają się bardziej czytelne. W ogólnie przyjętym sposobie zapisu [73] wektor sygnału wejściowego w przestrzeni n-wymiarowej można przedstawić w postaci:

$$\vec{x}(t) = \left[x_1(t), x_2(t), \ldots, x_n(t)\right]. \qquad \text{(I-6.13)}$$

Analogicznie, dla wektora transmitancji i wzajemnej gęstości widmowej mocy, między sygnałem wyjściowym $y(t)$ a sygnałami wejściowymi $x_i(t)$ słuszne będą relacje:

$$\vec{H}(f) = \left[H_1(f), H_2(f), \ldots, H_n(f)\right]. \qquad \text{(I-6.14)}$$

$$\vec{S}_{xy}(f) = \left[S_{1y}(f), S_{2y}(f), \ldots, S_{ny}(f)\right]. \qquad \text{(I-6.15)}$$

Wszystkie sygnały wejściowe $x_i(t)$ można przedstawić w postaci n-wymiarowej kwadratowej macierzy widmowej:

$$S_{xx}(f) = \begin{bmatrix} S_{11}(f) & S_{12}(f) & \ldots & S_{1n}(f) \\ S_{21}(f) & S_{22}(f) & \ldots & S_{2n}(f) \\ \ldots & \ldots & \ldots & \ldots \\ S_{n1}(f) & S_{n2}(f) & \ldots & S_{nn}(f) \end{bmatrix} \qquad \text{(I-6.16)}$$

Wówczas wynik reprezentowany przez wyrażenie (I-6.9) można przedstawić macierzowo:

$$S_{yy}(f) = \vec{H}(f) \quad \vec{S}_{xx}(f) \quad \vec{H}^{*T}(f), \qquad \text{(I-6.17)}$$

gdzie:

$\vec{H}^{*T}(f)$ - oznacza wektor transponowany o elementach zespolonych z $H(f)$.

Rozwijając poszczególne człony ostatniego równania można je zapisać w postaci skalarnej, jako:

$$S_{yy}(f) = \left[H_1(f), H_2(f), \ldots, H_n(f)\right] \begin{bmatrix} S_{11}(f) & S_{12}(f) & \ldots & S_{1n}(f) \\ S_{21}(f) & S_{22}(f) & \ldots & S_{2n}(f) \\ \ldots & \ldots & \ldots & \ldots \\ S_{n1}(f) & S_{n2}(f) & \ldots & S_{nn}(f) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_1^*(f) \\ H_2^*(f) \\ \vdots \\ H_n^*(f) \end{bmatrix}. \quad \text{(I-6.18)}$$

Równanie (I-6.17) stanowi także właściwy sposób przedstawienia równania (I-6.11), w przypadku gdy elementy macierzy $S_{xx}(f)$, nie leżące na głównej przekątnej, stają się zerami dla nieskorelowanych sygnałów wejściowych. Przedstawiony wynik może być zastosowany tylko dla przypadków idealnych, tzn. dla układów, w których nie występują oddziaływania zakłócające.

Reasumując, należy podkreślić, że odbierając sygnał z dowolnego punktu korpusu maszyny, otrzymuje się sygnał zniekształcony, którego wartość istotnie zależy od drogi przejścia sygnału.

I.6.2. Minimalizacja warunków określających niezmienniczość transmitancji układu

Aby uzyskać prawidłową diagnozę stanu dynamicznego maszyny, konieczna jest znajomość częstotliwości charakterystycznych sygnału, odpowiadających określonym parametrom sygnału wyjściowego. W tym celu sygnał wejściowy x(t) odzwierciedlający stan dynamiczny określonej pary kinematycznej należy przedstawić w postaci widma częstotliwościowego, co w wielu przypadkach pozwala na identyfikację danej pary kinematycznej układu [74, 75].

Składowe charakterystyczne widma tworzą wektor sygnału na wejściu, który można opierając się na wyrażeniu (I-6.15), zapisać:

$$\vec{S}_{xx}(f_i,\Delta f) = \left[S_{xx}(f_1,\Delta f), S_{xx}(f_2,\Delta f), \ldots, S_{xx}(f_i,\Delta f)\right], \quad \text{(I-6.19)}$$

gdzie:

$S_{xx}(f_i,\Delta f)$ - składowe charakterystyczne widma jako składowe wektora stanu sygnału na wejściu,

Δf - szerokość pasma składowej charakterystycznej,

f_i - częstotliwości charakterystyczne $i = 1,2,\ldots,n$.

W analogiczny sposób można przedstawić wektor sygnału wyjściowego:

$$\vec{S}_{yy}(f_i,\Delta f) = \left[S_{yy}(f_1,\Delta f), S_{yy}(f_2,\Delta f), \ldots, S_{yy}(f_i,\Delta f)\right]. \quad \text{(I-6.20)}$$

Każdemu parametrowi sygnału na wejściu i wyjściu przypisuje się pasmo o szerokości Δf i częstotliwości środkowej f_i. Zatem uproszczony związek między składowymi wektora sygnału na wejściu i wyjściu w każdym punkcie pomiarowym w myśl równania (I-6.12) można zapisać w postaci:

$$\vec{S}_{yy}(f_i,\Delta f) = \left|H_n(f_i,\Delta f)\right|^2 \left[S_{xx}(f_i,\Delta f) + S_{zz}(f_i,\Delta f)\right]. \quad \text{(I-6.21)}$$

W większości stosowanych układów napędowych możliwa jest zmiana kierunku obrotu układu, co ma miejsce np. w analizowanym przypadku głowic ramieniowych. Oznaczając wówczas umownie przez (P) - prawy kierunek obrotu układu, a przez (L) lewy kierunek obrotu, równanie (I-6.21) można zapisać dla obu kierunków obrotu w postaci:

$$S^{P}_{yy}(f_i,\Delta f) = \left|H_n(f_i,\Delta f)\right|^2_P \left[S^{P}_{xx}(f_i,\Delta f) + S^{P}_{zz}(f_i,\Delta f)\right]$$

$$S^{L}_{xx}(f_i,\Delta f) = \left|H_n(f_i,\Delta f)\right|^2_L \left[S^{L}_{xx}(f_i,\Delta f) + S^{L}_{zz}(f_i,\Delta f)\right]. \qquad \text{(I.6-22)}$$

Z uwagi na symetrię obiegową badanego układu dynamicznego zmiana kierunku obrotu wału wyjściowego nie powinna spowodować zmiany własności dróg przejścia sygnałów w określonych punktach, co pozwala na przyjęcie założeń upraszczających:

$$\left|H_n(f_i,\Delta f)\right|^2_P = \left|H_n(f_i,\Delta f)\right|^2_L = H'_n(f_i,\Delta f) = \text{const}$$

$$S^{P}_{zz}(f_i,\Delta f) \cong S^{L}_{zz}(f_i,\Delta f) = S_{zz}(f_i,\Delta f) = \text{const} \quad \text{dla} \quad n = \text{const}. \qquad \text{(I-6.23)}$$

Ostatnie równania stanowią podstawę przyjętej przez autora metody oceny stanu dynamicznego nowych głowic kombajnowych [76, 77].

Przy uwzględnieniu przyjętych założeń różnica oraz iloraz odpowiednich składowych na wejściu i wyjściu układu, uwarunkowane zmianą kierunku obrotu układu, mogą być zapisane w postaci:

$$\Delta S_{yy} = S^{P}_{yy}(f_i,\Delta f - S^{L}_{yy}(f_i,\Delta f) = H'_n(f_i,\Delta f)\left[S^{P}_{xx}(f_i,\Delta f) - S^{L}_{xx}(f_i,\Delta f)\right] =$$

$$= H'_n(f_i,\Delta f) \cdot \Delta S_{xx}(f_i,\Delta f). \qquad \text{(I-6.24)}$$

$$L_{yy} = \frac{S^{P}_{yy}(f_i,\Delta f)}{S^{L}_{yy}(f_i,\Delta f)} = \frac{S^{P}_{xx}(f_i,\Delta f) + S^{P}_{zz}(f_i,\Delta f)}{S^{L}_{xx}(f_i,\Delta f) + S^{L}_{zz}(f_i,\Delta f)} = \frac{S^{P}_{xx}(f_i,\Delta f) + S_{zz}(f_i,\Delta f)}{S^{L}_{xx}(f_i,\Delta f) + S_{zz}(f_i,\Delta f)}.$$

$$\text{dla} \quad n = \text{const} \qquad \text{(I-6.25)}$$

Ograniczając analizę amplitudowo-częstotliwościową do wąskich pasm częstotliwości pokrywających częstości charakterystyczne niektórych elementów badanego układu, można przyjąć założenie:

$$S^{P,L}_{xx}(f_i,\Delta f) >> S_{zz}(f_i,\Delta f). \qquad \text{(I-6.26)}$$

Ostatecznie wyrażenie (I-6.25) przyjmie postać:

$$L_{yy} = \frac{S^{P}_{xx}(f_i,\Delta f)}{S^{L}_{xx}(f_i,\Delta f)} = \frac{S^{P}_{yy}(f_i,\Delta f)}{S^{L}_{yy}(f_i,\Delta f)} \qquad \text{dla} \quad n = \text{const} \qquad \text{(I-6.27)}$$

Istotne znaczenie w procesie diagnozowania kontrolnego złożonych układów mechanicznych może mieć estymata powstała ze stosunku wektora sygnału na wyjściu, odpowiednio dla obrotu prawego i lewego, będąca - jak wynika z równania (I-6.27) - bezpośrednim odzwierciedleniem odpowiednich składowych wektora sygnału na wejściu układu. W wyrażeniu tym nie występuje transmitancja, która zgodnie z przyjętym założeniem winna być w przybliżeniu stała w poszczególnych punktach pomiarowych n korpusu, co oznacza, że wprowadzona w ten sposób estymata względna nie jest obciążona błędem estymacji związanym ze zmianą transmitancji układu badanego.

I.7. STOSOWANE ESTYMATY SYGNAŁU WIBRACYJNEGO

Odebrany i zarejestrowany sygnał wibracyjny należy właściwie ocenić i wyodrębnić te jego cechy, które pozwalają na stosunkowo najefektywniejszy opis strukturalny własności dynamicznych określonych elementów badanego układu napędowego. Wyjściowy sygnał wibroakustyczny $y(t)$ stanowi zasadniczo efekt sumarycznego oddziaływania wszystkich par kinematycznych. Z faktu tego wynikają dwa podstawowe problemy, których rozwiązanie stanowi podstawowy cel współczesnej diagnostyki wibroakustycznej [21].

Pierwszy z tych problemów dotyczy znalezienia skutecznych metod rozdzielenia sygnału wyjściowego $y(t)$ na takie składowe $y_1, y_2, \ldots, y_n$, z których każda opisuje działanie określonej pary kinematycznej. Natomiast drugi problem dotyczy zagadnienia pomiaru odpowiednio wyselekcjonowanych wartości parametrów sygnału i na tej podstawie oceny wartości cech konstrukcyjnych układu.

Właściwy sygnał wibroakustyczny można ogólnie przedstawić w postaci:

$$x(t) = k(t) \quad y_o(t) + m(t), \qquad \text{(I-7.1)}$$

gdzie:

$y_o(t)$ - użyteczna część sygnału, wyrażającego informację o stanie pary kinematycznej,

$k(t)$ - zakłócenia multiplikatywne,

$m(t)$ - zakłócenia addytywne.

Zakłócenia addytywne $m(t)$ występują niezależnie od sygnału, natomiast multiplikatywne $k(t)$ występują razem z sygnałem. Ocena stanu technicznego

maszyny polega głównie na porównaniu dwu stanów - badanego i wzorcowego. Każdemu stanowi przyporządkowany jest określony sygnał. Z tego względu przy ocenie jakościowej lub ilościowej stanu należy określić, w jakim stopniu badany sygnał jest podobny do sygnału uznanego za wzorcowy. Wiąże się z tym zagadnieniem tworzenie odpowiednich estymat sygnałów wibroakustycznych i poszukiwanie wzajemnego ich podobieństwa [78, 79].

I.7.1. Estymaty liczbowe amplitudy procesów wibracyjnych

Do najczęściej stosowanych i mierzonych miar amplitudowych w diagnostyce wibroakustycznej maszyn należą [80, 81]:

- wartość skuteczna, która zawiera informacje o energii badanego procesu:

$$Y_{RMS} = \left[\frac{1}{T}\int_0^T y^2(t)\,dt\right]^{\frac{1}{2}}. \tag{I-7.2}$$

- wartość średnia, określająca moduł amplitudy sygnału:

$$\bar{Y} = \frac{1}{T}\int_0^T |y(t)|dt. \tag{I-7.3}$$

- wartość szczytowa, zawierająca informacje o rozkładzie wartości maksymalnych amplitud sygnału:

$$\hat{Y} = \max_{0<t<T} |y(t)| . \tag{I-7.4}$$

- wariancja sygnału, równa średniemu kwadratowi odchylenia jego wartości od wartości średniej:

$$\sigma_Y = \frac{1}{2}\int_0^T \left[y(t) - \bar{Y}\right]^2 dt, \tag{I-7.5}$$

gdzie: T - jest czasem obserwacji sygnału wibracyjnego.

Na bazie wartości skutecznych parametrów drgań wprowadzono na podstawie wyrażenia (I-6.27) względne miary oceny intensywności drgań w postaci tzw. szczytowego, wagowego i obciążeniowego współczynnika kierunkowego mierzonych parametrów drgań [82]:

- szczytowy współczynnik kierunkowy:

$$(\hat{K}_{P,L})^i = 20 \log \left[\frac{Y_P}{Y_{L(min)}}\right]_N^i . \tag{I-7.6}$$

- wagowy współczynnik kierunkowy:

$$(W_{P,L})^i = 20 \cdot \log \left[\frac{Y_P}{Y_L} \right]_N^i . \tag{I-7.7}$$

- obciążeniowy współczynnik kierunkowy:

$$(K_o)^i_{P;a,v,z} = 20 \cdot \log \left[\frac{Y_o}{Y_j} \right]_P$$

$$(K_o)^i_{L;a,v,z} = 20 \log \left[\frac{Y_o}{Y_j} \right]_L \tag{I-7.8}$$

gdzie:

$Y_{L(min)}$ - minimalna wartość skuteczna jednego z parametrów drgań w danym punkcie pomiarowym,

Y_P, Y_L - chwilowe wartości skuteczne mierzonych parametrów drgań, odpowiednio dla obrotu prawego i lewego,

Y_o, Y_j - chwilowe wartości skuteczne mierzonych parametrów drgań podczas obciążenia nominalnego oraz na biegu jałowym, i=1,2,...,n, numer punktu pomiarowego korpusu,

N - numer badanej głowicy.

Uwzględniając następnie równanie (I-6.24), można również utworzyć estymatę procesu wibroakustycznego w postaci różnic wartości skutecznych parametrów drgań, odpowiednio dla obrotu prawego i lewego, w myśl zaproponowanej przez autora definicji [75]:

$$\Delta L_{P,L} = 20 \cdot \log(Y_P - Y_L) . \tag{I-7.9}$$

Z diagnostycznego punktu widzenia ważna jest również znajomość średniej liczby maksimów przewyższających zadany poziom odniesienia, którą można obliczyć jako średnią liczbę dodatnich lub ujemnych przejść procesu y(t) przez poziom zerowy. Wielkość ta bywa często nazywana częstotliwością Rice'a [8]. Można wykazać, że dla procesów gaussowskich częstotliwość Rice'a określa wyrażenie [50]:

$$f_R = \frac{1}{2\pi} \left[- \frac{R_y''(0)}{R_y(0)} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{2\pi} \left[\frac{\int_0^\infty S_y(f)\, f^2\, df}{\int_0^\infty S_y(f)\, df} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{2\pi} \frac{V_{RMS}}{Z_{RMS}} . \tag{I-7.10}$$

Z ostatniej relacji wynika, że mierząc częstotliwość dodatnich (lub ujemnych) przejść procesu przez poziom zerowy, można wnioskować o zmianie funkcji korelacji czy też gęstości mocy procesu wibracyjnego. Ponadto z ostatniego wyrażenia wynika, że częstotliwość Rice'a można uzyskać wprost przez pomiar wartości skutecznych prędkości i przemieszczenia, które można bezpośrednio wyznaczyć z pomiarów.

Stan dynamiczny poszczególnych węzłów układu kinematycznego, w zależności od występujących niedokładności montażowo-technologicznych, może mieć istotny wpływ na amplitudę i częstotliwość dominującą w widmie. Z tego względu wprowadzona wielkość może w wielu przypadkach stanowić dobrą miarę diagnostyczną umożliwiającą lokalizację źródeł drgań dominujących w sąsiedztwie danego punktu pomiarowego.

I.7.2. Gęstość widmowa mocy procesu

Każdy poruszający się element maszyny, wykonując ruchy przewidziane przez konstruktora, generuje wibroakustyczne zawarte w określonym pasmie częstotliwości. Fakt ten oznacza, że ocena stanu technicznego elementów maszyn może być przeprowadzona za pomocą analizy składu częstotliwościowego emitowanych drgań. Podstawą analizy widmowej jest twierdzenie Parsevala, określające związek między kwadratem amplitudy skutecznej mierzonej wielkości a gęstością widmową mocy tej wielkości [50]:

$$Y_{RMS}^2 = \frac{1}{2T}\int_{-T}^{T} y^2(t)\,dt = \int_{-\infty}^{\infty} S_y(f)\,df. \qquad \text{(I-7.11)}$$

Gęstość widmową mocy procesu można także przedstawić jako uśredniony kwadrat modułu transformaty Fouriera tego procesu:

$$S_y(f) = \frac{1}{2T}\left|Y(f)\right|^2, \qquad \text{(I-7.12)}$$

gdzie:

$$Y(f) = \int_{-\infty}^{\infty} y(t)\cdot\exp(-j2\pi ft)\,dt. \qquad \text{(I-7.13)}$$

Z równań (I-7.11) i (I-7.13) wynika, że gęstość widmowa mocy ze względu na swój uśredniony charakter stanowi estymatę funkcyjną określającą uśrednione własności procesu w dziedzinie częstotliwości f.

Istnieje obecnie wiele sposobów realizacji pomiarowej tej estymaty, wśród których na podkreślenie zasługują metody obróbki cyfrowej sygnału przy zastosowaniu tzw. szybkiej transformacji Fouriera [6].

I.7.3. Pasmowy współczynnik gęstości widmowej mocy

Na podstawie pomiarów wprowadzonych współczynników kierunkowych wartości skutecznych nie można dokonać analizy bardziej szczegółowej, tzn. wskazać elementu lub części maszyny, która wymaga wymiany. Informacje takie są zawarte w rozkładzie widmowym sygnałów wibracyjnych opisanych przez funkcje gęstości widmowej mocy. Podstawową przesłanką wykorzystania funkcji gęstości widmowej mocy parametrów drgań jest fakt występowania w niektórych wąskich pasmach częstotliwości analizowanego widma, częstości charakterystycznych odpowiadających prędkościom obrotowym niektórych elementów kinematycznych badanego układu [83].

Wykorzystując znaną relację między średnim kwadratem procesu i jego gęstością widmową, określoną przez wyrażenie (I-7.11), można napisać:

$$\bar{y}^2 = \int_0^{\infty} S_y(f)\,df.$$

Zastępując następnie całkę przez skończoną liczbę p równych pasm pomiarowych analizatora, otrzymamy:

$$\bar{y}^2 = \sum_{i=1}^{p} S_y(f_i)\Delta f = \sum_{i=1}^{p} N_i, \qquad \text{(I-7.14)}$$

gdzie: N_i - średni kwadrat procesu zmierzony w i-tym pasmie o szerokości Δf. Wówczas dla obrotu praweto (P) i lewego (L) badanego układu można odpowiednio napisać:

$$S_y^P(f_i) = \frac{N_i^P}{\Delta f}, \quad S_y^L(f_i) = \frac{N_i^L}{\Delta f}, \qquad \text{(I-7.15)}$$

gdzie: $S_y^P(f_i)$, $S_y^L(f_i)$ - gęstości widmowe mocy odpowiednio dla obrotu prawego i lewego układu.
Tworząc stosunek tych wielkości, otrzymamy punktowe estymaty widmowe charakteryzujące poziom zmian gęstości widmowych mocy mierzonych parametrów drgań, uwarunkowany zmianą kierunku obrotu:

$$\Theta_y^{P,L}(f_i) = \frac{S_y^P(f_i)}{S_y^L(f_i)} = \frac{N_i^P}{N_i^L}. \qquad \text{(I-7.16)}$$

W przypadku prawidłowej (idealnej) współpracy dynamicznej poszczególnych elementów kinematycznych głowicy, po zmianie kierunku obrotu powinna być zachowana pełna symetria w rozkładzie amplitud w poszczególnych charaktery-

stycznych pasmach częstotliwości dla obrotu prawego i lewego wału wyjściowego, a zatem:

$$S_y^P(f_i) = S_y^L(f_i); \quad \Theta_y^{P,L} \cong 1 \tag{I-7.17}$$

Odstępstwa od stanu odpowiadającego poprawnej (wzorcowej) współpracy dynamicznej określonych elementów układu można wówczas opisać wyrażeniem:

$$\Delta\Theta_y^{P,L}(f_i) = \Theta_y^{P,L}(f_i) - 1 \tag{I-7.18}$$

Wówczas przypadek $\Theta_y^{P,L} > 0$ określa pewną klasę odchyłek dodatnich, natomiast $\Delta\Theta_y^{P,L} < 0$ - klasę odchyłek ujemnych. Klasa odchyłek dodatnich odzwierciedla przewagę drgań uwarunkowanych obrotem prawym układu, natomiast klasa odchyłek ujemnych jest charakterystyczna dla przewagi drgań uwarunkowanych obrotem lewem.
Można wykazać, że pasmowy współczynnik gęstości widmowej mocy określa wyrażenie:

$$\left[\Theta_y^{P,L}(f_i)\right]^2 = \frac{S_E^P(f_i, y_i)}{S_E^L(f_i, y_i)} \tag{I-7.19}$$

Wynika stąd, że kwadrat współczynnika pasmowego gęstości widmowej mocy można interpretować jako stosunek gęstości energii przypadającej na przedział częstotliwości Δf, odpowiednio dla prawego i lewego kierunku obrotu. Wyraża więc on w sensie fizycznym wagę energetyczną określonego kierunku obrotu w danym pasmie częstotliwości, stanowiącą zarazem miarę stopnia symetrii drganiowej układu.

I.7.4. Metoda cepstrum

Oprócz wyżej omówionych metod obróbki sygnałów diagnostycznych, istnieje szereg metod specjalnych, wymagających jednak dość złożonej aparatury pomiarowej i znacznego nakładu pracy [5, 6]. Niektóre rodzaje błędów wykonawczych, jak np. mimośrodowość osadzenia kół, mogą powodować modulację głównego sygnału pochodzącego z zazębienia się kolejnych par kół i mogą być wykryte dopiero po zastosowaniu specjalnych metod obróbki sygnału.

Obecność w sygnale diagnostycznym większej liczby składowych okresowych powoduje małą czytelność obrazu reprezentowanego przez funkcje gęstości widmowej mocy i z tego względu bez stosowania specjalnych metod analizy nie można wyznaczyć parametrów tych składowych. W wielu przypadkach wstęgi boczne są maskowane przez inne sygnały generowane w przekładni, m.in. przez elementy konstrukcyjne, pochodzące z dalszych stopni układu. Na bazie tych rozważań powstała metoda zwana cepstrum [9]. Do chwili obecnej jej praktyczna przydatność do diagnozowania przekładni zębatych nie została w pełni zbadana.

Widmo cepstrum zdefiniowano jako widmo mocy wyznaczone na podstawie uprzednio sporządzonego logarytmicznego widma mocy badanego sygnału. Wyznaczenie cepstrum stanowi w zasadzie dalszą przeróbkę funkcji gęstości widmowej mocy. Aby wyjaśnić ogólnie sens fizyczny tej metody, załóżmy, że do danego punktu odbioru drgań na korpusie maszyny dociera sygnał drganiowy $y(t)$ oraz część tego samego sygnału przebywającego inną drogę z opóźnieniem t_o oraz współczynnikiem osłabienia $\alpha < 1$. Wówczas w punkcie odbioru drgań wystąpi sygnał wypadkowy, określony przez wyrażenie:

$$w(t) = y(t) + \alpha y(t - t_o) \tag{I-7.20}$$

Transformata Fouriera tego sygnału będzie równa:

$$W(f) = Y(f) + \alpha Y(f) \cdot \exp(-2\pi j f t_o) \tag{I-7.21}$$

Funkcja gęstości widmowej mocy ma postać:

$$S_w(f) = S_y(f) \left[1 + 2\alpha\cos 2\pi f t_o + \alpha^2\right] \tag{I-7.22}$$

Z ostatniego równania wynika, że widmo sygnału pierwotnego zmieszane ze swoim echem cechuje się okresowością w skali częstotliwości, a maksima widmowe będą się powtarzały z częstotliwością wynikającą z opóźnienia $t_o = 1/f_o$ ($\alpha > 0$).

Zastosowanie analizy cepstrum przy określaniu stanu dynamicznego maszyny polega na uogólnieniu zależności (I-7.22). Wynika to z faktu, że widma procesów wibracyjnych szeregu maszyn wykazują charakter okresowy o częstotliwości powtarzania prążków widmowych f_o. Zastępując w zależności (I-7.22) opóźnienie t_o przez częstotliwość $f_o = 1/t_o$, otrzymamy:

$$S_w(f) = S_y(f)\left[1 + 2\alpha\cos\frac{2\pi f}{f_o} + \alpha^2\right] = S_y(f) \cdot \Phi(f, f_o), \tag{I-7.23}$$

gdzie: $\Phi(f,f_o)$ - stanowi czynnik modulujący funkcje gęstości widmowej z interwałem repetycji f_o.

Należy tu podkreślić, że logarytmowanie gęstości widmowej mocy zmniejsza rozpiętość między małymi i dużymi amplitudami, w wyniku czego następuje kompresja dynamiki widma, przyczyniając się do zwiększenia okresowości widma, co przedstawiono na rys. I-10. Logarytmując zatem wyrażenie (I-7.23), otrzymamy zgodnie z definicją cepstrum wyrażenie:

$$C_y(\tau) = \left|F\left\{\log S_w(f)\right\}\right|^2 = \left|F\left\{\log S_y(f)\right\} + F\left\{\log\Phi(f,f_o)\right\}\right|^2. \tag{I-7.24}$$

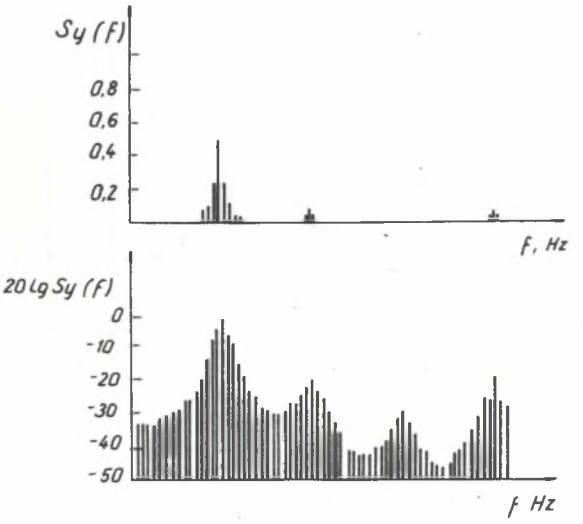
Wykorzystując pseudookresowość funkcji $\Phi(f,f_o)$ można przy zastosowaniu rozkładu fourierowskiego napisać:

$$\log \Phi(f,f_o) = \sum_{-\infty}^{\infty} \Phi_n \cdot \exp(2\pi jn \frac{f}{f_o}) = \Phi_o + \Phi_1 \exp(2\pi j \frac{f}{f_o}) + \ldots \quad \text{(I-7.25)}$$

Podstawiając uzyskany w ten sposób wynik rozkładu do wyrażenia (I-7.24) po rozpisaniu transformaty ostatecznie otrzymamy:

$$C_y(\tau) = \left| F\{\log S_y(f)\} + \Phi_o + \Phi_1 \delta(\tau - \frac{1}{f_o}) \right|^2 . \quad \text{(I-7.26)}$$

Wynika stąd, że okresowość widma w analizie cepstrum odzwierciedlona jest przez funkcje Diraca (delta), co daje w efekcie ostre maksima cepstralne.



Rys. I-10. Wpływ operacji logarytmowania na dynamikę i kształt widma mocy
Fig. I-10. Effect of logarithm calculation operation on the dynamics and shape of power spectrum

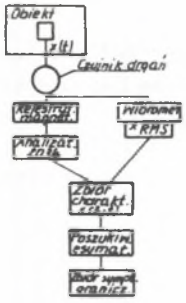
Badania przeprowadza się zatem w dwóch etapach. W pierwszym etapie wyznacza się widmo amplitudowo-częstotliwościowe za pomocą wąskopasmowego analizatora we współrzędnych:

- częstotliwość środkowa pasma przepuszczania,
- logarytm mocy sygnału.

W drugim etapie przeprowadza się ponownie analizę amplitudowo-częstotliwościową sygnału zarejestrowanego przez rejestrator cyfrowy, stanowiącego logarytm mocy w określonym pasmie przepuszczania filtra. Wyniki drugiej analizy przedstawia się we współrzędnych "quefrency" (wyrażającej odwrotność badanej częstotliwości) - wartość skuteczna sygnału w badanym pasmie.

I.8. STOSOWANY SYSTEM POMIAROWY

Z przeprowadzonych rozważań wynika, że w celu uzyskania informacji diagnostycznych zawartych w sygnale wibracyjnym pracującej głowicy należy sygnał ten poddać odpowiedniej selekcji czasowo-widmowej, stosując do tego celu aparaturę analizującą o wysokiej zdolności rozdzielczej. Uzyskane w wyniku tej selekcji estymatory zarejestrowanych sygnałów o wysokim stopniu czułości na zmiany stanu dynamicznego winny stać się podstawą do oceny stanu technicznego całego obiektu, jak również określonych par kinematycznych badanego układu. Schemat etapowy całej procedury identyfikacyjnej diagnozowania wibroakustycznego przedstawiono na rys. I-11.



Rys. I.11. Etapy procesu identyfikacji diagnostycznej

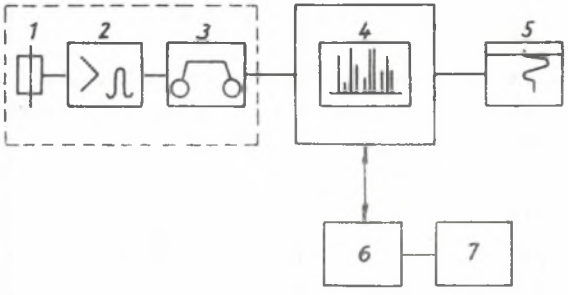
Fig. I-11. Stages of diagnostic identification process

W badaniach uwzględnione zostały następujące charakterystyki:

- wartości skuteczne przemieszczeń (z_{RMS}), prędkości (v_{RMS}) i przyśpieszeń (a_{RMS});
- wąskopasmowe widmo amplitudowe przemieszczenia, prędkości i przyśpieszenia uśrednione w czasie T;
- widmo cepstrum.

Pomiary przeprowadzono w warunkach laboratoryjnych podczas odbioru kontrolnego głowic ramieniowych na stanowisku mocy krążącej , umożliwiającym symulację obciążenia od wartości zerowej do maksymalnej, jak również zmianę kierunku obrotu wału wyjściowego.

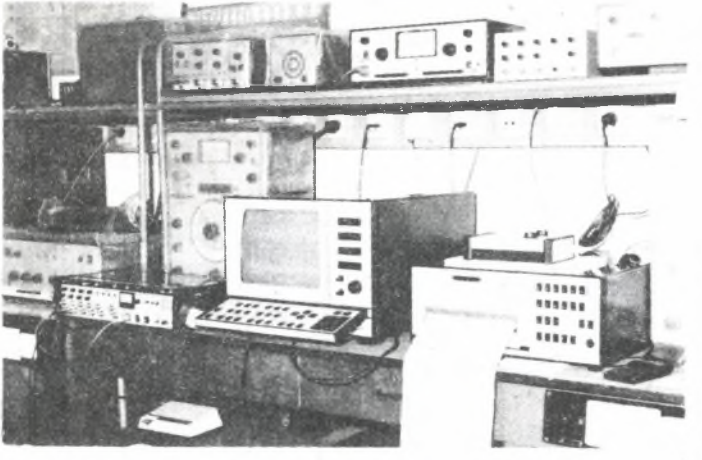
Na rys. I-12 przedstawiono laboratoryjny układ pomiarowy do rejestracji, odtwarzania, analizy oraz przetwarzania danych pomiarowych [84]. Sygnały z czujnika piezoelektrycznego (1) poprzez wibrometr (2) rejestrowane były przez magnetofon pomiarowy (3); układ ten stanowił wyodrębnioną całość i służył do bezpośredniej rejestracji parametrów drgań. Dalszą część włącznie z magnetofonem stanowił układ



Rys. I-12. Układ pomiarowy do rejestracji, odtwarzania i analizy wyników

Fig. I-12. Measuring system for recording, reproduction and analysis of results

laboratoryjny, w którego skład wchodziły: dwukanałowy analizator firmy Brüel&Kjaer typu 2034 (4), rejestrator cyfrowy firmy B-K typu 2313 (5). Komputer wraz z ploterem stanowił układ wspomagający, niezbędny do obliczenia szeregu estymat odpowiedzialnych za stan dynamiczny określonych par kinematycznych. Na fot. 1 przedstawiono stosowany laboratoryjny system pomiarowy.



Fot. 1. Ogólny widok stosowanego laboratoryjnego systemu pomiarowego w badaniach wibracyjnych

Phot. 1. General view of the laboratory measuring system used in vibration tests

W badaniach laboratoryjnych, związanych z obróbką uprzednio nagranego na magnetofon sygnału, wykorzystano najnowszy typ cyfrowego analizatora firmy B-K typu 2034, który jest przeznaczony do wykonywania analiz opartych na przekształceniach Fouriera, analiz rozkładu prawdopodobieństwa amplitud, włącznie z dziedziną czasu. Ten typ analizatora oparty jest na dwóch mikroprocesorach do złożonego przetwarzania sygnałów. Pamięć przechowuje około 20 pełnych zestawów nastawień pomiarowych i form prezentacji wyników.

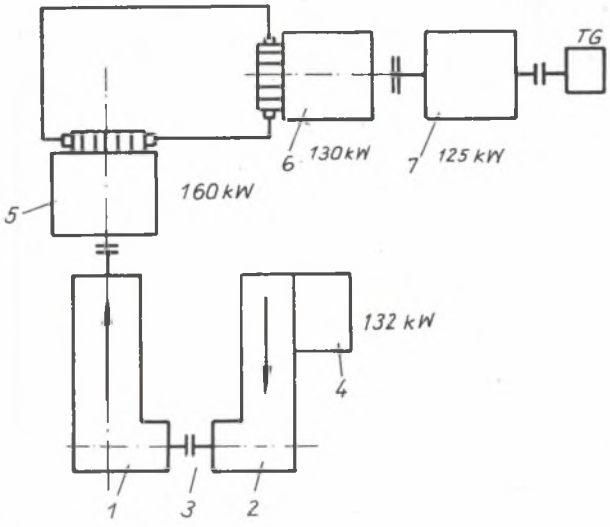
Główne własności i parametry analizatora typu 2034:

- dwa kanały pomiarowe A i B,
- zakres częstotliwości analiz widmowych do 25,6 kHz,
- wyjście cyfrowe i analogowe,
- automatyczny dobór zakresu pomiarowego oraz skali wykresu analizy,
- kalibrowanie zakresu analizy wprost w jednostkach sygnału pomiarowego,
- programowanie dziesięciu różnych zakresów danych pomiarowych i dziesięciu zestawów danych przetwarzania oraz łatwość wywołania ich za pomocą odpowiednich kodów,
- wprowadzenie wyników analizy do pamięci w celu dalszego ich przetwarzania,

- wybór dowolnych fragmentów analizy do bardziej szczegółowego przetwarzania,
- sześć różnych funkcji kursora,
- realizacja różnych analiz przebiegu, umożliwiająca uzyskanie następujących charakterystyk: charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowa, cepstrum, korelacja własna i wzajemna, funkcja gęstości prawdopodobieństwa, dystrybuanta i inne,
- przedstawienie wyników analizy w różnych układach współrzędnych,
- własny generator funkcyjny do celów testowania,
- specjalna jednostka testująca typu ZZ 0201 w postaci filtru pasmowo-przetwarzającego z własną zwłoką czasową.

I.9. BADANIA STANOWISKOWE GŁOWIC RAMIENIOWYCH

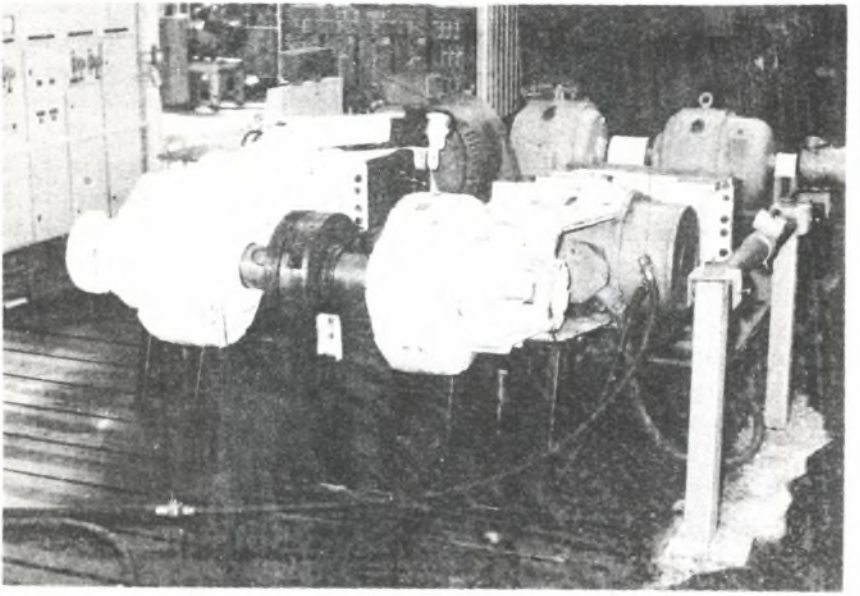
Schemat laboratoryjnego stanowiska do badania stanu dynamicznego głowic ramieniowych pokazano na rys. I-13.



Rys. I-13. Układ do badania głowic kombajnowych w systemie Leonarda
Fig. I-13. System for testing combined cutter loaders in Leonard's arrangement

Głowica badana (2) napędzana przez kombajnowy silnik prądu przemiennego (4) jest połączona za pomocą sprzęgła bezstopniowego (3) z drugą głowicą (1) obciążającą, tworząc w ten sposób układ dynamiczny o stałej prędkości obrotowej [85].

Głowicę (1) obciążano za pomocą silnika prądu stałego, pracującego w układzie Leonarda o mocy nominalnej 130 kW, z możliwością realizacji obciążenia w przedziale mocy od 0 do wartości nominalnej. Straty mocy w układzie, tj. w dwóch maszynach prądu stałego, z których jedna pracuje jako silnik (6), a druga jako generator (5), oraz w dwóch przekładniach zębatych, są uzupełniane przez silnik asynchroniczny (7). W tych warunkach jedna głowica pracuje jako zmniejszająca, a druga jako zwiększająca odpowiednie prędkości obrotowe stosownie do wymogów prądnicy. Zasada pracy w układzie mocy krążącej wymaga osiągnięcia przez silnik (6) obrotów nadsynchronicznych, otrzymanych przez zmianę napięcia twornika generatora (5). Silnik prądu stałego (6) może być włączony tylko przy dokładnym ustawieniu obrotów synchronicznych, sygnalizowanych lampką na pulpicie sterującym. Obroty te mierzone są tachogeneratorem. Ogólny widok stanowiska pomiarowego przedstawiono na fot. 2.

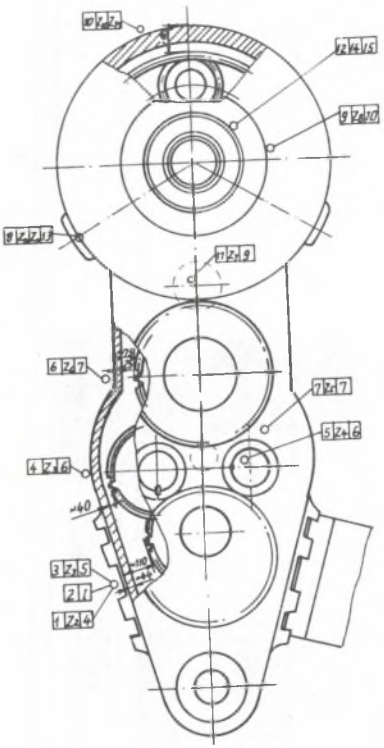


Fot. 2. Ogólny widok stanowiskowego układu mechanicznego do badań głowic kombajnowych

Phot. 2. General view of the stand material system for testing the longwall machine heads

Przy pomiarach diagnostycznych bardzo istotnym zagadnieniem jest ustalenie punktów pomiarowych, odpowiednio rozmieszczonych na korpusie głowicy. Uwzględniając fakt, ze w maszynach z elementami obrotowymi największe nadwyżki sił dynamicznych przenoszone są przez łożyskowania i koła zębate przekładni, punkty pomiarowe usytuowano w bezpośrednim sąsiedztwie miejsc łożyskowania i kół zębatych. Rozmieszczenie punktów pomiarowych przedstawiono

schematycznie na rys. I-14. W sumie ustalono n = 12 punktów pomiarowych, obejmujących główne węzły kinematyczne zarówno przekładni walcowej, jak również planetarnej. Przyjęty sposób lokalizacji obejmował wszystkie sektory korpusu głowicy wyodrębnione w modelu kinematycznym przedstawionym na rys. I-7.



Rys. I-14. Schemat lokalizacji punktów pomiarowych na korpusie głowicy

Fig. I-14. Lay-out of measuring points on the head housing

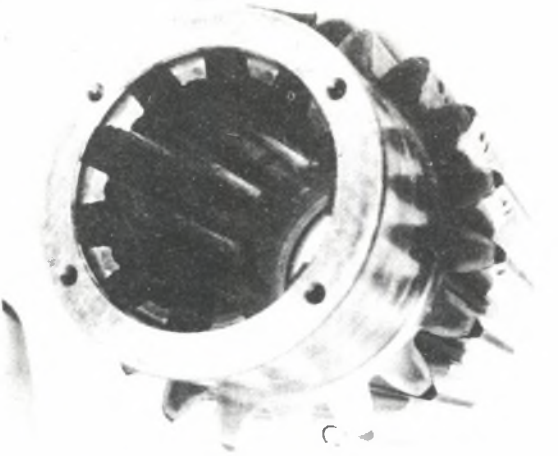
Celem potwierdzenia przydatności diagnostycznej wprowadzonych estymat kierunkowych, dodatkowo przeprowadzono również badania wibroakustyczne głowicy KGS-320 o numerze fabrycznym 18208, w której poprzez wymianę dokonano symulacyjnego uszkodzenia łożysk nr 1, 2 na wale wejściowym II, a następnie tulei uzębionej Z_1 (oznaczenia wg rys. I-6) [85]. Dobór i montaż uszkodzeń symulacyjnych przeprowadzono przy współpracy z Zakładem Kontroli jakości Zabrzańskich Zakładów Naprawczych PW.

Wykorzystując statystyczne oceny niezawodności poszczególnych elementów kinematycznych głowicy, dokonano jakościowej zmiany stanu technicznego tej samej głowicy przez wmontowanie elementów wybrakowanych o dużej częstotliwości powtórzeń serwisowych, dopuszczając je do ruchu dla celów badawczych.

Symulacja I obejmowała wymianę:

- łożyska baryłkowego dwurzędowego nr 22222A oznaczonego na schemacie kinematycznym cyfrą 2,
- łożyska wałeczkowego jednorzędowego nr NU322NA oznaczonego na schemacie kinematycznym cyfrą 1.

Symulacja II obejmowała wymianę tulei uzębionej Z_1. Końcówka wału silnika elektrycznego mająca nacięty wielowypust nie obejmowała czynnej długości wielowypustu w otworze tulei. Średnie zużycie wyznaczone przez długość cięciwy zużytych występów wynosiło około 10%. Na fot. 3 przedstawiono tuleję uzębioną Z_1 z widocznym uszkodzeniem wielowypustu.



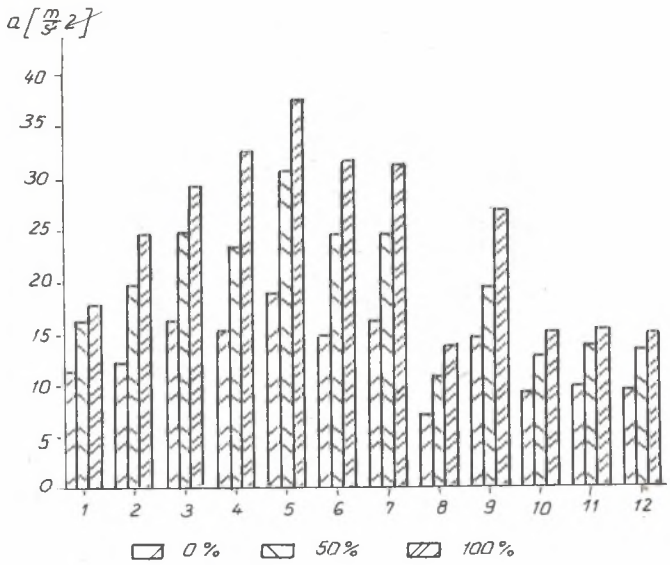
Fot. 3. Widok tulei uzębionej Z_1 z widocznym uszkodzeniem wielowypustu
Phot. 3. View of the toothed sleeve Z_1 with visible defect of the splines

I.10. WYNIKI BADAŃ WIBRACYJNYCH I ICH ANALIZA

Przedmiotem pomiaru i analizy były podstawowe parametry drgań, takie jak przemieszczenie, prędkość i przyśpieszenie oraz utworzone na ich podstawie dyskryminanty amplitudowe w postaci odpowiednich współczynników wagowych i obciążeniowych. Opierając się na wynikach analizy widmowej, przedstawiono zmiany uprzednio obliczonych wartości pasmowych współczynników gęstości widmowej mocy, jak również wskazano na przydatność analizy cepstralnej w badaniach dynamicznych przekładni zębatych. Następnie opierając się na doświadczalnie wyznaczonych charakterystykach czasowych mierzonych parametrów drgań, obliczono współczynniki Rice'a w poszczególnych punktach pomiarowych, potwierdzając tym samym ich przydatność w ocenie stanu dynamicznego wałów głównych i pośrednich.

I.10.1. Wartości skuteczne parametrów drgań

Celem ogólnego zorientowania się w rozkładzie wartości mierzonych parametrów drgań w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu badanych głowic, obliczono wartości średnie mierzonych parametrów drgań podczas trójstopniowego obciążenia układu wynoszącego 0%, 50% i 100% obciążenia nominalnego, dla obu kierunków obrotu wału wyjściowego. Wyniki tych obliczeń przedstawiono w postaci diagramów wyrażających odpowiednie rozkłady wartości średnich przyśpieszenia (rys. I-15) i prędkości drgań (rys. I-16) w poszczególnych punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic dla obrotów prawych. Obciążenie układu napędowego głowic powoduje wzrost wartości średnich mierzonych parametrów drgań. Fakt ten nie stanowi jednak reguły, gdyż w przypadku nie-



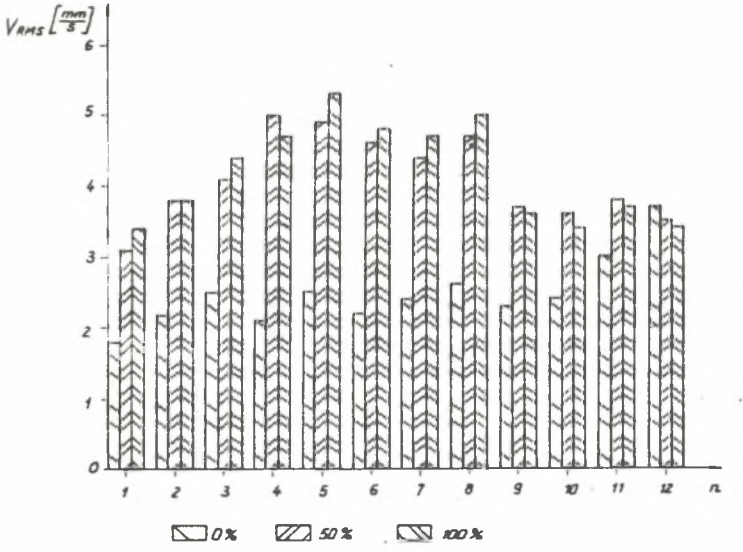
Rys. I-15. Rozkład wartości średnich przyśpieszenia drgań dla obrotu prawego w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu

Fig. I-15. Distribution of vibration acceleration mean values for clockwise rotation in particular measuring points of the housing

których egzemplarzy głowic, w określonych punktach pomiarowych, obciążenie układu powodowało obniżenie wartości mierzonych parametrów drgań, były to jednak przypadki sporadyczne, niemniej jednak fakt ten jest godny podkreślenia. Zmiana kierunku obrotu układu napędowego wpływa na zmianę rozkładu wartości mierzonych parametrów drgań, czego dowodem jest diagram wyrażający rozkład wartości średnich prędkości drgań w poszczególnych punktach pomiarowych dla obrotu lewego układu (rys. I-17).

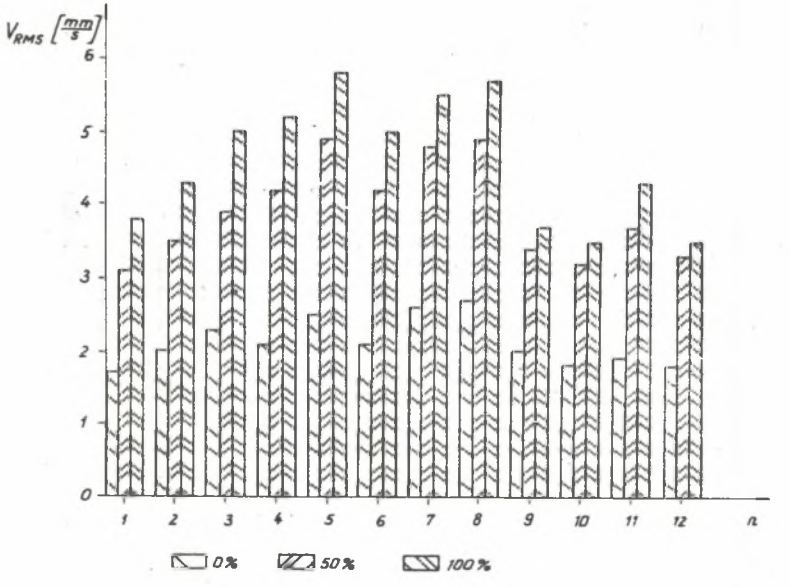
Maksymalne wartości średnie przyśpieszenia drgań obserwowano w punktach pomiarowych n = 4, 5 korpusu, leżących w bezpośrednim sąsiedztwie wału wejściowego II. Natomiast w przypadku prędkości drgań maksymalne wartości średnie obserwowano w punktach pomiarowych leżących w pobliżu wału wejściowego (n = 4, 5) i wyjściowego (n = 8). Maksima te nie stanowią jednak wyraźnych dominant amplitudowych w tych punktach pomiarowych, lecz są wynikiem uśrednienia statystycznego badanej populacji głowic.

Ujawniony fakt wpływu kierunku obrotu układu na zmianę wartości uśrednionych parametrów drgań, stanowi podstawę do poszukiwań nowych, zdeterminowanych kierunkiem obrotu, miar sygnałów wibroakustycznych, odzwierciedlających stan dynamiczny badanego układu.



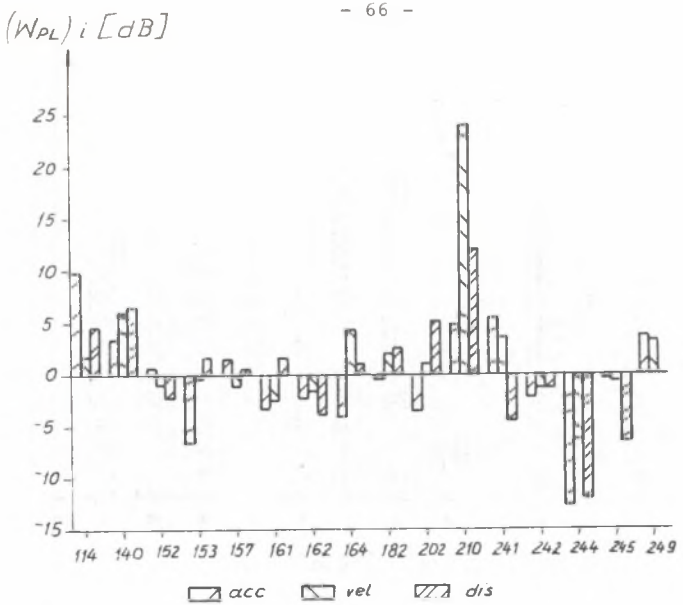
Rys. I-16. Uśrednione wartości prędkości drgań wszystkich badanych głowic w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu dla obrotu prawego układu

Fig. I-16. Averaged vibration speed values of all tested heads in particular measuring points of the housing for clockwise rotation of the system



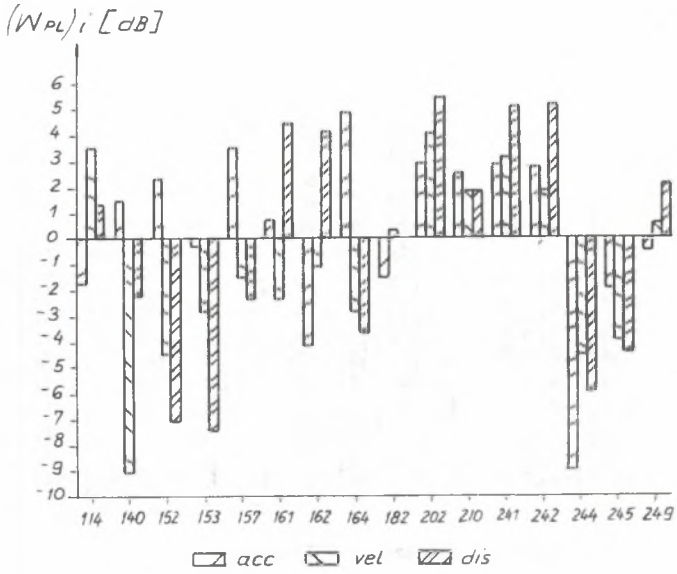
Rys. I-17. Uśrednione wartości prędkości drgań wszystkich badanych głowic w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu dla obrotu lewego układu

Fig. I-17. Averaged vibration speed values of all tested heads in particular measuring points of the housing for clockwise rotation of the system



Rys. I-18a. Rozkład wartości wagowego współczynnika kierunkowego przyśpieszenia, prędkości i przemieszczenia drgań na biegu jałowym

Fig. I-18a. Distribution of the values of the weight directive coefficient of vibration acceleration, speed and displacement at idle runing



Rys. I-18b. Rozkład wartości wagowego współczynnika kierunkowego przyśpieszenia, prędkości i przemieszczenia drgań pod obciążeniem nominalnym

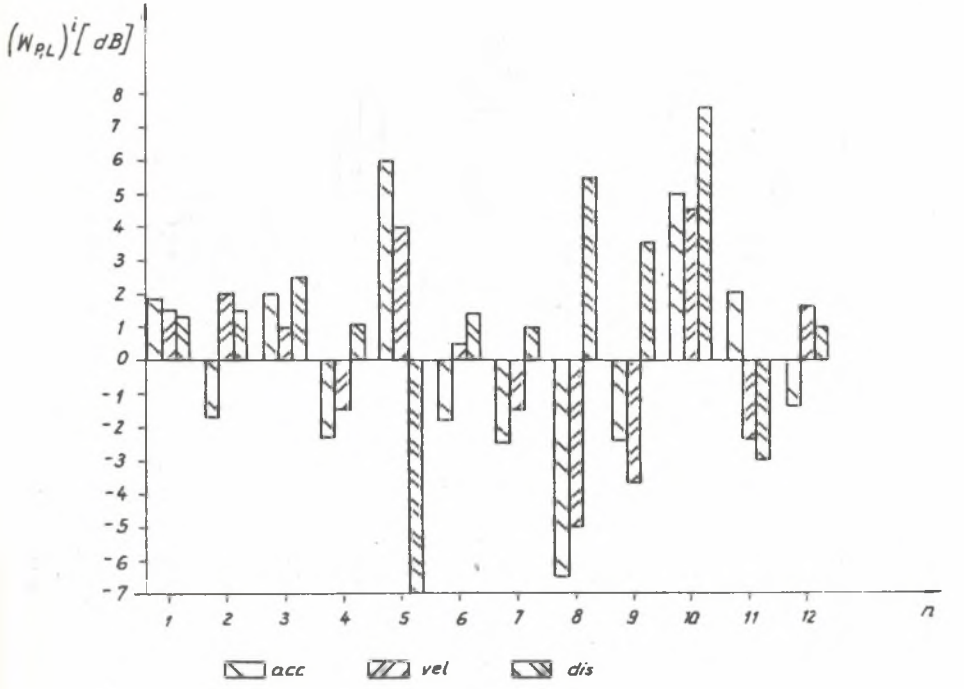
Fig. I-18b. Distribution of the values of the weight directive coefficient of vibration acceleration, speed and displacement under nominal load

I.10.2. Wagowy współczynnik kierunkowy parametrów drgań

Uwzględniając związek (I-7.7), obliczono tzw. wagowy współczynnik kierunkowy, odpowiednio przyśpieszenia, prędkości i przemieszczenia, we wszystkich punktach pomiarowych badanych głowic, podczas trójstopniowego stanu obciążenia [86].

Celem ustalenia stanu granicznego wagowego współczynnika kierunkowego parametrów drgań wykorzystano normy ISO 3945 z 1975 r. [33], z których wynika, że zmiana poziomu parametrów drgań w stosunku 6:1 winna stanowić przyczynę zmiany klasyfikacji stanu dynamicznego z dobrego na niedopuszczalny.

Przykładowo, na rys. I-18a,b przedstawiono graficznie rozkład wartości wagowego współczynnika kierunkowego przyśpieszenia, prędkości i przemieszczenia drgań, odpowiednio na biegu jałowym i pod obciążeniem nominalnym, w punkcie pomiarowym n=1. Z porównania obu rozkładów wynika, że obciążenie układu wywiera istotny wpływ na zmianę wartości wagowego współczynnika kierunkowego wszystkich badanych głowic w kolejnych punktach pomiarowych.



Rys. I-19. Uśredniony wagowy współczynnik kierunkowy parametrów drgań w zaznaczonych punktach pomiarowych korpusu wszystkich badanych głowic

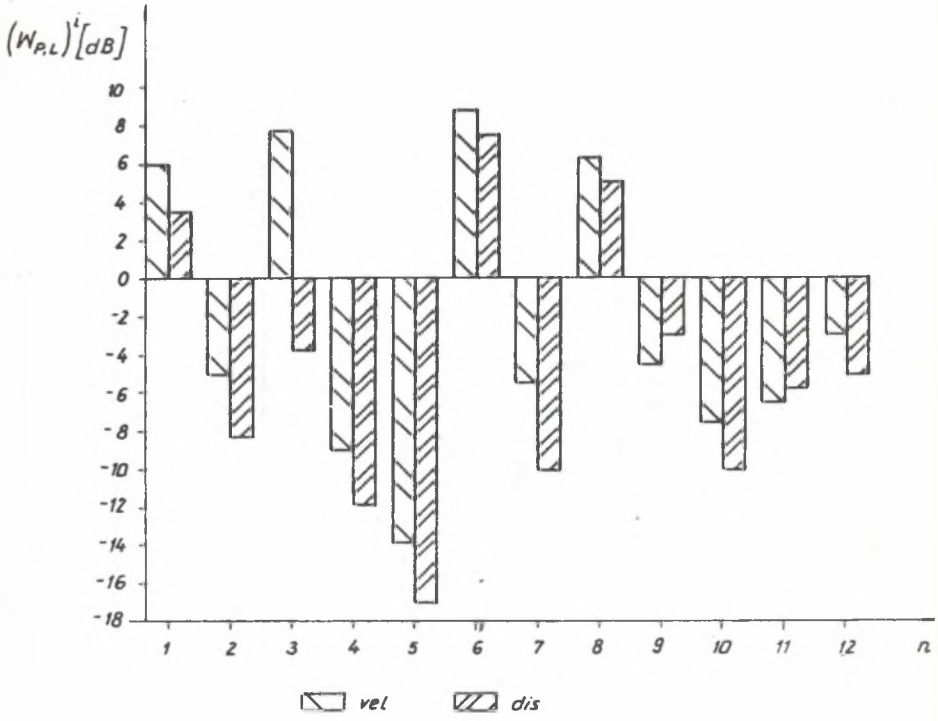
Fig. I-19. Averaged weight directive coefficient of vibration parameters in the marked measuring points of the housing in all tested heads

Na rys. I-19 przedstawiono uśredniony rozkład wartości wagowego współczynnika kierunkowego mierzonych parametrów drgań, z którego wynika, że maksymalne wartości średnie występują w punktach pomiarowych n = 5, 8, 10.

Opisany uśredniony rozkład wartości wagowego współczynnika kierunkowego, cechuje się znacznie większą dynamiką zmian wartości w stosunku do uśrednionych wartości RMS przyśpieszenia (rys. I-15) i prędkości drgaż (rys. I-16).

Z kolei na rys. I-20 oraz I-21 przedstawiono rozkłady wartości wagowego współczynnika kierunkowego prędkości i przemieszczenia drgań, odpowiednio dla symulacji I oraz II głowicy nr 18208. Maksymalne zmiany wartości wagowego współczynnika kierunkowego prędkości i przemieszczenia występują w punktach n = 4,5 leżących w bezpośrednim sąsiedztwie symulowanych uszkodzeń elementów wału II.

Opierając się na uzyskanych wynikach rozkładów wartości wagowego współczynnika kierunkowego przyśpieszenia, prędkości i przemieszczenia drgań po



Rys. I-20. Rozkład wartości wagowego współczynnika kierunkowego prędkości i przemieszczenia drgań dla symulacji I w zaznaczonych punktach pomiarowych

Fig. I-20. Distribution of the values of the weight directive coefficient of vibration speed and displacement for the simulation I in the measuring points marked

uwzględnieniu wytycznych normowych ISO 3945, przeprowadzono trójstopniowy podział klasyfikacyjny badanych głowic, wyróżniając przy tym:

1) klasę sprawności dynamicznej, odpowiadającej przypadkowi:

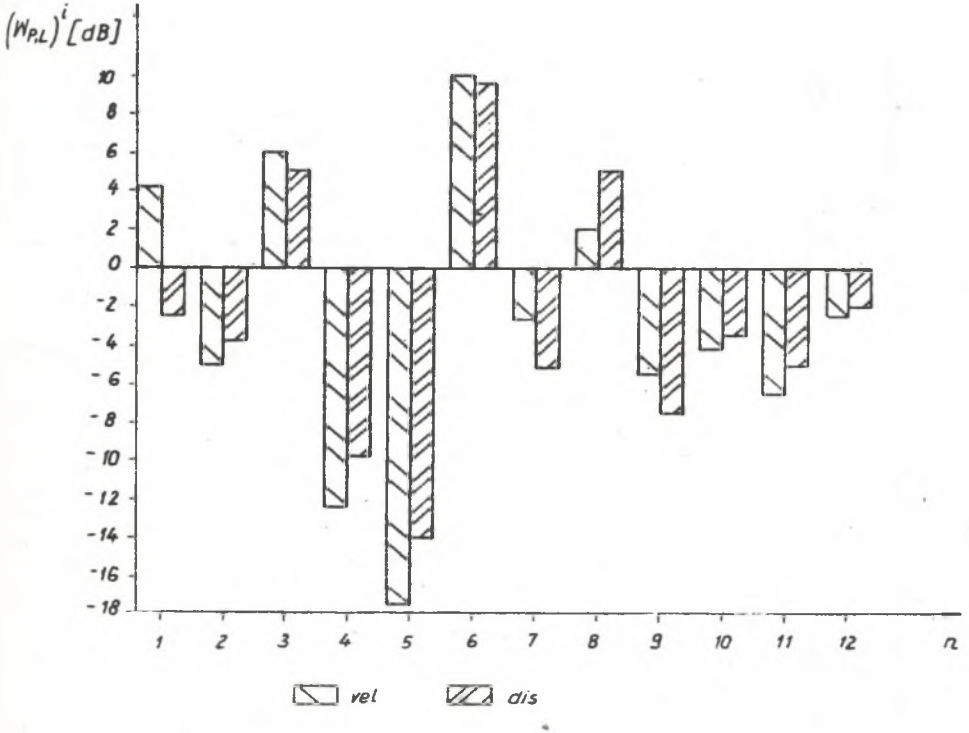
$$(W_{P,L})^{i}_{a,v,z} \leq 8 \text{ dB};$$

2) klasę zdatności dynamicznej, odpowiadającej przypadkowi:

$$8 \text{ dB} < (W_{P,L})^{i}_{a,v,z} \leq 12 \text{ dB};$$

3) klasę niezdatności dynamicznej, odpowiadającej przypadkowi:

$$(W_{P,L})^{i}_{a,v,z} > 12 \text{ dB}.$$



Rys. I-21. Rozkład wartości wagowego współczynnika kierunkowego prędkości i przemieszczenia drgań dla symulacji II w zaznaczonych punktach pomiarowych

Fig. I-21. Distribution of the values of the weight directive coefficient of vibration speed and displacement for the simulation II in the measuring points marked

Głowice występujące w klasie niezdatności dynamicznej cechują się ponadgranicznymi parametrami drgań i z tego względu nie powinny być dopuszczone do eksploatacji.

Opierając się na uzyskanych wynikach obliczeń granicznych i ponadgranicznych wartości wagowego współczynnika kierunkowego, odpowiednio przyśpieszenia, prędkości i przemieszczenia, w tabelach I.10.1, I.10.2 oraz I.10.3 wyszczególniono głowice zaliczone do jednej z tych klas. Przy czym przez "J" oznaczono pracę układu na biegu jałowym, a przez "0" - pracę układu pod obciążeniem minimalnym, natomiast "P" - oznacza przewagę drgań uwarunkowanych obrotem prawym, zaś "L" - przewagę drgań uwarunkowanych obrotem lewym.

Tabela I.10.1

Głowice cechujące się granicznym i ponadgranicznym wagowym współczynnikiem kierunkowym przyśpieszenia

Nr punktu pomiarowego n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Głowice w klasie granicznej zdatności: $(K_i)_a$ = 8-12 dB	$1,J_P$ $14,O_L$	$14,O_L$	$14,O_L$	-	$2,J_P$ $11,J_P$ $14,O_L$	$2,O_L$ $14,O_L$	$10,J_L$ $11,J_P$ $14,O_L$	$11,J_P$ $14,J_L$ $14,C_L$ $2,O_L$	$14,J_L$ $14,O_L$	$11,J_P$ $14,J_L$ $14,O_L$	$14,J_L$ $14,O_L$	$14,J_L$
Głowice w klasie niezdatności $(K_i)_a$ > 12 dB	$14,J_L$	$14,J_L$	$14,L_J$	$14,J_L$	-	$14,J_L$	$14,J_L$	$11,O_P$	-	-	$2J_P$	-

J - bieg jałowy, O - obciążenie nominalne, P - przewaga obrotu prawego, L - przewaga obrotu lewego

Tabela I.10.2

Głowice cechujące się granicznym i ponadgranicznym wagowym współczynnikiem kierunkowym prędkości drgań

Nr punktu pomiarowego n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Głowice w klasie granicznej zdatności: $(W_i)_v$ = 8-12 dB	$2,O_L$	$2,O_L$	$2,O_L$	$11,J_P$	$3,J_P$	$11,J_P$ $2,O_L$	$11,J_P$ $2,O_L$	$11,J_P$ $2,O_L$	$11,J_P$ $11,J_L$	$3,J_P$ $11,J_P$ $16,J_P$	$3,J_P$ $22,J_P$ $5,O_L$	$11,J_P$
Głowice w klasie niezdatności $(W_i)_v$ > 12 dB	$11,J_P$	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

W przypadku wagowego współczynnika kierunkowego przyśpieszenia drgań (tab. I.10.1), głowice występujące w klasie niezdatności ujawnione zostały w przeważającej większości dla biegu jałowego i to głównie z dominacją drgań dla obrotu lewego. Analogiczna klasyfikacja wartości wagowego współczynnika kie-

runkowego prędkości drgań pozwoliła na ujawnienie w klasie niezdatności tylko jednej głowicy N = 11 w punkcie n = 1, przy przewadze drgań dla obrotu prawego (tab. I.10.2).

Tabela I.10.3

Głowice cechujące się granicznymi i ponadgranicznymi wartościami wagowego współczynnika kierunkowego przemieszczenia drgań

Nr punktu pomiarowego n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Głowice w klasie granicznej zdatności: $(W_i)_z$ = 8-12 dB	$11,J_P$ $14,J_L$	$11,J_P$ $12,O_L$	$12,J_P$ $14,J_L$ $14,O_L$	$15,O_L$ $9,J_L$ $11,J_P$ $3,O_L$	$14,J_L$ $10,O_P$ $15,O_L$	-	$11,J_P$ $12,O_P$ $15,O_L$ $16,O_P$	-	$16,O_P$ $11,J_P$ $12,J_P$ $14,O_L$	$11,J_P$ $12,J_P$ $16,J_P$ $16,O_P$	$12,J_P$ $16,J_P$ $2,O_L$ $5,O_L$	$16,J_P$ $3,J_P$ $11,J_P$ $12,J_P$
Głowice w klasie niezdatności $(W_i)_z$ > 12 dB	-	-	$2,O_L$	$14,J_L$	$14,O_L$	$10,O_P$	$14,O_L$	-	-	-	-	-

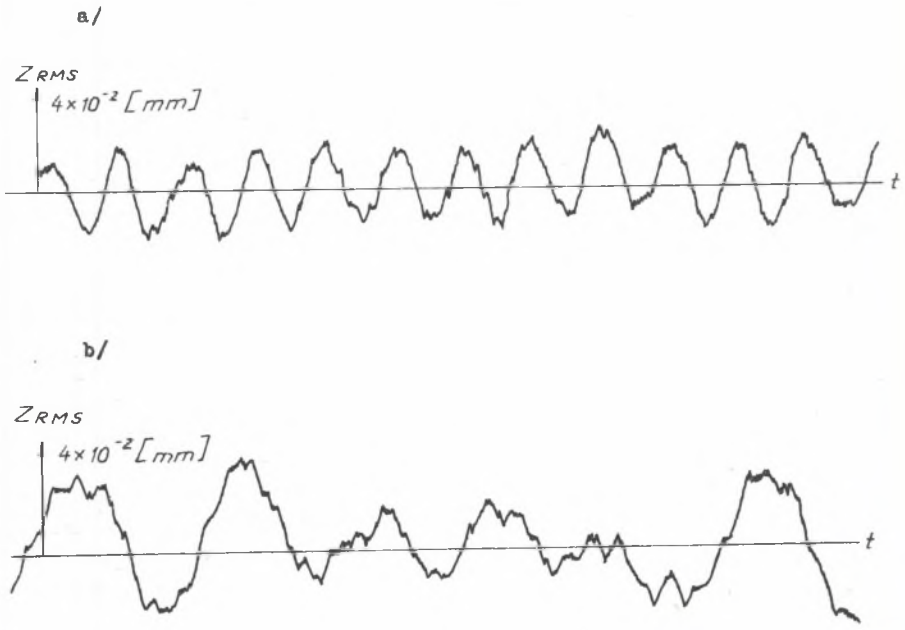
Analiza wartości wagowego współczynnika kierunkowego przemieszczenia ujawniła występowanie w klasie niezdatności głowicy N = 14, lecz głównie dla obciążenia nominalnego z dominacją drgań dla obrotu lewego (tab. I.10.3). Pomiędzy wagowym współczynnikiem kierunkowym przyśpieszenia i przemieszczenia drgań stwierdzono występowanie pewnej współzależności, zarówno na biegu jałowym, jak również pod obciążeniemnominalnym, o czym świadczy fakt ujawnienia w klasie niezdatności w obu przypadkach tej samej głowicy N = 14, co występuje szczególnie wyraźnie w punktach n = 4, 7. Przyjmując tu założenie, że stan dynamiczny głowic jest uwarunkowany przez tzw. intensywność drgań oraz uwzględniając fakt, że częstość ruchu podstawowego głównych elementów napędowych jest stosunkowo niewielka, można przyjąć, że intensywność ta zgodnie z wytycznymi ISO 3945 winna być:

a) proporcjonalna do amplitudy przemieszczenia drgań uwarunkowanych luzami i nieosiowością wałów napędowych,
b) proporcjonalna do amplitudy prędkości drgań wywołanych nieprawidłowością współpracy kół zębatych,
c) proporcjonalna do amplitudy przyśpieszenia drgań uwarunkowanych błędami wykonawczymi i montażowymi łożysk tocznych.

Celem ujawnienia dominacji drganiowej określonych elementów kinematycznych układu, w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu wyznaczono charakterystyki czasowe przemieszczenia i prędkości drgań. Na podstawie uzyskanych przebiegów czasowych tych parametrów wyznaczono następnie w poszczególnych punktach pomiarowych liczby przejść procesu wibracyjnego przez poziom zerowy, wyrażające tzw. częstotliwości Rice'a.

I.10.3. Liczba przejść procesu wibracyjnego przez poziom zerowy

Celem lokalizacji niektórych elementów obrotowych (wałów, kół zębatych) w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu głowicy wyznaczono doświadczalnie charakterystyki czasowe przemieszczenia i prędkości drgań. Przykładowo, na rys. I-22a,b przedstawiono zarejestrowane przebiegi czasowe zmian amplitudy przemieszczenia odpowiednio w punktach n = 2, 6.



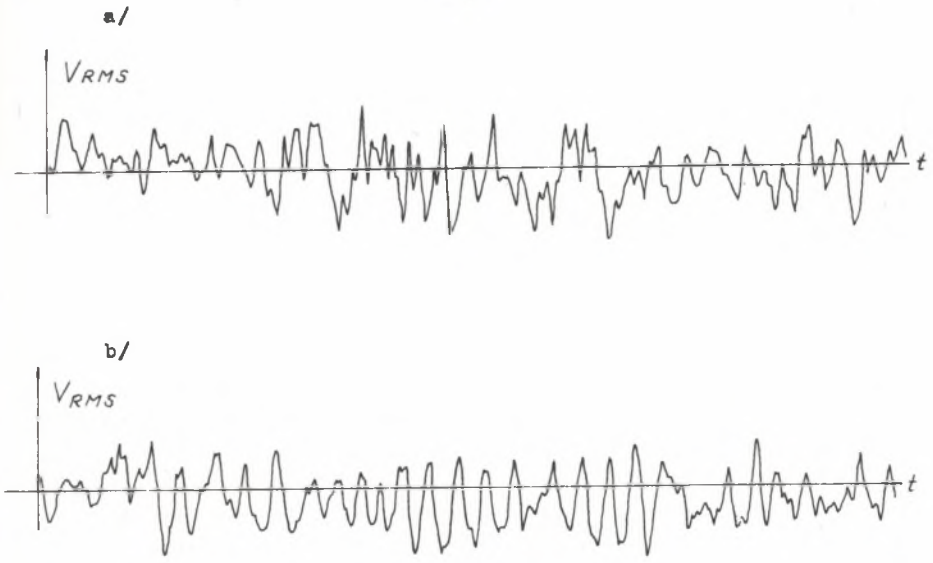
Rys. I-22. Przebiegi czasowe zmian amplitudy przemieszczenia drgań odpowiednio w punktach n = 2 (a) oraz n = 6 (b) na biegu jałowym

Fig. I-22. Time functions of changes in the amplitude of vibration displacement in the points n = 2 (a) and n = 6 (b), respectively, at idle running

Na podstawie uzyskanych przebiegów czasowych przemieszczeń wyznaczono następnie średnią liczbę przejść dodatnich procesu przez poziom zerowy dla wszystkich punktów pomiarowych korpusu. W większości przypadków określone tym sposobem częstotliwości średnie przemieszczeń odpowiadają częstościom charakterystycznym niektórych wałów, a w szczególności wału wejściowego II, pośredniego V i wyjściowego VII (oznaczenia wg rys. I-6). Dla niektórych głowic obserwowane przebiegi czasowe przemieszczeń były mniej periodyczne i w tych przypadkach wyznaczenia średniej liczby przejść poziomu zerowego było bardziej utrudnione, a w związku z tym obarczone większym błędem pomiarowym. W pozostałych przypadkach wałów pośrednich występowały pewne niewielkie różnice między wyznaczonymi częstotliwościami Rice'a a odpowiednimi częstościami charakterystycznymi tych wałów, co było prawdopodobnie spowodowa-

ne przez superpozycję drgań wywołanych niestabilną pracą innych elementów o nieznacznie różniących się częstościach obrotowych.

Z kolei, dla przykładu, na rys. I-23a,b pokazano przebiegi czasowe prędkości drgań w punktach pomiarowych n = 5, 6 głowicy N = 210 podczas pracy układu na biegu jałowym w przypadku obrotu prawego. Z uzyskanych obliczeń średnich częstotliwości przejść dodatnich prędkości drgań przez poziom zerowy wynika, że otrzymane na tej podstawie częstotliwości Rice'a prędkości odpowiadają w tych punktach w przybliżeniu częstości charakterystycznej prędkości zazębień kół zębatych Z_3, Z_4, Z_5, usytuowanych w bliskim sąsiedztwie tych punktów. Zmiana kierunku obrotu wału wyjściowego nie wywiera istotnego wpływu na liczbę przejść procesu wibracyjnego przez poziom zerowy.



Rys. I-23. Przebiegi czasowe zmian amplitudy prędkości drgań odpowiednio w punktach n = 5 (a) oraz n = 6 (b) na biegu jałowym

Fig. I-23. Time functions of changes in the amplitude of vibration speed in the points n = 2 (a) and n = 6 (b), respectively, at idle running

W pozostałych punktach pomiarowych średnie liczby przejść procesu v(t) przez poziom zerowy, obliczone na podstawie charakterystyk czasowych prędkości, były w większości przypadków znacznie większe od częstości zazębień kół zębatych usytuowanych w bezpośrednim sąsiedztwie określonych punktów korpusu.

Z analizy wyznaczonych częstotliwości Rice'a w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu wynika, że w przeważającej większości za drgania w poszczególnych punktach pomiarowych odpowiedzialne są te elementy obrotowe, które znajdują się najbliżej danego punktu pomiarowego. Stwierdzony fakt

może posiadać szczególnie duże znaczenie w przypadku doraźnej kontroli stanu jakości głowic kombajnowych, gdyż umożliwia za pomocą stosunkowo prostej aparatury otrzymanie potrzebnych informacji o stanie współpracy dynamicznej określonych par kinematycznych.

I.10.4. Obciążeniowy współczynnik kierunkowy parametrów drgań

Opierając się na związku (I-7.8), utworzono względną estymatę w postaci tzw. obciążeniowego współczynnika kierunkowego, odpowiednio przyśpieszenia, prędkości i przemieszczenia [82]. Z fizycznego punktu widzenia wprowadzony współczynnik charakteryzuje poziom wzrostu intensywności drgań względem biegu jałowego, odpowiednio dla obrotu prawego i lewego wału wyjściowego. Przykładowo, na rys. I-24a,b przedstawiono rozkład zmian wartości obciążeniowego współczynnika kierunkowego przyśpieszenia, prędkości i przemieszczenia drgań, odpowiednio dla obrotu prawego (a) oraz lewego (b) w punkcie pomiarowym n = 4.

Generalnie należy stwierdzić, że obciążenie układu wywołuje wzrost wartości obciążeniowego współczynnika kierunkowego przyśpieszenia drgań, natomiast dla niektórych głowic w szeregu punktach pomiarowych obserwuje się wzrost obciążeniowego współczynnika kierunkowego prędkości i przemieszczenia drgań na biegu jałowym. Jest to wynik wskazujący na fakt występowania dość znacznych luzów w parach kinematycznych (głównie obejmujących wały i koła zębate) na biegu jałowym, co może stanowić wynik interesujący z punktu widzenia diagnostycznego badanych obiektów.

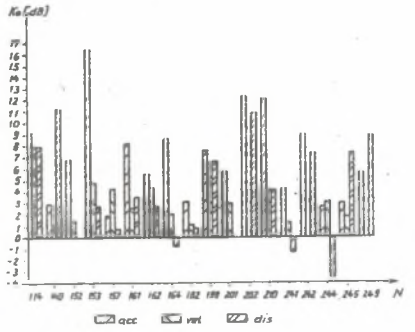
Analiza rozkładów wartości obciążeniowych współczynników kierunkowych rejestrowanych parametrów drgań w poszczególnych punktach pomiarowych badanych głowic umożliwia określenie zakresu ich zmian dla obu kierunków obrotu wału wyjściowego oraz pozwala na wyodrębnienie głowic cechujących się ponadgranicznymi wartościami tych współczynników. W tabeli I.10.4 wyszczególniono głowice, dla których obciążeniowy współczynnik kierunkowy przekracza w określonych punktach pomiarowych badanych głowic wartość 15 dB. W nawiasach podano wartości liczbowe w dB, jakie osiąga ten współczynnik dla obrotu prawego (P) i lewego (L). Wartości ujemne dla głowicy N = 10 w punkcie n = 11, 12, podczas obrotu prawego, wskazują na przewagę intensywności drgań, generowanych podczas biegu jałowego w układzie planetarnym głowicy. W tym przypadku obciążenie układu powoduje bardzo znaczne obniżenie intensywności drgań w tym układzie, co wskazywać może na znaczną minimalizację występujących luzów międzyzębnych w kołach satelitarnych tego układu. Występowanie tak dużych zmian wartości obciążeniowego współczynnika kierunkowego przyśpieszenia, prędkości i przemieszczenia dla niektórych głowic może tylko świadczyć o gorszym stanie montażowo-wykonawczym niektórych elementów konstrukcyjnych układu napędowego.

Tabela I.10.4

Wykaz głowic przekraczających względny poziom odniesienia

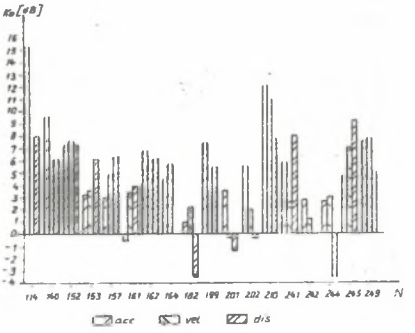
$(K_o)^i_{P,L\ (a,v,z)} > 15\ [dB]$

Nr punktu pomiarowego	a [dB]	v [dB]	z [dB]
1	-	13P(25)	-
2	-	-	-
3	-	-	-
4	4P(16), 1L(15)	-	-
5	-	-	12P(25)
6	12P(21), 18L(15)	12P(16), 13L(15)	12P(25)
7	12P(18)	-	16L(22)
8	13P(16)	-	-
9	-	-	-
10	-	-	16P(15)
11	-	10P(-21)	-
12	-	10P(-23)	10P(-16)



Rys. I-24a. Rozkład zmian wartości obciążeniowego współczynnika kierunkowego przyśpieszenia, prędkości i przemieszczenia dla obrotu prawego układu, w punkcie n = 4

Fig. I-24a. Distribution of changes in the values of the weight directive coefficient of acceleration, speed and displacement for clockwise rotation of the system, in the point n = 4



Rys. I-24b. Rozkład zmian wartości obciążeniowego współczynnika kierunkowego przyśpieszenia, prędkości i przemieszczenia dla obrotu lewego układu, w punkcie n = 4

Fig. I-24b. Distribution of changes in the values of the weight directive coefficient of acceleration, speed and displacement for anti-clockwise rotation of the system, in the point n = 4

I.10.5. Estymaty widmowe procesów wibracyjnych

Bardziej szczegółowy opis własności statystycznych sygnału wibracyjnego przedstawiają charakterystyki częstotliwościowe, uzyskane na podstawie metody szybkiej transformacji Fouriera. W pracy ograniczono się głównie do pewnej tylko klasy charakterystyk częstotliwościowych przedstawiających zależność średniej mocy przemieszczenia, prędkości i przyśpieszenia drgań od częstotliwości [73], które stanowiły podstawę przy tworzeniu nowych względnych miar diagnostycznych w procesie kontroli stanu jakości nowych wyrobów. Podstawową przesłanką wykorzystania funkcji gęstości widmowej mocy przemieszczenia, prędkości i przyśpieszenia drgań był fakt występowania w niektórych wąskich pasmach częstotliwości analizowanego widma, częstości charakterystycznych odpowiadających prędkościom obrotowym niektórych elementów kinematycznych badanego układu [87].

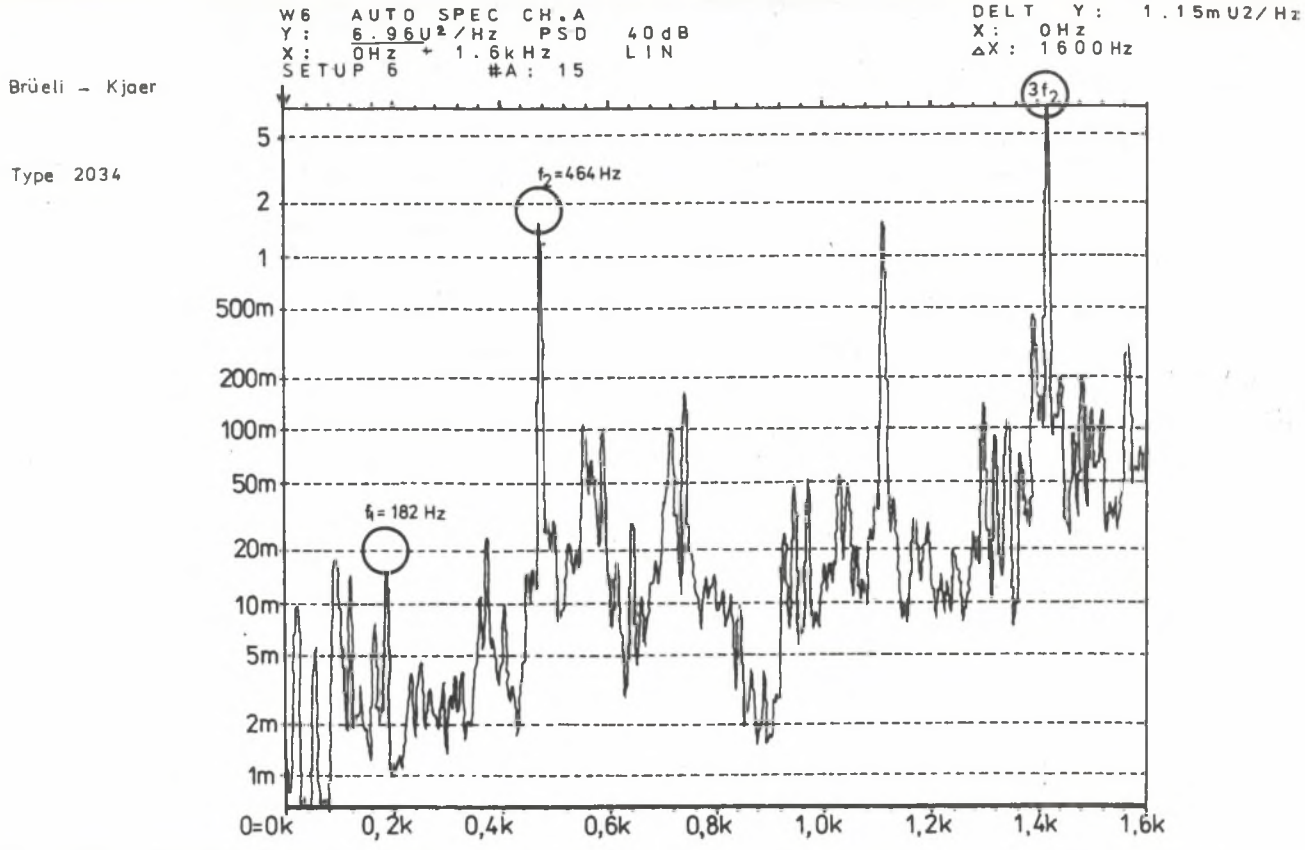
I.10.5.1. F u n k c j e g ę s t o ś c i w i d m o w e j m o c y

Wyniki analizy widmowej rejestrowanych sygnałów wibracyjnych zostały przedstawione na oryginalnych kartach pomiarowych w postaci funkcji gęstości widmowej mocy podczas różnych warunków pracy układu napędowego.

Przykładowo, na rys. I-25 przedstawiono wąskopasmowe widmo amplitudowe przyśpieszenia drgań w punkcie pomiarowym n = 2 obejmującym elementy konstrukcyjne wału wejściowego, podczas obciążenia nominalnego przy realizacji obrotów prawych. Zakres pasma częstotliwości wynosił w tym przypadku od 0 do 1,6 kHz. Celem tego postępowania było wyznaczenie istotnych z punktu widzenia diagnostyki technicznej częstotliwości dyskretnych dominujących w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu głowicy. Z kolei na rys. I-26 przedstawiono widmo amplitudowe przyśpieszenia drgań pod obciążeniem nominalnym w punkcie n = 2 głowicy, w której układzie napędowym zastosowano zużyte koła zębate Z_3, Z_4, Z_5 (wg schematu kinematycznego z rys. I-6) [85]. Zaznaczone w górnej części tego widma składowe dyskretne częstotliwości i ich harmoniczne f_n = 182 n, (n = 1,2,3,...) odpowiadają częstości zazębienia wyszczególnionych kół zębatych. Następnie na rys. I-27 podano widmo prędkości drgań w punkcie n = 4 głowicy N = 210 na tle widma wzorcowego głowicy cechującej się minimalnymi wartościami padametrów drgań w pasmie częstotliwości 0-200 Hz pod obciążeniem nominalnym. Zaznaczone w górnej części częstotliwości dyskretne odpowiadają częstościom charakterystycznym niektórych elementów konstrukcyjnych układu napędowego badanych głowic (tab. I.5.2, I.5.3).

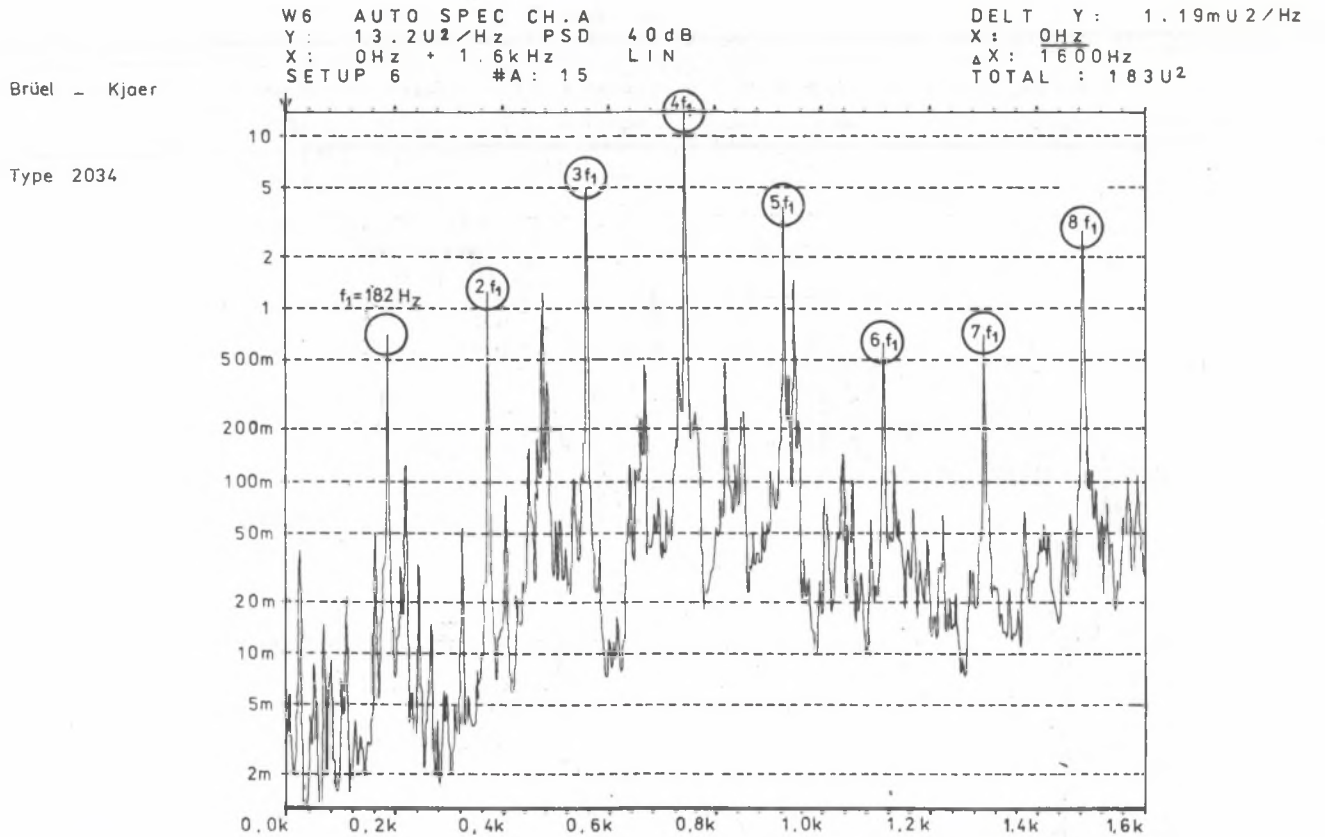
Zmiana kierunku obrotu wału wyjściowego wpływa wyraźnie na zmianę struktury amplitudowo-częstotliwościowej funkcji gęstości widmowej mocy parametrów drgań w poszczególnych punktach pomiarowych.

Przykładowo, na rys. I-28a,b przedstawiono graficzne obrazy widma częstotliwościowego przemieszczenia drgań w punkcie n = 3 przy obciążeniu nominalnym, odpowiednio dla obrotu prawego (a) i lewego (b) wału wyjściowego.



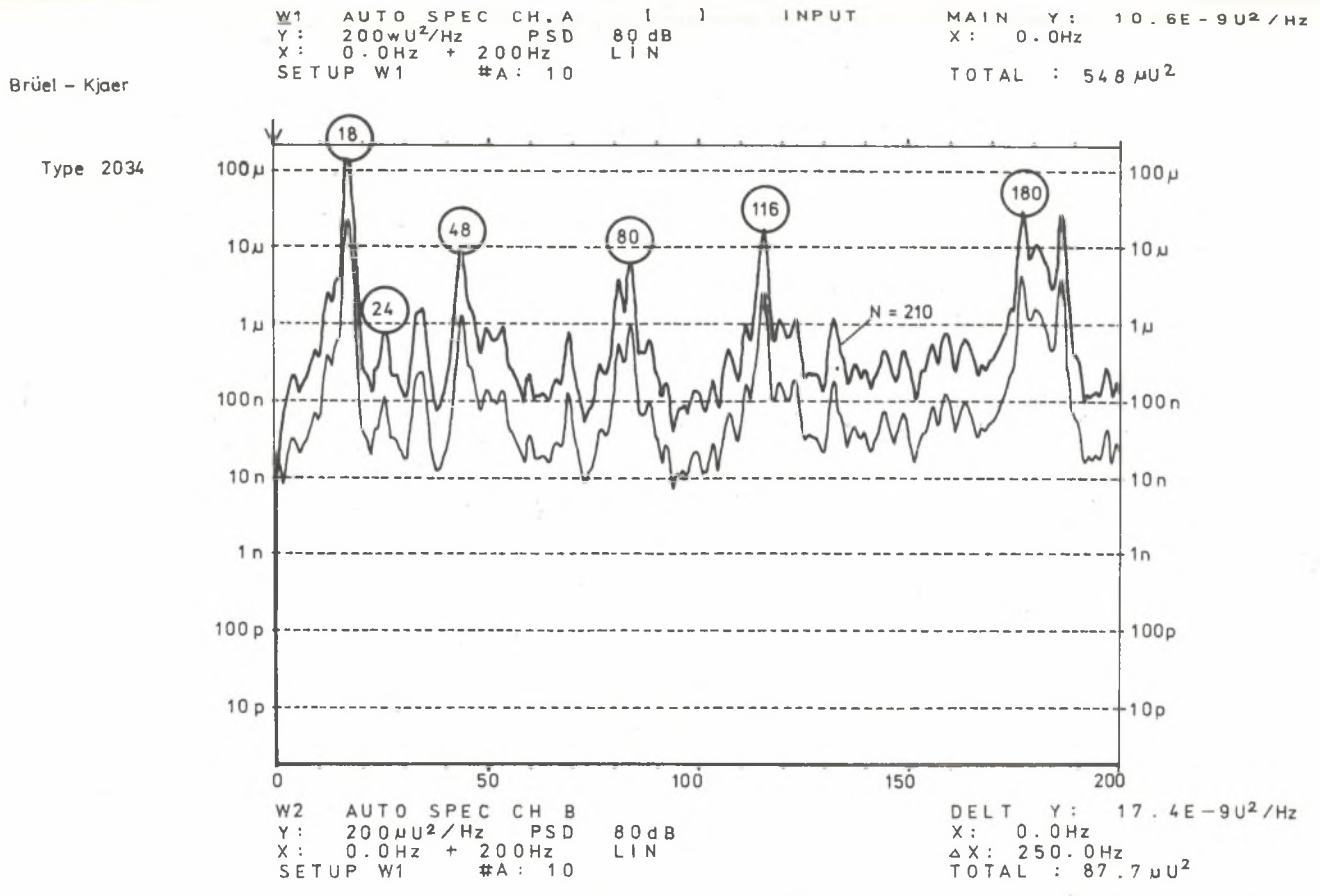
Rys. I-25. Widmo amplitudowe przyśpieszenia drgań w punkcie n = 2, podczas obciążenia nominalnego przy realizacji obrotów prawych

Fig. I-25. Amplitude spectrum of vibration acceleration in the point n = 2 under nominal load at clockwise rotation



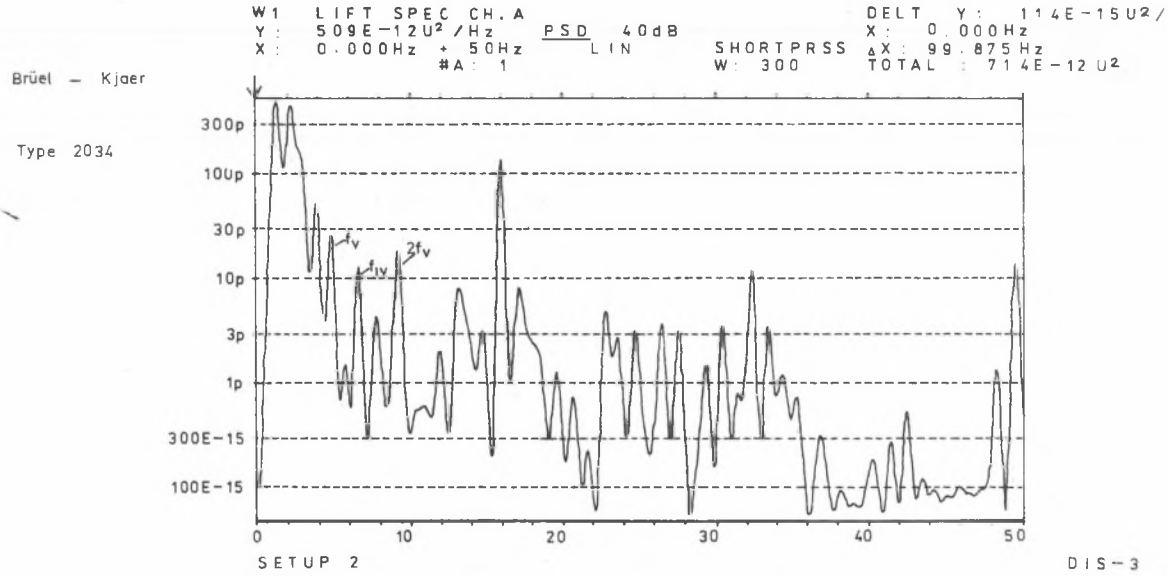
Rys. I-26. Widmo amplitudowe przyśpieszenia drgań w punkcie n = 2, podczas obciążenia nominalnego przy realizacji obrotów prawych dla symulacji zużyciowej kół zębatych Z_3, Z_4, Z_5

Fig. I-26. Amplitude spectrum of vibration acceleration in the point n = 2 under nominal load at clockwise rotation for the wear simulation of the gear wheels Z_3, Z_4, Z_5



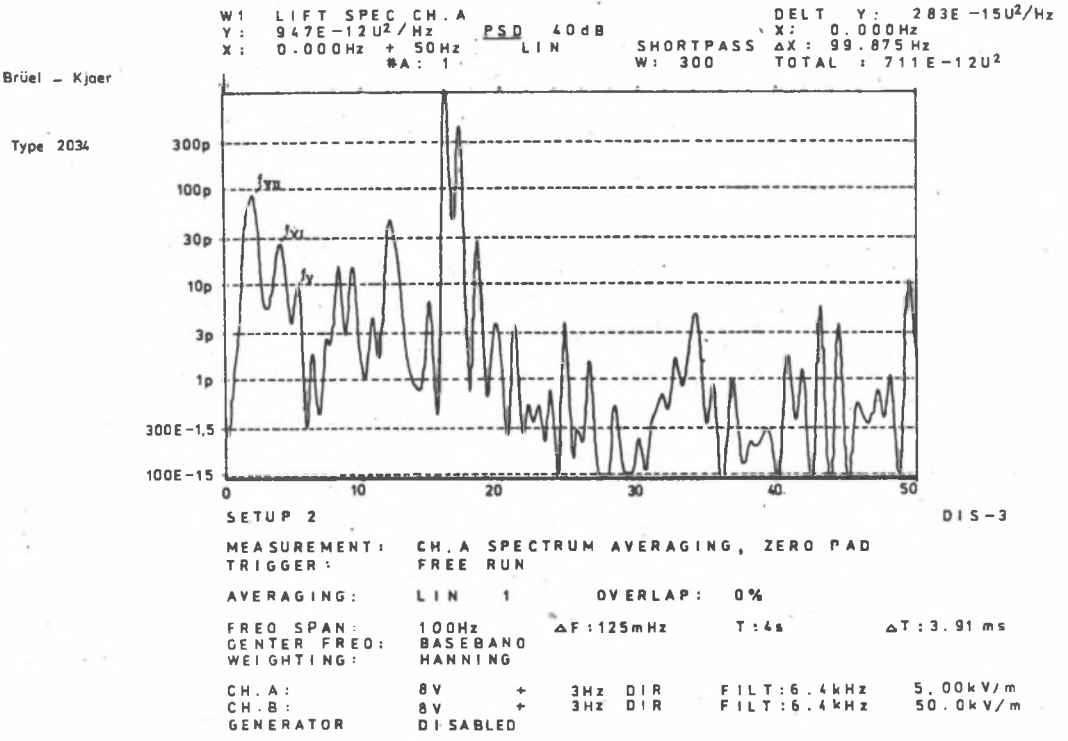
Rys. I-27. Widmo amplitudowe prędkości drgań w punkcie n = 4 głowicy N = 210 na tle widma wzorcowego pod obciążeniem nominalnym w pasmie częstotliwości 0-200 Hz

Fig. I-27. Amplitude spectrum of vibration speed in the point n = 4 of the head N = 210 against a background of standard spectrum under nominal load in 0-200 Hz frequency band



Rys. I-28a. Widmo amplitudowe przemieszczenia w punkcie n = 3 dla głowicy N = 161 przy obciążeniu nominalnym dla obrotów prawych układu

Fig. I-28a. Amplitude spectrum of displacement in the point n = 3 for the head N = 161 under nominal load for clockwise rotation of the system

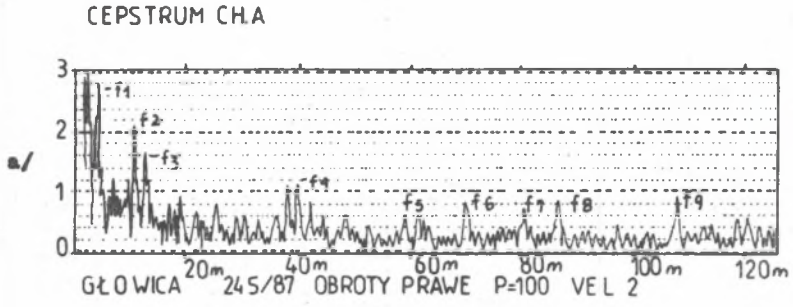


Rys. I-28b. Widmo amplitudowe przemieszdzenia w punkcie n = 3 dla głowicy N = 161 prży obciążeniu nominalnym dla obrotów lewych układu

Fig. I-28b. Amplitude spectrum of displacement in the point n = 3 for the head N = 161 under nominal load for anti-clockwise rotation of the system

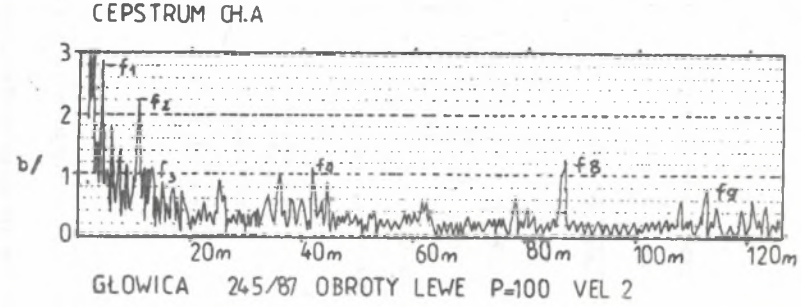
W widmie przemieszczenia ujawniają się wyraźnie częstotliwości podstawowe i ich harmoniczne, odpowiadające częstościom charakterystycznym wałów głównych i pośrednich.

Na rys. I-29a,b przedstawiono przykładowe spektrogramy cepstralne prędkości drgań w punkcie pomiarowym n = 3 dla głowicy N = 241 przy obciążeniu nominalnym, odpowiednio dla obrotu prawego (a) i lewego (b) wału wyjściowego. Występujące w tych widmach składowe dyskretne charakteryzują się większą dynamiką amplitudową, odzwierciedlając zróżnicowane zmiany amplitudowe spowodowane większymi lub mniejszymi błędami wykonawczo-montażowymi elementów konstrukcyjnych, których częstości charakterystyczne dominują w rejestrowanych widmach cepstralnych.



Rys. I-29a. Widmo cepstralne prędkości drgań w punkcie n = 2 głowicy N = 245 przy obciążeniu nominalnym dla obrotów prawych układu

Fig. I.29a. Cepstral spectrum of vibration speed in the point n = 2 of the head N = 245 under nominal load for clockwise rotation of the system



Rys. I-29b. Widmo cepstralne prędkości drgań w punkcie n = 2 głowicy N = 245 przy obciążeniu nominalnym dla obrotów lewych układu

Fig. I-29b. Cepstral spectrum of vibration spedd in the point n = 2 of the head N = 245 under nominal load for anti-clockwise rotation of the system

Opisane rozkłady częstotliwościowe i cepstralne funkcji gęstości widmowej mocy prędkości i przemieszczenia drgań były podstawą do obliczenia wprowadzonych i opisanych wyżej (p. I.7.3) współczynników pasmowych gęstości widmowej mocy prędkości i przemieszczenia, na podstawie których przeprowadzono następnie względną ocenę stanu dynamicznego badanych głowic.

I.10.5.2. Pasmowe współczynniki gęstości widmowej mocy

Wiele prac z dziedziny poświęconej diagnostyce wibroakustycznej maszyn wykorzystuje bezpośrednio funkcje gęstości widmowej mocy, głównie do względnej oceny stanu dynamicznego w różnych fazach eksploatacji maszyn [20]. Należy tu jednak pamiętać o tym, że estymaty wymiarowe są wrażliwe nie tylko na stan maszyny, lecz również na czynniki zewnętrzne i wewnętrzne [22]. Występująca niejednokrotnie wrażliwość estymat wymiarowych na zmiany warunków pracy maszyny stanowiła inspirację do badań nad ilorazami miar, które utworzono opierając się na funkcjach gęstości widmowej mocy w wąskich pasmach częstotliwości rejestrowanych widm. Z tego względu wyniki analizy widmowej wykorzystano również do utworzenia prostych bezwymiarowych estymat pasmowych w postaci ilorazu amplitud, odpowiednio dla obrotu prawego i lewego układu, obejmujących wąskie pasma częstotliwości, w których zawarte są częstości charakterystyczne określonych elementów konstrukcyjnych układu. Te nowo utworzone estymaty zostały szczegółowo opisane w punkcie I.7.

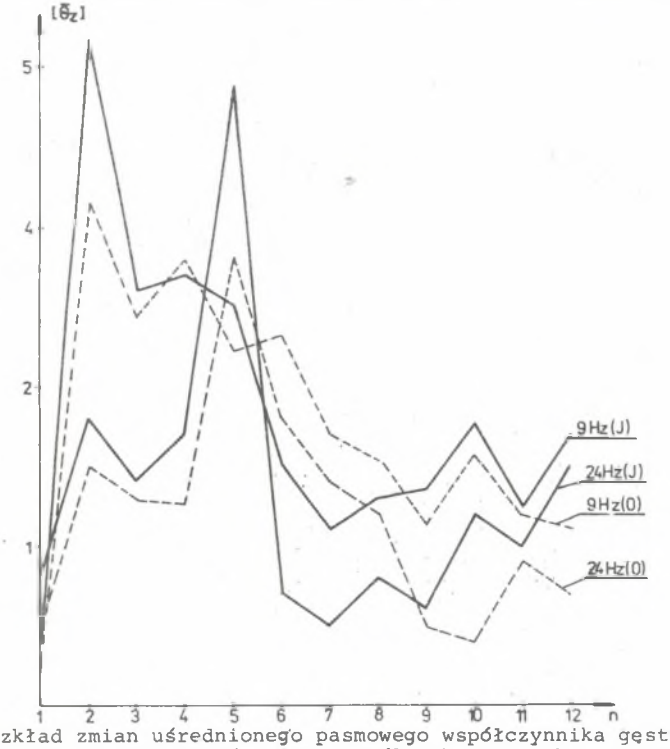
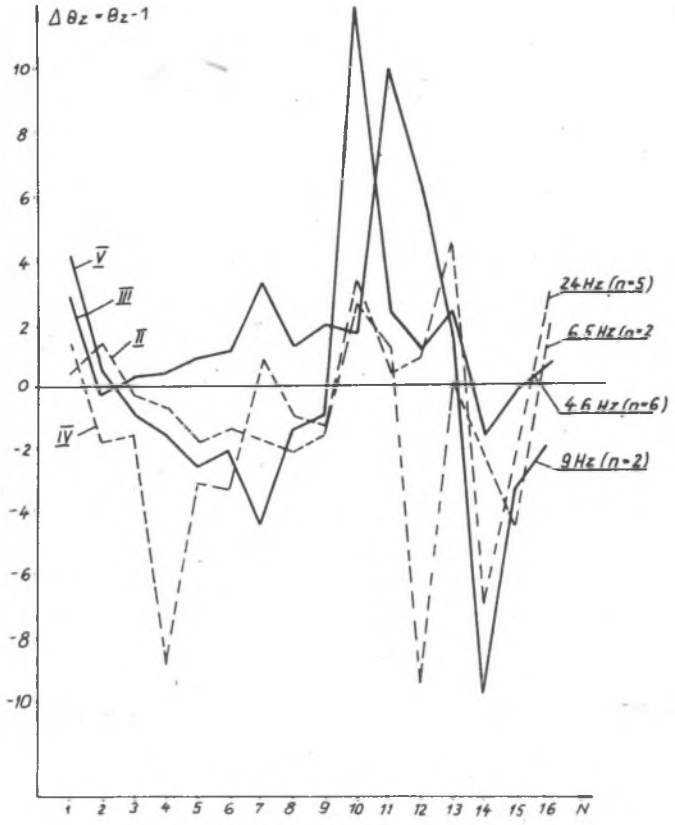


Fig. I-30. Rozkład zmian uśrednionego pasmowego współczynnika gęstości widmowej mocy przemieszczenia drgań w poszczególnych punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic dla zaznaczonych częstotliwości środkowych na biegu jałowym (J) oraz pod obciążeniem nominalnym (O)

Fig. I-30. Distribution of changes in the averaged band power spectral concentration of vibration displacement in particular measuring points of all tested heads for the marked mid-band frequencies at idle running (J) and under nominal load (O)

Opierając się na wyrażeniu (I-7.16), obliczono tzw. uśredniony współczynnik pasmowy gęstości widmowej przemieszczenia drgań w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu głowicy na biegu jałowym (J) oraz pod obciążeniem nominalnym (0) dla częstotliwości środkowych odpowiadających częstościom charakterystycznym wałów głównych i pośrednich, ujawnionym w widmie przemieszczenia drgań.

Przykładowo, na rys. I-30 przedstawiono zmiany uśrednionego pasmowego współczynnika gęstości widmowej mocy przemieszczenia drgań, w poszczególnych punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic, dla zaznaczonych częstotliwości środkowych f = 9; 24 Hz. Maksymalne zmiany tego współczynnika obser-



Rys. I-31. Rozkład wartości względnych zmian odchylenia pasmowego współczynnika gęstości widmowej przemieszczenia drgań względem umownie przyjętego zerowego poziomu odniesienia, dla zaznaczonych częstotliwości środkowych pod obciążeniem nominalnym

Fig. I-31. Distribution of the values of the relative changes in deviation of the band spectral concentration of vibration displacement in relation to the zero reference level agreed upon, for the marked mid-band frequencies under nominal load

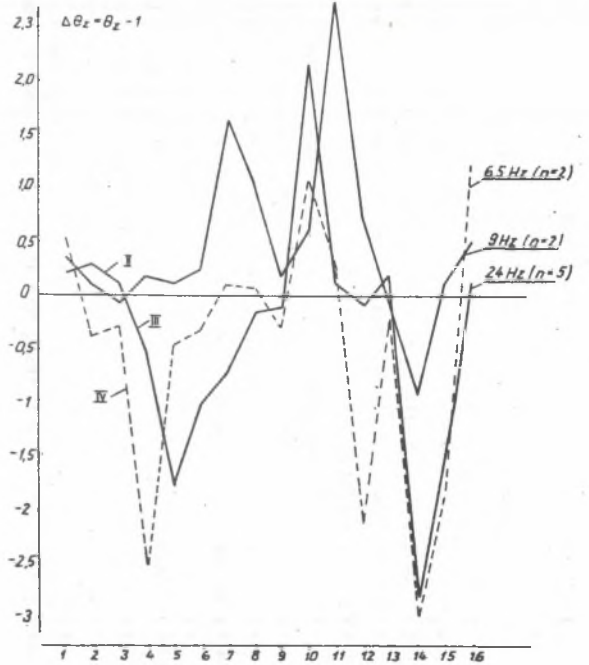
wowano w punktach pomiarowych leżących w bezpośrednim sąsiedztwie tych elementów (wałów), których częstości charakterystyczne pokrywały się z analizowanymi częstotliwościami środkowymi widma przemieszczenia.

Na podkreślenie zasługuje fakt występowania dobrej współzależności przestrzennej pomiędzy zmianami uśrednionego współczynnika pasmowego gęstości widmowej przemieszczenia, prędkości i przyśpieszenia a zmianami uśrednionego wagowego współczynnika kierunkowego wartości skutecznych wyznaczanych parametrów drgań, co potwierdzają również wyniki uzyskane na podstawie analizy rozkładu częstotliwości Rice'a w poszczególnych punktach korpusu. Fakt ten posiadać może istotne znaczenie praktyczne pozwalające na stosowanie uproszczonych metod diagnozowania wibracyjnego w procesie przemysłowej kontroli jakości maszyn.

Na rys. I-31 pokazano względne zmiany odchylenia pasmowego współczynnika gęstości widmowej przemieszczenia drgań względem umownie przyjętego, zerowego (wzorcowego) poziomu odniesienia, dla zaznaczonych częstotliwości środkowych f = 4,6 Hz (wał V), 6,5 Hz (wał IV), 9 Hz (wał III) oraz 24 Hz (wał II) pod obciążeniem nominalnym w punktach n = 2, 5, 6, w których obserwowano maksimum wartości uśrednionego współczynnika pasmowego gęstości widmowej przemieszczenia drgań (rys. I-30). Niektóre z badanych głowic charakteryzują się bardzo znacznymi wartościami odchyleń współczynnika pasmowego gęstości widmowej mocy przemieszczenia drgań w zaznaczonych pasmach częstotliwości, co świadczy o ponadnormatywnych wartościach odpowiednich parametrów dynamicznych charakteryzujących ruch precesyjny wyszczególnionych wałów badanego układu.

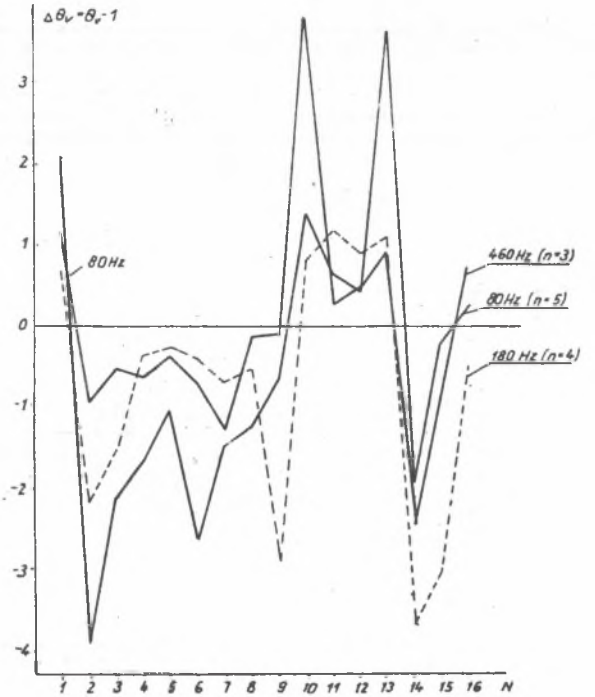
Z kolei na rys. I-32 przedstawiono wykres opisujący zmiany odchyleń pasmowego współczynnika gęstości widmowej prędkości drgań pod obciążeniem nominalnym, charakteryzujące stan współpracy dynamicznej zazębień niektórych kół zębatych (tabela I.5.3), odpowiadającej częstościom charakterystycznym zazębień f = 80 Hz (koła Z_6,Z_7,Z_8), f = 180 Hz (koła Z_3,Z_4,Z_5) oraz f = 460 Hz (koła Z_1,Z_2). Również i w tym przypadku występują duże wahania wartości odchyleń tego współczynnika dla wyszczególnionych głowic, co świadczy o znacznych różnicach parametrów odpowiedzialnych za stan dynamicznej transmisji zazębień wyszczególnionych kół zębatych.

Opisane powyżej rozkłady odchyleń pasmowych współczynników gęstości widmowej mocy przemieszczenia i prędkości drgań, obserwowane dla wszystkich badanych głowic, zostały w pełni potwierdzone przez analogiczne współczynniki pasmowe otrzymane na podstawie spektrogramów cepstralnych przemieszczenia i prędkości drgań. Dla przykładu, na rys. I-33 przedstawiono zmiany odchylenia pasmowego współczynnika cepstralnej gęstości widmowej przemieszczenia względem "wzorcowego" (zerowego) poziomu odniesienia pod obciążeniem nominalnym. Z porównania rozkładów odchyleń wartości pasmowych współczynników spektralnych i cepstralnych wynika dobra zgodność powtarzalności tych rozkładów w poszczególnych punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic,



Rys. I-32. Rozkład wartości względnych zmian odchylenia pasmowego współczynnika gęstości widmowej prędkości drgań względem zerowego poziomu odniesienia, dla zaznaczonych częstotliwości środkowych pod obciążeniem nominalnym

Fig. I-32. Distribution of the values of the relative changes in deviation of the band spectral concentration of vibration displacement in relation to the zero reference level agreed upon, for the marked mid-band frequencies under nominal load



Rys. I-33. Rozkład wartości względnych zmian odchylenia pasmowego współczynnika cepstralnej gęstości widmowej przemieszczenia pod obciążeniem nominalnym

Fig. I-33. Distribution of the values of the relative changes in deviation of the band cepstral concentration of displacement under nominal load

co należy uważać za wynik świadczący o dużej determinacji diagnostycznej wprowadzonych estymat widmowych.

I.11. WZGLĘDNA KLASYFIKACJA STANÓW DYNAMICZNYCH NIEKTÓRYCH ELEMENTÓW KINEMATYCZNYCH UKŁADU NAPĘDOWEGO

Opierając się na uzyskanych wartościach pasmowych współczynników gęstości widmowej przemieszczenia i prędkości drgań, przeprowadzono względną klasyfikację stanów dynamicznych określonych elementów konstrukcyjnych układu napędowego.

W celu dokonania oceny stanu dynamicznego obiektu lub jego określonych węzłów przyjęto dwustopniową skalę ocen, wyróżniając stany zdatności $W^{I}_{\Delta\Theta_x}$ oraz niezdatności $W^{II}_{\Delta\Theta_x}$ różnych klas, przy czym $\Delta\Theta_x$ oznacza numer klasy w klasyfikacji przemieszczeń bądź prędkości drgań.

Autor proponuje przyjąć następującą wielostopniową gradację stanów dynamicznych w odniesieniu do klasyfikacji dynamicznej, uwzględniającą wyżej omówione wartości odchyleń pasmowego współczynnika gęstości widmowej przemieszczenia drgań:

$W^{I}_{1} \in [0,1) \longrightarrow 1$ - stan klasy pierwszej, odpowiada mu ocena wyróżniająca,

$W^{I}_{2} \in [1,2) \longrightarrow 2$ - stan klasy drugiej, odpowiada mu ocena bardzo dobra,

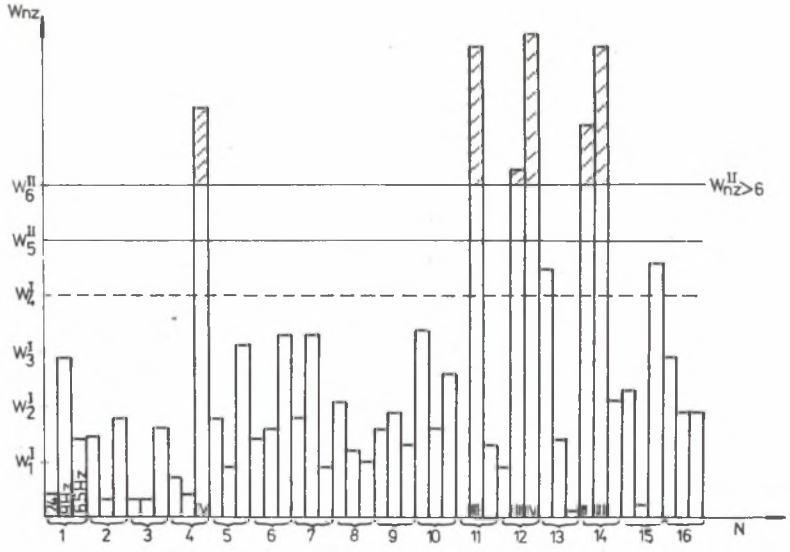
$W^{I}_{3} \in [2,3) \longrightarrow 3$ - stan klasy trzeciej, odpowiada mu ocena dobra,

$W^{I}_{4} \in [3,4) \longrightarrow 4$ - stan klasy czwartej, odpowiada mu ocena dostateczna,

$W^{II}_{5} \in [4,5) \longrightarrow 5$ - stan klasy piątej, odpowiada mu ocena niezadowalająca,

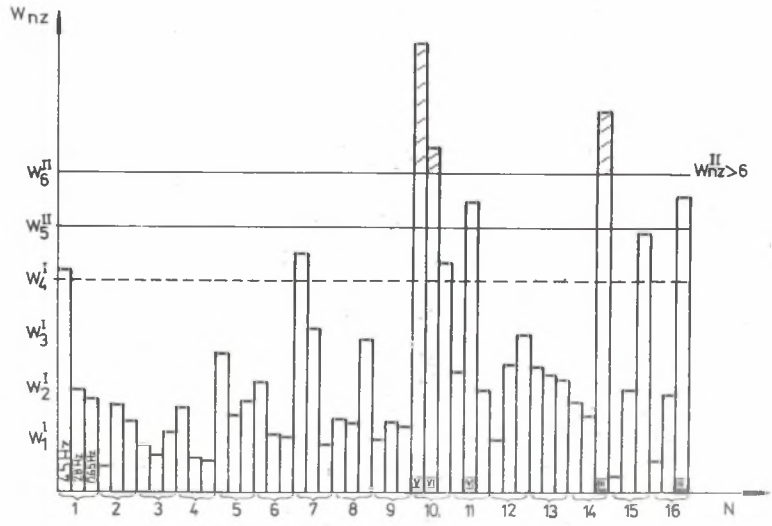
$W^{II}_{n>6} \in [5,n>6) \longrightarrow n$ - stan klasy większej od szóstej, odpowiada mu ocena niedopuszczalnie zła.

Wyniki oceny stanu dynamicznego z podziałem na klasy uwzględniające wartości odchyleń pasmowego współczynnika gęstości widmowej mocy przemieszczenia drgań podano w postaci diagramów przedstawionych na rys. I-34.a,b. Dla niektórych głowic obserwuje się bardzo znaczne zróżnicowanie ocen klasyfikacyjnych w różnych pasmach częstotliwości, odzwierciedlających stan dynamiczny ruchu precesyjnego wałów głównych i pośrednich. Zakreskowane prostokąty charakteryzują ponadgraniczny stan dynamiczny wyszczególnionych wałów, uwarunkowany głównie znacznymi luzami promieniowymi powstałymi w wyniku nieprawidłowego ich montażu czy też niewłaściwego wyważenia. Głowice, w których



Rys. I-34a. Diagram względnej klasyfikacji stanów dynamicznych wałów II (24 Hz), III (9 Hz), IV (6,5 Hz)

Fig. I-34a. Diagram of the relative classification of dynamic states of the shafts: II (24 Hz), III (9 Hz), IV (6,5 Hz)



Rys. I-34b. Diagram względnej klasyfikacji stanów dynamicznych wałów V (4,5 Hz), VI (4,6 Hz), VII (0,65 Hz)

Fig. I-34b. Diagram of the relative classification of dynamic states of the shafts: V (4,5 Hz), VI (4,6 Hz), VII (0,65 Hz)

stan dynamiczny wirników opisany przez wartości pasmowego współczynnika gęstości widmowej przemieszczenia drgań zalicza się do klasy większej od szóstej, winny być nie dopuszczone do eksploatacji z uwagi na duże prawdopodobieństwo ich uszkodzeń. Potwierdzeniem przyjętej klasyfikacji oceny stanów dynamicznych wałów są również wyniki otrzymane na podstawie rozkładów pasmowego współczynnika gęstości cepstralnej w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu badanych głowic.

Uwzględniając następnie pasmowy współczynnik gęstości widmowej prędkości drgań, przeprowadzono również klasyfikację stanu dynamicznego transmisji zazębień kół zębatych, których częstości charakterystyczne ujawniono w widmie prędkości drgań. Ze względu na mniejszy zakres zmian wartości odchyleń pasmowego współczynnika gęstości widmowej prędkości drgań przyjęto również dwustopniową skalę ocen o mniejszej liczbie klas dla stanu zdatności. Analiza uzyskanych w ten sposób danych rozkładu pasmowego współczynnika gęstości widmowej prędkości drgań, pozwoliła na przyjęcie następującej gradacji ocen stanu dynamicznego transmisji zazębień kół zębatych:

$W_1^I \in [0,1) \longrightarrow 1$ - stan klasy poprawnej, odpowiada mu ocena dobra,

$W_2^I \in [1,2) \longrightarrow 2$ - stan klasy zadowalającej, odpowiada mu ocena dostateczna,

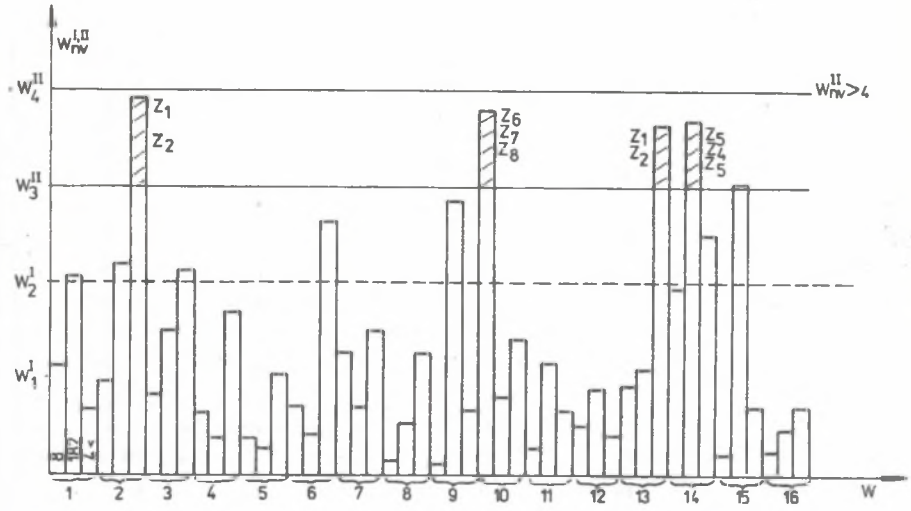
$W_3^I \in [2,3) \longrightarrow 3$ - stan klasy niezadowalającej, odpowiada mu ocena prawie dostateczna,

$W_4^{II} \in [3,4) \longrightarrow 4$ - stan klasy granicznej, odpowiada mu ocena niezadowalająca,

$W_{n>4}^{II} \in [4,n) \longrightarrow n$ - stan klasy niedopuszczalnej, odpowiada mu ocena bardzo zła.

Uwzględniając przyjętą klasyfikację oceny stanów dynamicznych transmisji zazębień, na rys. I-35 przedstawiono przyjęty podział klasyfikacyjny ocen w różnych pasmach częstotliwości, odpowiadających częstości zazębień wyszczególnionych kół zębatych. Głowice, w których stan dynamicznej transmisji zazębień wyszczególnionych kół zębatych, opisany przez pasmowy współczynnik gęstości widmowej prędkości drgań, zalicza się do klasy większej od czwartej, winny być nie dopuszczone do eksploatacji z uwagi na ujawnioną nieprawidłowość współpracy transmisji zazębień odpowiednich kół zębatych.

Porównanie otrzymanych diagramów klasyfikacyjnych w zakresie przemieszczeń i prędkości ujawnia pewną współzależność pomiędzy dynamicznymi stanami granicznymi wałów i kół zębatych, co wskazuje na występowanie sprzężenia kinematycznego pomiędzy tymi elementami.



Rys. I-35. Diagram względnej klasyfikacji stanów dynamicznych transmisji zazębienia kół zębatych Z_6, Z_7, Z_8 (80 Hz), Z_3, Z_4, Z_5 (182 Hz), Z_1, Z_2 (465 Hz)
Fig. I-35. Diagram of the relative classification of dynamic states of the mesh transmission of the gear wheels Z_6, Z_7, Z_8 (80 Hz), Z_3, Z_4, Z_5 (182 Hz), Z_1, Z_2 (465 Hz)

I.12. WERYFIKACJA USZKODZEŃ EKSPLOATACYJNYCH GŁÓWNYCH ELEMENTÓW KONSTRUKCYJNYCH Z WARTOŚCIAMI NIEKTÓRYCH ESTYMAT DRGANIOWYCH

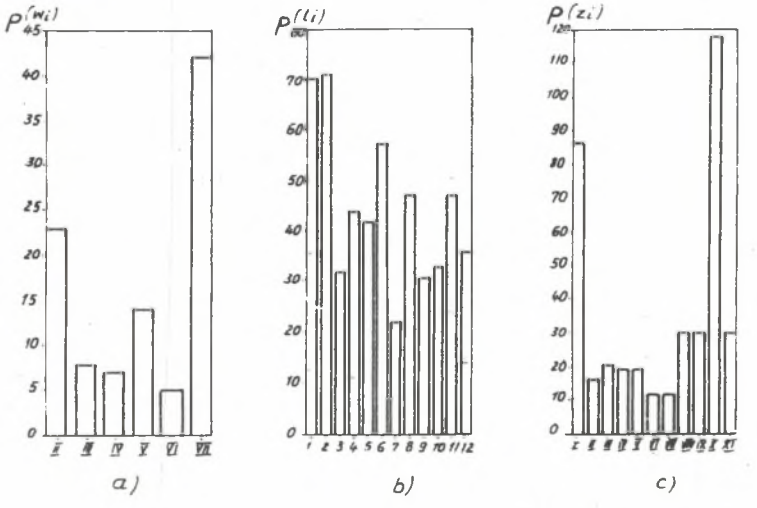
Uszkodzenie obiektu technicznego, czyli przejście obiektu ze stanu zdatności do stanu niezdatności, zależy m.in. od własności początkowych obiektu. Własności początkowe obiektu ulegają zmianie w czasie eksploatacji, głównie w wyniku działania na obiekt czynników wymuszających. W procesie wytwarzania obiektów technicznych zawsze występują różnice własności w postaci ich niejednorodności w obrębie elementu, jak również w zbiorze elementów, ponadto występują wahania w przebiegu samego procesu technologicznego, które także mogą powodować występowanie istotnych różnic we własnościach początkowych. Z tego względu istotne znaczenie będą miały tutaj opisane wyżej metody oceny stanu dynamicznego obiektu w fazie początkowej, pozwalające na klasyfikację obiektu w aspekcie określenia prawdopodobieństwa przyszłych uszkodzeń określonych elementów badanego układu [30]. W związku z tym w procesie poprawy jakości obiektów technicznych istotne staje się zbadanie ich własności dynamicznych w warunkach symulacji obciążeń układu i ustalenia związku przyczynowego pomiędzy określonymi uszkodzeniami eksploatacyjnymi a odpowiednimi miarami procesów dynamicznych generowanych już w fazie badań kontrolnych wyrobu finalnego. Odgrywa to istotną folę w procesie analizy uszkodzeń, ponieważ stan obiektu w dowolnej chwili eksploatacji zależy m.in. od jego

własności początkowych. Z analizą przyczyn uszkodzeń powstałych podczas eksploatacji obiektów technicznych wiąże się zagadnienie zbierania informacji o przebiegu eksploatacji poszczególnych elementów kinematycznych całego układu i poszukiwania jakościowego związku pomiędzy określonymi własnościami początkowymi obiektu a liczbą i rodzajem powstałych uszkodzeń i niesprawności. Tego typu badania pozwalają nie tylko na wyznaczenie wskaźników niezawodności, lecz również dostarczają informacji na podstawie których możliwe jest opracowanie wytycznych zmierzających do podniesienia niezawodności obiektów.

Celem przeprowadzenia weryfikacji pomiędzy uszkodzeniami określonych elementów napędowych głowicy a wprowadzonymi przez autora miarami względnymi generowanych procesów dynamicznych w warunkach początkowych zebrano szereg odpowiednich informacji o uszkodzeniach i naprawach, głównie kół zębatych, wałów i łożysk tocznych. Zebrane w trakcie eksploatacji informacje zawierają:

a) dane adresowe dotyczące badanego egzemplarza kombajnu;
b) dane dotyczące przebiegu pracy obiektu - data wystąpienia uszkodzenia, warunki pracy obiektu, sumaryczny czas pracy obiektu do momentu wystąpienia uszkodzenia;
c) dane dotyczące uszkodzenia - nazwa i numer części, która uległa uszkodzeniu, rodzaj lub postać uszkodzenia.

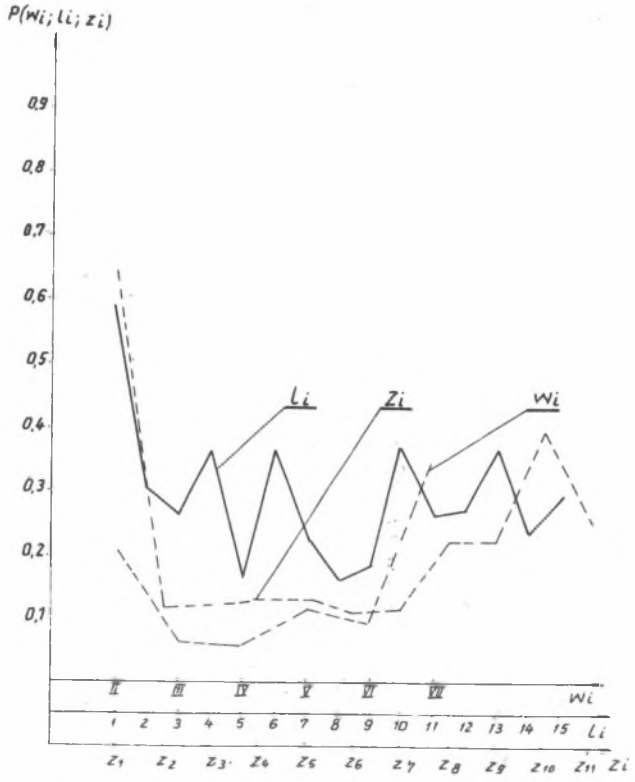
Opierając się na uzyskanych danych analizy uszkodzeń, otrzymanych na podstawie zbioru informacji eksploatacyjnych, dokonano wyboru słabych ogniw kinematycznych badanego układu.



Rys. I-36a,b,c. Diagram liczby uszkodzeń wałów (a), łożysk tocznych (b), oraz kół zębatych (c)

Fig. I-36a,b,c. Diagram of the number of shaft defects (a), rolling bearing defects (b) and gear wheel defects (c)

Punktem wyjścia do takiego wyboru było sprecyzowanie odpowiednich kryteriów wyboru, które zależą od specyfiki badanych przekładni. Kryterium wyboru słabych elementów przekładni, obejmujących wały, koła zębate i łożyska, stanowił fakt ich wymiany na elementy nowe. Z tego względu za kryterium wyboru słabych ogniw układu przyjęto liczbę wymienianych elementów w serii badanych przekładni. Opierając się na uzyskanych w ten sposób danych, na rys. I-36a,b,c przedstawiono diagramy wyrażające liczbę uszkodzeń wałów (a), łożysk (b) oraz kół zębatych (c) w odniesieniu do 60 kombajnów pracujących w różnych kopalniach, w których występowały zróżnicowane warunki eksploatacyjne. Na podstawie uzyskanych w ten sposób liczb uszkodzeń głównych elementów konstrukcyjnych badanych głowic, na rys. I-37 przedstawiono wykres wyrażający prawdopodobieństwa uszkodzeń wałów $P(w_i)$, łożysk $P(l_i)$ oraz kół zębatych $P(z_i)$. Największym prawdopodobieństwem uszkodzeń spośród wałów głównych i pośrednich układu cechuje się wał wejściowy II i wyjściowy VII, jak również niektóre elementy obrotowe bezpośrednio osadzone na tych wałach.



Rys. I-37. Prawdopodobieństwo uszkodzeń wałów $P(w_i)$, łożysk $P(l_i)$ oraz kół zębatych $P(z_i)$

Fig. I-37. Probability of shaft defects $P(w_i)$, bearing defects $P(l_i)$ and gear wheel defects $P(z_i)$

Daje się tu zauważyć pewną istotną współzależność pomiędzy prawdopodobieństwem uszkodzeń wału wejściowego oraz wyjściowego a prawdopodobieństwem uszkodzeń elementów obrotowych osadzonych bezpośrednio na tych wałach. Dotyczy to głównie koła zębatego Z_1, jak również łożyska $l_1 = 1$ osadzonego na wale II, a ponadto kół Z_9, Z_{10}, Z_{11} i łożysk $l_i = 12,13,14,15$ współpracujących bezpośrednio z wałem wyjściowym VII. Koła zębate Z_2-Z_7 oraz wały III-VI, występujące w pośrednich stopniach przenoszenia napędu, charakteryzują się stosunkowo niewielkim, prawie jednakowym prawdopodobieństwem uszkodzeń. Podwyższonym prawdopodobieństwem uszkodzeń kół zębatych Z_8-Z_{11} charakteryzuje się cały układ planetarny, co szczególnie widoczne jest w przypadku satelitarnych kół zębatych. Na podkreślenie zasługuje fakt, że wśród 120 głowic objętych zbiorem informacji eksploatacyjnych wymieniono 24 wały wyjściowe, a ich awaria polegała głównie na zgięciu lub złamaniu, co stanowiło około 20% wszystkich głowic objętych badaniami. Duża liczba uszkodzeń węzła kinematycznego wejścia i wyjścia znajduje swoje potwierdzenie w ponadnormatywnej intensywności drgań, scharakteryzowanej przez wprowadzony w pracy uśredniony wagowy współczynnik kierunkowy parametrów drgań, który osiąga wartości maksymalne w punktach $n = 5,8,10$, leżących w bezpośrednim sąsiedztwie węzła wejściowego ($n = 5$) oraz wyjściowego ($n = 8,10$) - rys. I-19. Obserwowane znaczne wartości wagowego współczynnika kierunkowego przyśpieszenia $W_{P,L} > 10$ dB dla niektórych egzemplarzy głowic w punkcie $n = 5$ mogły stanowić przyczynę dużej awaryjności łożyska $l_1 = 1$, a także koła zębatego Z_1. Występujące znaczne wartości wagowego współczynnika kierunkowego parametrów drgań w punkcie $n = 10$, przekraczające dla niektórych głowic 10 dB, również należy uważać za przyczynę występujących awarii układu planetarnego, a w szczególności elementów kinematycznych w postaci wału wyjściowego VII i kół satelitarnych Z_{10}.

Ujawniony fakt występującej współzależności pomiędzy awaryjnością wyszczególnionych elementów kinematycznych badanego układu a wprowadzonymi estymatami wagowymi winien być podstawą do szerszego zastosowania tych wielkości w badaniach stanu dynamicznego nie tylko głowic kombajnowych, lecz również szeregu maszyn i urządzeń górniczych.

I.13. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE Z BADAŃ WIBRACYJNYCH

Omówione w pracy wyniki badań wibroakustycznych głowic kombajnowych miały głównie na celu pośrednią ocenę własności montażowo-wykonawczych kolejno badanych egzemplarzy głowic na podstawie analizy procesów dynamicznych zachodzących w układzie napędowym. W pracy przedstawiono podstawowe problemy związane z diagnostyką wibroakustyczną maszyn górniczych w aspekcie kontroli stanu dynamicznego seryjnie produkowanych głowic ramieniowych.

Z uwagi na występujące jeszcze w diagnostyce wibroakustycznej problemy związane z zagadnieniem filtracji i estymacji wielowymiarowych sygnałów po-

miarowych, w pracy podjęto udaną próbę oszacowania przydatności wprowadzonych estymat względnych do oceny klasyfikacyjnej stanów dynamicznych niektórych elementów kinematycznych głowic w procesie kontrolnego diagnozowania wibracyjnego.

Prezentowane w pracy wyniki badań wibracyjnych stanowią uogólnienie szeregu długoletnich prac naukowo-badawczych prowadzonych przez autora w ramach CPBR-011, z których wynikają następujące wnioski szczegółowe:

1) Utworzone na bazie wartości skutecznych proste estymaty diagnostyczne w postaci wagowych i obciążeniowych współczynników kierunkowych parametrów drgań, charakteryzujące się zminimalizowanym wpływem transmitancji, zawierają zróżnicowane informacje o stanie dynamicznym określonych elementów napędowych przekładni.
2) Wprowadzone względne miary diagnostyczne pozwoliły na przeprowadzenie podziału klasyfikacyjnego i wyodrębnienie głowic cechujących się ponadnormatywnymi wartościami tych miar.
3) Wyznaczone liczby przejść procesu wibracyjnego przez poziom zerowy pozwoliły na identyfikację określonych węzłów kinematycznych znajdujących się w bezpośrednim sąsiedztwie uprzednio ustalonych punktów pomiarowych korpusu głowicy. Wynik ten ma istotne znaczenie praktyczne, pozwalające na stosowanie uproszczonej aparatury pomiarowej w procesie badań jakościowych głowic ramieniowych.
4) Wagowy współczynnik kierunkowy parametrów drgań stanowi dobrą miarę diagnostyczną, odzwierciedlając w sposób zadowalający wpływ określonych uszkodzeń symulacyjnych dokonywanych w węzłach leżących w bezpośrednim sąsiedztwie określonych punktów pomiarowych korpusu.
5) Duże znaczenie w badaniach diagnostycznych posiada również obciążeniowy współczynnik kierunkowy parametrów drgań, wyrażając wpływ obciążenia statycznego na intensywność drgań w poszczególnych punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic. Wprowadzony obciążeniowy współczynnik kierunkowy pozwolił na wyodrębnienie głowic, dla których wartość tego współczynnika w zakresie przyśpieszenia, prędkości i przemieszczenia przekraczała ustalony poziom graniczny.
6) Metoda szybkiej transformacji Fouriera umożliwiła przeprowadzenie właściwej identyfikacji amplitudowo-częstotliwościowej głównych węzłów kinematycznych układu napędowego, a wprowadzone pasmowe współczynniki gęstości widmowej mocy pozwoliły na przeprowadzenie względnej klasyfikacji dynamicznej wałów i niektórych kół zębatych.
7) Obliczone teoretycznie częstotliwości odpowiadające różnym typom uszkodzeń łożysk tocznych ze względu na małe ich zróżnicowanie częstotliwościowe nie zostały wyraźnie ujawnione w rejestrowanych widmach fourierowskich i z tego względu nie były one przedmiotem szczegółowej analizy ilościowej.
8) Ujawniona współzależność pomiędzy uszkodzeniami eksploatacyjnymi wałów, kół zębatych i łożysk tocznych a wartościami wprowadzonych przez autora

miar względnych stanowi potwierdzenie przydatności tych miar w procesie diagnozowania wibracyjnego badanych głowic.

Dalsze prace z tej dziedziny winny przyczynić się do opracowania skutecznych metod diagnozowania kontrolnego w odniesieniu do szeregu maszyn górniczych o priorytetowym znaczeniu w górnictwie węglowym, wpływając tym samym na poprawę trwałości oraz niezawodności produkowanych maszyn.

Rozdział II

EMISJA AKUSTYCZNA W BADANIACH DIAGNOSTYCZNYCH MASZYN

Oprócz zjawisk wibroakustycznych stosowanych w diagnostyce maszyn, autor wykorzystał równocześnie w tym samym celu zjawisko emisji akustycznej (EA), jako nową metodę stosowaną po raz pierwszy w procesie kontrolnego diagnozowania złożonych układów mechanicznych, do jakich należą głowice kombajnowe [69]. Poniżej zostaną przedstawione podstawowe charakterystyki amplitudowe stosowane do opisu zjawiska EA, jak również ogólne zależności dotyczące powiązania EA ze stanem materiału.

Celem podjętych badań była ocena przydatności zjawiska EA w procesie diagnozowania złożonych układów napędowych, z pominięciem analizy złożonych procesów fizycznych dotyczących wpływu zmian struktury materiałowej elementów konstrukcyjnych na intensywność generowanych w materiale fal sprężystych.

Emisja akustyczna stanowi zanikającą falę sprężystą, generowaną w wyniku szybkiego wyzwalania zakumulowanej w materiale energii [95, 54]. Generacja tej energii może być wynikiem procesów towarzyszących bardzo różnorodnym zjawiskom, począwszy od zjawisk zachodzących w skali submikroskopowej, jak np. przeskok atomów w sąsiednie położenia w sieci krystalicznej, ponadto obejmuje ona również wydarzenia występujące w skali makroskopowej wywołane nagłymi zmianami naprężeń w elementach maszyn [14].

W początkowej fazie rozwoju tych badań (od roku 1950) rejestrowano sygnały EA przypadające na przedział częstotliwości rzadko przekraczający 20 kHz, w miarę jednak doskonalenia urządzeń pomiarowych zakres ten ulegał ciągłemu poszerzaniu, aby obecnie osiągnąć wartość przekraczającą 30 MHz [56, 59].

Zjawisko EA w niejednorodnych ciałach stałych charakteryzuje się dużą złożonością i zmiennością generowanych fal sprężystych. Jednorodność materiału ma istotny wpływ na jego emisję akustyczną [40, 36]. W materiałach zawierających wtrącenia - obce fazy (rozwarstwienia) lub składniki o znacznie różniących się własnościach - powstaje całkiem inna emisja niż w materiale jednorodnym. Samoczynna czy też wymuszona zmiana stanu naprężenia powoduje zmianę jego EA o znacznym niejednokrotnie nasileniu [16, 88]. Poglądy na mechanizm powstawania EA w metalach nie są jeszcze w pełni ustalone. Przyjmuje się, że źródłem EA w metalach są m.in. następujące zjawiska [57]:

- ruch wakansów i dyslokacji, poślizgi na granicach ziarn, występujące w mikroobszarach o dużych naprężeniach w okolicy granicy plastyczności materiału,

- łączenie się dyslokacji, powstawanie szczelin i ich rozwój,
- przemiany fazowe w strukturze krystalicznej materiału.

Wynika stąd, że metoda EA może stanowić dobre narzędzie w badaniach dotyczących wykrywania wad i defektów wewnętrznych, obniżających wytrzymałość konstrukcji lub jej elementów.

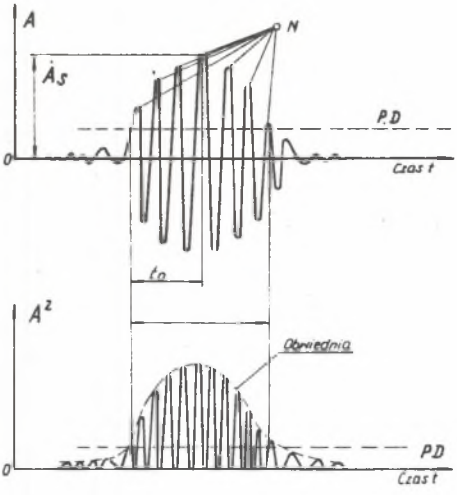
II.1. PARAMETRY EMISJI AKUSTYCZNEJ

Źródła EA mogą wytwarzać fale sprężyste różnych rodzajów: podłużne, poprzeczne, giętne i powierzchniowe. Wytwarzane fale rozchodzą się w elementach maszynowych z różnymi prędkościami. Energia i częstotliwość generowanych sygnałów zależą od skali zjawiska, a także od sposobu generowania fali sprężystej w źródle. Z tego względu EA może być obserwowana w bardzo szerokim przedziale częstotliwości, a następnie odbierana przez przetworniki o częstotliwościach rezonansowych 50 kHz - 30 MHz [38]. Jednoznaczna charakterystyka ilościowa zjawiska EA napotyka na wielorakie trudności związane z zakłóceniami i przekształceniem sygnału w samym badanym materiale (niezależnie od jego rodzaju) lub elemencie maszynowym.

Przyczyny wywołujące wyzwolenie energii mogą być typu mechanicznego (zmiana naprężenia), chemicznego (korozja). Powstające w tych warunkach fale odkształceń sprężystych docierają do powierzchni korpusu układu napędowego, gdzie są zamieniane za pomocą przetwornika piezoelektrycznego na sygnał elektryczny, którego sama charakterystyka ma również pewien wpływ na odbierany sygnał. Kształt rejestrowanego w pewnej odległości od źródła sygnału EA zależy od procesu wymuszającego, rozchodzenia się fali sprężystej w źródle, od rodzaju i właściwości badanego materiału, a także od właściwości kanału pomiarowego. Ponadto na kształt sygnału mogą mieć również wpływ zakłócenia mechaniczne, elektryczne czy też hydrauliczne związane z pracą badanego obiektu. Z tego też względu podczas pomiarów stosuje się stały lub automatycznie zmienny próg dyskryminacji szumów.

Na rys. II-1 przedstawiono reakcję przetwornika EA na pobudzenie mechaniczne generowane impulsem EA. Fala sprężysta, wywołana określonym zdarzeniem fizycznym, może wielokrotnie powracać w postaci zanikającego echa. Układ pomiarowy może rejestrować wszystkie sygnały o amplitudach przekraczających określony, uprzednio nastawiony próg dyskryminacji i w tych warunkach jedno zdarzenie fizyczne zostaje zliczone jako pewna liczba amplitud, lub też można rejestrować obwiednie amplitud i wtedy zliczane są tylko same zdarzenia fizyczne. W drugim przypadku jednak wymagana jest bardziej złożona aparatura i z tego względu najczęściej zliczane są amplitudy.

Do najważniejszych i najczęściej wykorzystywanych parametrów EA należą [59]:



Rys. II-1. Reakcja przetwornika piezoelektrycznego na pobudzenie mechaniczne generowane impulsem EA

Fig. II-1. Piezoelectric convertor reaction to mechanical activation generated with EA pulse

a) suma amplitud EA (rys. II-1) oznacza liczbę amplitud przekraczających określony próg dyskryminacji, odpowiadający ustalonej wcześniej wartości napięcia elektrycznego;

b) tempo lub gęstość amplitud EA stanowi sumę amplitud przekraczających próg dyskryminacji w kolejnych jednostkach czasu, czyli tzw. podstawach czasu;

c) suma zdarzeń EA uzyskiwana jest w wyniku zliczania od początku do końca pomiaru zdarzeń przekraczających określony próg dyskryminacji;

d) tempo lub gęstość zdarzeń stanowi sumę zdarzeń w jednostkowym przedziale czasu.

Sumę i tempo amplitud uzyskuje się w dość prosty sposób, tzn. poprzez odpowiednie zliczanie, wykorzystując w tym celu odpowiedni algorytm, realizowany w kodzie cyfrowym.

II.2. UWARUNKOWANIA CHARAKTERYSTYK EA OD STANU DYNAMICZNEGO MATERIAŁU

Zjawisko emisji akustycznej należy wiązać z przejawami lokalnej niestabilności struktury materiału w procesie deformacji (nie naruszającej makrostruktury) lub z ogólną niestabilnością całej struktury, która w przypadku materiałów kruchych związana jest z ostatecznym gwałtownym zniszczeniem materiału. Lokalne niestabilności w procesie deformacji materiału mogą być związane ze wzrostem naprężenia lub ze spadkiem wytrzymałości. Osiągając stan niestabilny, materiał przechodzi dynamicznie w nowy stan równowagi stabilnej, emitując sygnał EA w postaci fa_1 sprężystych. W materiałach, w których warunki sprzyjają powstawaniu pęknięć kruchych, należy oczekiwać EA w postaci sygnałów dyskretnych o wyższych energiach aniżeli w przypadku pęknięć ciągliwych. Fakt ten należy wiązać z prędkością przejścia do nowego stanu równowagi. W czasie deformacji plastycznej EA może być nawet bardzo wysoka, przechodząc w emisję ciągłą; będzie to jednak emisja związana z sygnałami o małych energiach. Jeśli przyjąć, że mechanizm powstawania lokalnych niestabilności jest bezpośrednio związany z procesem niszczenia struktury materiału poprzez pękanie oraz wzrost i łączenie się mikropęknięć, wówczas należy oczekiwać, że przebieg EA będzie w charakterystyczny sposób po-

przedzał moment końcowego zniszczenia [35]. Nastąpi wówczas wyraźny wzrost aktywności źródeł EA elementów konstrukcyjnych poddanych wzrastającemu obciążeniu.

Opisów prędkości pękania jest wyjątkowo dużo ze względu na wprowadzenie do wzorów różnych czynników współokreślających prędkość pękania. Zawierają one najczęściej naprężenia σ, długość pękania l, stałą materiałową A i w najogólniejszej postaci można ją zapisać:

$$\frac{dl}{dn} = f(K,\sigma,A). \qquad \text{(II-2.1a)}$$

Najszersze zastosowanie znalazły wyrażenia typu:

$$\frac{dl}{dn} = A_1 \cdot \Delta K, \quad \frac{dl}{dn} = A_2 \cdot K_\varepsilon, \qquad \text{(II-2.1b)}$$

gdzie:

ΔK - zakres zmian współczynnika intensywności naprężeń,

K_ε - współczynnik intensywności odkształceń.

Prędkość pękania dl/dn wyraża się w przyroście długości pęknięcia dl w ciągu jednego cyklu obciążenia, a zatem w metrach na cykl. Przyjmując założenie, że liczba zliczeń impulsów EA w procesie obciążenia jest proporcjonalna do liczby nowo powstających wad i uszkodzeń, Dunegan [18] zaproponował następujący wzór na liczbę zliczeń:

$$N = A \cdot K^m, \qquad \text{(II-2.2a)}$$

lub

$$N = A(K^m - K_o^m), \qquad \text{(II-2.2b)}$$

gdzie

A - pewna stała materiałowa,

m - wykładnik potęgowy, zależny od materiału,

K - intensywność naprężeń w materiale,

K_o - wartość progowa współczynnika K.

Z przytoczonych wzorów wynika, że liczba zliczeń w procesie obciążenia jest proporcjonalna do stopnia intensywności naprężeń w materiale.

Można również związać stan materiału z częstością zliczeń:

$$\frac{dN}{dt} = B(K^s - K_o^s), \qquad \text{(II-2.3)}$$

gdzie:

B - stała materiałowa,

s - wykładnik potęgowy.

Pochodną po czasie we wzorze (II-2.3) można zastąpić przez n cykli zmęczeniowych. Wówczas otrzyma się relację przydatną w badaniach zmęczeniowych lub do określenia stanu dynamicznego elementów maszynowych w ruchu w postaci:

$$\frac{dN}{dn} = C(\Delta K)^n \qquad \text{(II-2.4)}$$

gdzie:

$\frac{dN}{dn}$ - liczba zliczeń na cykl,
C - stała określająca własności materiału i obciążenia,
ΔK - zakres zmian współczynnika intensywności naprężeń $\Delta K = K_{max} - K_{min}$,
n - wykładnik potęgowy.

Analogicznie można wykazać, że amplituda EA jest zależna od liczby cykli zmęczeniowych. Przypisując z dużym przybliżeniem każdemu impulsowi taką samą amplitudę g, po obustronnym pomnożeniu ostatniego wyrażenia przez g, otrzymamy:

$$\frac{dG}{dn} = D(\Delta K)^s, \quad D = c \cdot g. \qquad \text{(II-2.5)}$$

Jakościowo ostatnie wyrażenie można zinterpretować następująco: jeśli długość szczelin zmęczeniowych rośnie, wzrasta także zakres zmienności współczynnika intensywności naprężeń, co z kolei powoduje wzrost średniej amplitudy EA w każdym cyklu naprężenia, a tym samym w skali czasu.

II.3. TRANSFORMACJA SYGNAŁÓW EA W KANALE AKUSTYCZNO-ELEKTRYCZNYM

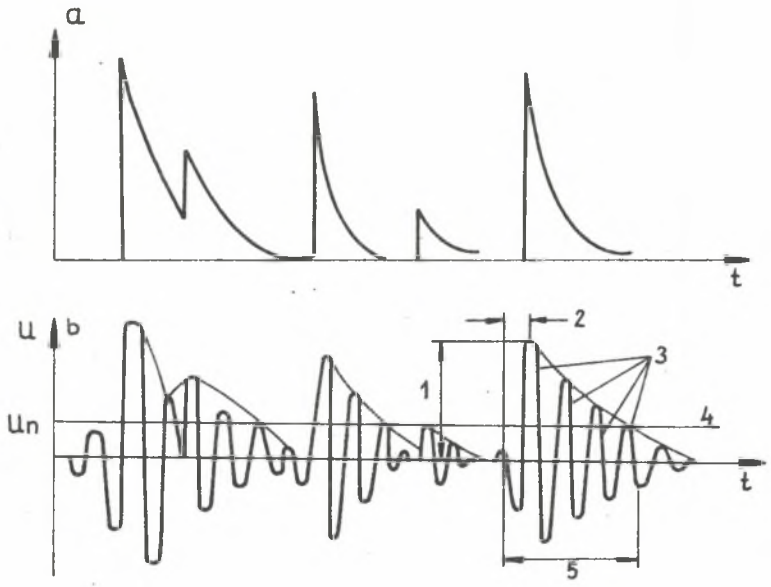
Na podstawie analizy jakościowej szeregu modeli źródeł EA przyjmuje się, że całościowy sygnał EA formowany jest szeregiem pojedynczych impulsów, których kształt i parametry zależne są od fizycznego mechanizmu działania źródła [34]. Przyjmuje się również, że najbardziej prawdopodobnym modelem sygnału EA może być proces stochastyczny, który można opisać wyrażeniem:

$$A(t) = \sum_{i=1}^{n} A_i \, f(t - t_i, \tau_i), \qquad \text{(II-3.1)}$$

gdzie:

A_i - amplituda i-tego impulsu,
$f(t - t_i, \tau_i)$ - funkcja charakteryzująca kształt i-tego impulsu,
t - chwila, w której pojawia się impuls,
τ_i - czas trwania impulsu.

W pracy [34] wykazano, że podstawowym kształtem pierwotnego impulsu EA jest impuls szerokopasmowy typu wizyjnego, który może być w zależności od typu źródła EA relaksacyjny lub akceleracyjny.



Rys. II-2. Sposób transmisji sygnałów EA przez układ akustyczno-elektryczny
a) kształt sygnału pierwotnego, b) kształt sygnału elektrycznego

Fig. II-2. The way of EA signal transmission through the electro-acoustic system
a) initial signal shape, b) electric signal shape

Pojedynczy impuls EA, rozprzestrzeniając się w elementach konstrukcji, po przejściu przez przetwornik EA i rejestrujący układ elektryczny ma postać zanikającego radioimpulsu. Szereg takich impulsów przedstawiono na rys. II-2a,b. Aparatura rejestruje ilość zdarzeń równą liczbie pierwotnych sygnałów EA oraz liczbę oscylacji równą liczbie przejść sygnałów EA przez zadany próg dyskryminacji U_p. Liczba osycylacji jest związana z amplitudą i energią sygnału pierwotnego, a zatem pośrednio określa ona energetyczne charakterystyki źródeł EA [17]. Poprawność intepretacji liczby zdarzeń EA i ekstremów na obwiedni impulsu zależy od warunków rozchodzenia się sygnałów EA i zdolności rozdzielczej aparatury. Jak widać z rys. II-2b, ilość zdarzeń EA jest równa pięć, a aparatura rejestruje tylko cztery. Pierwsze dwa impulsy EA z powodu prawie jednoczesnego ich dojścia do odbiornika rejestruje się jako jedno zdarzenie. Zasadnicza trudność w rozróżnieniu dwóch impulsów wyłania się w przypadku jednoczesnego lub prawie jednoczesnego dojścia do odbiornika dwóch impulsów generowanych przez różne

źródła. W innych przypadkach przekształcenie następstwa impulsów w ciągłą EA uwarunkowane jest częstotliwościowymi ograniczeniami kanału przesyłającego: obiekt-odbiornik-przyrząd lub też innymi warunkami, a w szczególności zdolnością rozdzielczą.

Budowa aparatury winna być związana z celem kontroli badanego obiektu. Podstawowym celem jest otrzymanie maksymalnej ilości informacji o badanym obiekcie. Jednak ilość informacji uzyskanych za pomocą sygnałów EA o procesie zachodzącym w obiekcie jest ograniczona, co związane jest z występowaniem szumów, skończonym czasem obserwacji, ograniczonym pasmem częstotliwościowym przenoszenia kanału akustyczno-elektrycznego. Z tego względu należy opracować taki system pomiarowy, który pozwoliłby na oddzielenie właściwego sygnału od szumu. System taki winien dać na wyjściu maksymalnie możliwy stosunek wartości ekstremalnej do efektywnej wartości szumu.

Przy stosowaniu czujników rezonansowych o wysokiej czułości kształt rejestrowanego sygnału przybiera bardzo uproszczoną formę, zbliżoną kształtem do tłumionej sinusoidy o częstotliwości drgań równej częstotliwości rezonansowej czujnika. Można wówczas określić tzw. liczbę zliczeń przekraczających zadany próg dyskryminacji (rys. II-1) amplitudy sygnału, przy czym w zależności od gęstości energii sygnału i przyjętego poziomu dyskryminacji liczba zliczeń dla poszczególnego impulsu będzie różna.

Przyjmujemy, że amplituda takiego sygnału opisana jest przez wyrażenie [67]:

$$A(t) = A_o \exp(-\beta t) \sin 2\pi f t, \tag{II-3.2}$$

gdzie:

A_o - początkowa amplituda sygnału,

β - stała kanału pomiarowego charakteryzująca tłumienie sygnału sinusoidalnego.

Zakładając, że czas t' określający spadek amplitudy sygnału do poziomu dyskryminacji A_d jest odpowiednio długi $t' >> 1/f$, wówczas liczbę zliczeń można uzyskać z wyrażenia:

$$N_z = f \cdot t'. \tag{II-3.3}$$

Uwzględniając wyrażenie (II-3.2), można w przybliżeniu przyjąć:

$$A_d = A_o \cdot \exp(-\beta t')$$

skąd:

$$t' = \frac{1}{\beta} \ln \frac{A_o}{A_d}. \tag{II-3.4}$$

Po podstawieniu (II-3.4) do (II-3.3) uzyskamy:

$$N_z = \frac{f}{\beta} \ln \frac{A_o}{A_d} = c \ln \frac{A_o}{A_d}, \qquad \text{(II-3.5)}$$

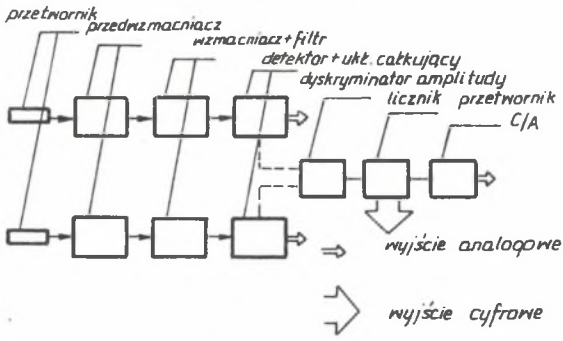
gdzie: c - stała kanału pomiarowego.
Zależność (II-3.5) określa związek między liczbą zliczeń N_z a początkową amplitudą A_o sygnału i progiem dyskryminacji A_d. Wynika stąd, że liczba może być miarą początkowej amplitudy sygnału rejestrowanego czujnikiem rezonansowym i stanowić przybliżoną miarę gęstości energii sygnału.

II.4. STOSOWANA APARATURA POMIAROWA

W skład stosowanej aparatury pomiarowej do badania głowic kombajnowych KGS-320 metodą EA wchodziły: urządzenie pomiarowe DEMA-G, wykonane przez IPPT PAN, magnetofon pomiarowy FM, rejestrator X-t oraz badany obiekt.

Opisana niżej aparatura do badania metodą EA maszyn górniczych, ze szczególnym uwzględnieniem układu napędowego głowic kombajnowych jest przeznaczona do badań relaksacji fal sprężystych generowanych w elementach maszynowych w warunkach laboratoryjno-stanowiskowych. Czułość i pasmo przenoszenia układu pomiarowego zostały tak dobrane, aby można było prowadzić badania głowic ramieniowych w warunkach obiegu jałowego, jak również pod obciążeniem nominalnym. Stosowany system eliminacji zakłóceń pozwalał na wprowadzenie naprężeń do próbek w przypadku jednoosiowego ściskania wytrzymałościowego. Podwójne wykonanie części toru pomiarowego pozwala na prowadzenie pomiarów porównawczych na dwóch częstotliwościach, umożliwiając również pomiar tłumienia fali sprężystej w ośrodku. Amplitudowy dyskryminator "okienkowy" pozwala na analizę kształtu impulsu otrzymanego z przetwornika pomiarowego. System pomiarowy przystosowany jest do wyprowadzenia analogowej informacji w postaci cyfrowej w standardzie TTL (wyjście równoległe). Możliwy jest również pomiar tempa $\frac{dN}{dt}$, sumy $\sum N$ sygnałów EA w różnych przedziałach czasowych, wartości RMS, jak również średniej mocy badanego sygnału. Stosowana aparatura jest przystosowana do pracy z przetwornikiem piezoelektrycznym o dużej impedancji elektrycznej, przy napięciu użytecznym rzędu kilkudziesięciu mikrowoltów. Przetwornik współpracuje z przedwzmacniaczem różnicowym o niskich szumach i odpowiedniej impedancji wejściowej. Oporność wyjściowa przedwzmacniacza wynosi 50Ω, natomiast wzmocnienie jego 40 dB $\pm$ 10%. Wzmacniacz główny jest zbudowany na scalonych szybkich wzmacniaczach operacyjnych. Jego wzmocnienie maksymalne wynosi około 45 dB i jest ustalane skokowo na poziomie: 25, 30, 35, 40, 45 dB. Ze względu na zdublowanie toru wzmocnienia istnieje możliwość ustawienia jednakowego wzmocnienia obu wzmacniaczy dodatkowym potencjometrem. W torze wzmacniacza wmontowany jest filtr aktywny czwartego rzędu, którego zadaniem jest odcięcie za-

kłóceń poniżej częstotliwości pomiarowych. Układ pomiaru średniej mocy sygnału EA składa się z detektora kwadratowego wraz z układem całkującym, co umożliwia zapis wymienionego parametru za pomocą pisaka X-t.



Rys. II-3. Schemat blokowy aparatury EA typu DEMA-G do badania głowic kombajnowych

Fig. II-3. Block diagram of DEMAG-G type EA apparatus for testing longwall machine heads

Schemat blokowy aparatury EA do badania głowic kombajnowych przedstawiono na rys. II-3. Poza wyjściami do pomiaru średniej mocy sygnału urządzenie posiada możliwość rejestracji tempa i sumy zliczeń amplitud. Jest to realizowane w następujący sposób. Wzmocniony do wielkości rzędu setek miliwoltów i poddany filtracji sygnał dociera do dyskryminatora amplitudy. Dyskryminator amplitudy wybiera te sygnały, które mieszczą się w ustalonym przedziale napięć, przy czym górny i dolny próg może przybierać wartości od 100 mV do 8 V. Możliwa jest również selekcja na zasadzie "wielkość napięcia średniego - szerokość okna". Wytworzone sygnały są zamieniane na przebiegi prostokątne o szerokości 0,2 μs. Oznacza to, że każdy cykl oscylacji przetwornika dla częstotliwości rezonansowej do 2 MHz wytwarza jeden impuls. Impulsy te są zliczane w standardowym przeliczniku P-21 produkcji ZZUJ POLON. Licznik wyświetla albo sumę impulsów w nieograniczonym przedziale czasu (pojemność 10^6), albo podaje tempo, czyli ich ilość w zadanym przedziale czasu. Dane z licznika można wyprowadzić poprzez równoległe wyjście cyfrowe w kodzie BCD, albo z załączonego przetwornika cyfrowo-analogowego.

II.5. BADANIA STANOWISKOWE GŁOWIC RAMIENIOWYCH METODĄ EA

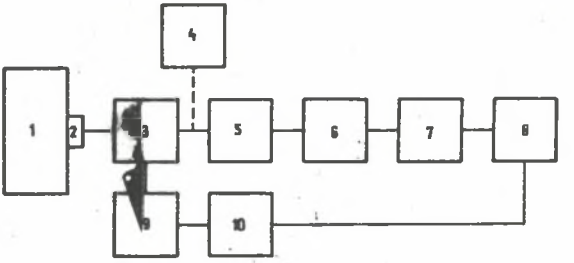
Badaniami objęto 10 głowic ramieniowych kombajnów ścianowych KGS-320 podczas ich pracy na biegu jałowym oraz przy stopniowaniu obciążenia statycznego od zera do wartości nominalnej w przypadku obu kierunków obrotu wału wyjściowego [87, 88]. Badanie prowadzone były na stanowisku odbioru tech-

nicznego w Fabryce Maszyn Górniczych FAMUR w Katowicach, jak również na stacji prób CMG-KOMAG w Gliwicach.

Wybór i rozmieszczenie punktów pomiarowych na korpusie głowicy były analogiczne jak w przypadku opisanych wyżej badań wibracyjnych, przy czym ograniczono się do punktów pomiarowych n = 1, , 4, 9, 10 znajdujących się w bezpośrednim sąsiedztwie określonych elementów kinematycznych wału wyjściowego i wyjściowego.

II.5.1. Opis stosowanego układu pomiarowego

W warunkach badań stanowiskowych głowic kombajnowych metodą EA zastosowano układ pomiarowy, którego podstawową częścią była aparatura pomiarowa opisana w punkcie II.4.



Rys. II-4. Schemat blokowy stosowanego zestawu pomiarowego EA

1 - korpus głowicy kombajnowej, 2 - przetwornik piezoelektryczny z przedwzmacniaczem, 3 - filtr górnoprzepustowy ze wzmacniaczem, 4 - dyskryminator amplitudy, 5 - analizator amplitudy, 6 - przetwornik cyfrowo-analogowy, 7 - rejestrator X-t, 8 - licznik, 9 - woltomierz, 10 - magnetofon pomiarowy FM

Fig. II-4. Block diagram of the EA measuring set used

1 - longwall machine head, 2 - piezoelectric converter with a pre-amplifier, 3 - high-pass filter with an amplifier, 4 - amplitude discriminator, 5 - amplitude analyser, 6 - digital-to-analogue converter, 7 - X-t recorder, 8 - counter, 9 - woltmeter, 10 - FM measuring tape recorder

Schemat blokowy stosowanego układu pomiarowego przedstawiono na rys.II-4. W badaniach stosowano przetworniki piezoelektryczne (2) o częstotliwościach rezonansowych f_R = 100, 200, 300 kHz produkcji Techpan, jak również szerokopasmowe typu 8314 produkcji Brüel&Kjaer. Po przeprowadzeniu serii pomiarów testujących okazało się, że przetworniki o częstotliwości rezonansowej f_R = 200 kHz cechują się maksymalną wrażliwością w procesie detekcji sygnałów EA; z tego względu głównie te przetworniki były stosowane w badaniach diagnostycznych głowic ramieniowych. Stosowane przetworniki posiadały w dolnej części wypusty stożkowe, dzięki którym można było uzyskać punktowy kontakt z podłożem, co eliminowało stosowanie warstw sprzęgających. Przetworniki mocowano do korpusu głowicy za pomocą specjalnych uchwytów magnetycznych.

Możliwości pomiarowe układu wynikające ze schematu blokowego (rys. II-4) są następujące:

a) tor pomiarowy 2, 3, 8, 9 umożliwia zapis mocy impulsów EA rejestrowanych w badanym punkcie pomiarowym,
b) dla arbitralnie wybranych: napięcia progowego U_p i napięcia okna pomiarowego ΔU tor 2-7 umożliwia zliczanie impulsów EA o amplitudach $U_p \pm \frac{\Delta U}{2}$,
c) dla arbitralnie wybranych: napięcia progowego U_p i napięcia okna pomiarowego ΔU, tor 2-3-8 umożliwia pomiar wartości RMS impulsów EA,
d) dla arbitralnie wybranych: napięcia progowego U_p i napięcia okna pomiarowego ΔU tor 2-8 umożliwia rejestrację przebiegu czasowego zliczania impulsów.

W prowadzonych badaniach ograniczono się głównie do bezpośredniej rejestracji i analizy tempa amplitud oraz przebiegów czasowych sumy impulsów.

II.5.2. Wyniki pomiarów i ich analiza

Przedmiotem pomiaru i analizy były bezpośrednio podstawowe parametry sygnałów EA, obejmujące sumę i tempo amplitud, a następnie utworzone na ich podstawie wtórne estymaty sygnałów EA w postaci:

- współczynnika napięciowego tempa amplitud,
- współczynnika intensywności impulsów,
- współczynnika obciążeniowego tempa amplitud.

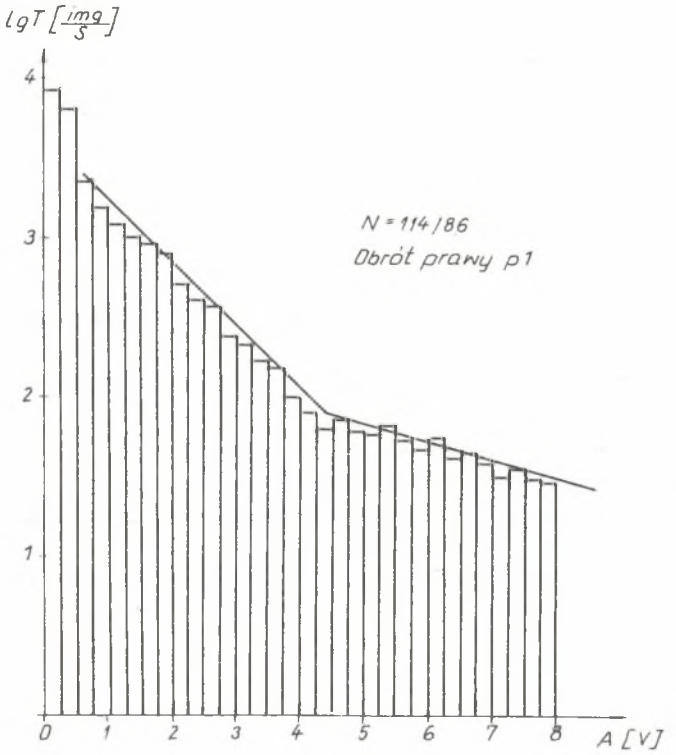
Wprowadzone miary jakościowe intensywności sygnałów EA charakteryzują się dużym stopniem wrażliwości na zmiany punktu pomiarowego na korpusie głowicy oraz obciążenia zewnętrznego. Stosunkowo mały wpływ na wartości wprowadzonych estymat ma zmiana kierunku obrotu wału wyjściowego.

Przeprowadzono również ocenę wpływu określonych uszkodzeń symulacyjnych elementów wału wejściowego (opisanych w punkcie I.9) na wyżej wyszczególnione estymaty EA.

II.5.2.1. Rozkłady tempa amplitud EA w warunkach biegu jałowego

W początkowej fazie badań, ograniczono się do wyznaczenia tempa amplitud w całym stosowanym przedziale napięć progowych 0-8 V. Stosowany dyskryminator amplitudy umożliwia automatyczny wybór przedziału napięć przy stałej szerokości okna napięciowego wynoszącego 0,25 V, co pozwala na automatyczną analizę rejestrowanych impulsów w zadanym przedziale napięć progowych.

Przykładowo, na rys. II-5 podano diagram reprezentujący rozkłady wartości tempa amplitud w skali log-lin dla głowicy $N = 114$ w punkcie $n = 1$ w przypadku obrotu prawego w zaznaczonym przedziale napięć progowych. Uzyskane w ten sposób szczytowe wartości tempa amplitud można było ekstrapolować przez linie proste, których nachylenie ulega zmianie przy wartości progu napięciowego, wynoszącego około 4 V. Fakt zmiany pochylenia prostych ekstrapolacyjnych przy napięciu progowym wynoszącym około 4 V jest trudny do zinterpretowania z fizycznego punktu widzenia. Z przyjętej zasady automatycznej zmienności progu dyskryminacji realizowanej w stosowanym systemie



Rys. II-5. Rozkład wartości tempa amplitud w skali półlogarytmicznej w punkcie n = 1 głowicy N = 114 w zaznaczonym przedziale napięć progowych

——— - obrót prawy, ------ - obrót lewy

Fig. II-5. Distribution of the values of amplitude rate in semi-logarithmic scale in the point n = 1 of the head N = 114 in the marked interval of treshold voltages

——— - clockwise rotation, ------ - anti-clockwise rotation

pomiarowym wynika fakt wzrostu czułości aparatury pomiarowej przy obniżaniu wysokości progu dyskryminacji. Z faktu tego wynika wniosek, że ze wzrostem wysokości progu dyskryminacji intensywność fal sprężystych EA rejestrowanych przez stosowany układ pomiarowy maleje, odzwierciedlając w tym przypadku emisję akustyczną głównie elementów kinematycznych układu napędowego, leżących w sąsiedztwie danego punktu pomiarowego. Obniżenie progu dyskryminacji powoduje z kolei wzrost intensywności fal sprężystych EA rejestrowanych przez stosowany układ, spowodowanej w tym przypadku nie tylko przez źródła EA związane z elementami kinematycznymi leżącymi w sąsiedztwie danego punktu pomiarowego, lecz również przez źródła EA wytworzone przez elementy znajdujące się poza badanym układem napędowym (źródła EA związane np. z pracą silnika elektrycznego czy układem hydraulicznym), a zatem zaliczane do zakłóceń wewnętrznych. Wynika stąd, że ustalenie progu dyskryminacji ma

tu istotny wpływ na ilość informacji zawartych w rejestrowanych sygnałach EA. Wniosek ten został potwierdzony w procesie prowadzonych badań uszkodzeń symulacyjnych węzła wału wejściowego. Celem zdeterminowanego opisu własności emisyjnych głównych węzłów kinematycznych badanego układu dynamicznego wprowadzono tzw. współczynnik napięciowy tempa amplitud EA w postaci:

$$b = \left[\frac{\Delta(\log T)}{\Delta U_p}\right]_{P,L}, \left[\frac{imp}{V \cdot s}\right] \qquad \text{(II-5.1)}$$

gdzie:

$\Delta(\log T)$ - przyrost logarytmiczny tempa amplitud w zakresie zmian prostoliniowych,

ΔU_p - przyrost napięcia progowego, warunkującego odpowiedni przyrost logarytmiczny tempa amplitud.

Fizycznie współczynnik b charakteryzuje liczbę impulsów EA, rejestrowaną w danym punkcie pomiarowym korpusu w czasie 1 sek, podczas zmiany napięcia progowego dyskryminatora równej 1 V, odpowiednio dla obrotu prawego lub lewego wału wyjściowego.

Uwzględniając wyrażenie (II-2.3) po podstawieniu do wyrażenia (II-5.1) w przybliżeniu otrzymamy:

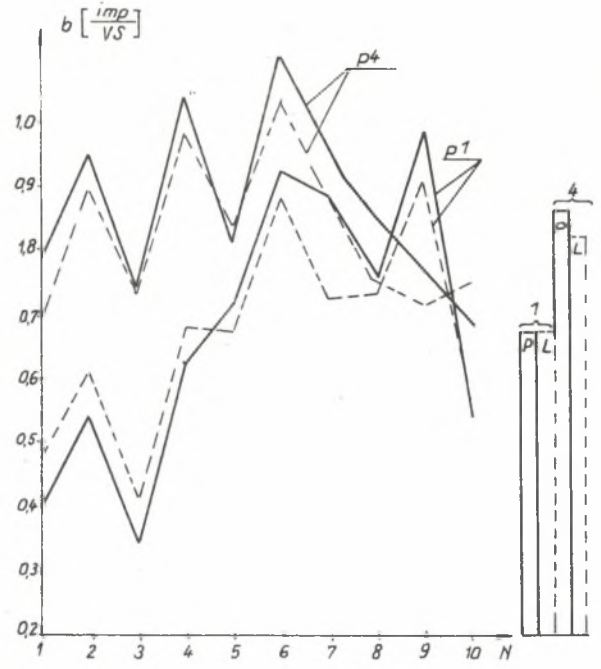
$$b = \left[\frac{\log(\Delta K)^{s}}{\Delta U_p}\right]_{P,L}. \qquad \text{(II-5.2)}$$

Z zależności tej wynika wniosek, że jakościowo współczynnik b odzwierciedla w pierwszym przybliżeniu stopień niejednorodności rozkładu naprężeń w elementach konstrukcyjnych badanego układu napędowego.

Na rysunkach II-6a,b przedstawiono rozkłady wartości współczynnika napięciowego tempa amplitud EA w zakresie niskich wartości napięć progowych, odpowiednio dla obrotu prawego i lewego w punktach n = 1,4 (rys. II-6a) oraz w punktach n = 9, 10 (rys. II-6b) dla wszystkich badanych głowic. Po prawej stronie każdego z tych wykresów w postaci prostokątów zaznaczono wartości średnie współczynnika b w wyszczególnionych punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic, odpowiednio dla obrotu prawego i lewego wału wyjściowego.

Celem określenia ilościowego wpływu kierunku obrotu wału na zmiany wartości współczynnika napięciowego tempa amplitud wyznaczono tzw. stopień względnej korelacji współczynnika b, którego miarą jest wprowadzony współczynnik asymetrii korelacyjnej, zdefiniowany przez wielkość wyrażoną w procentach:

$$(W_{ak}\%)_{P,L} = \left(1 - \frac{b_P}{b_L}\right) \cdot 100. \qquad \text{(II-5.3)}$$

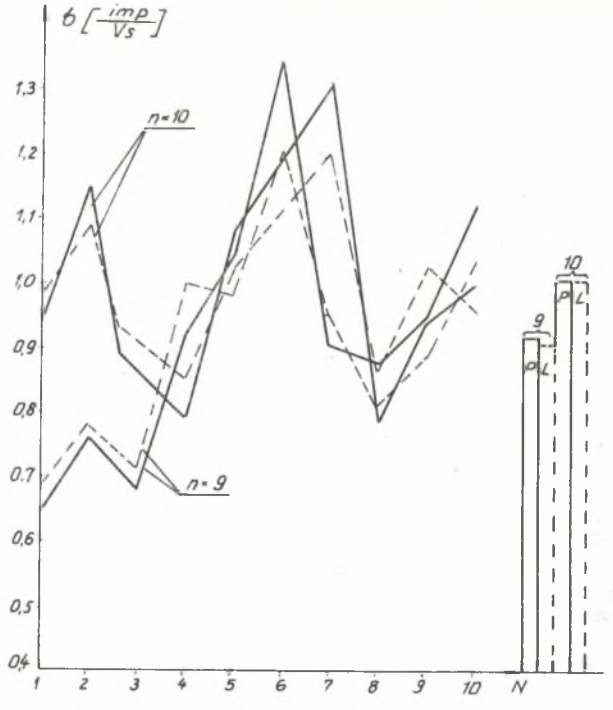


Rys. II-6a. Rozkład wartości współczynnika b w punktach pomiarowych n = 1, 4 dla wszystkich badanych głowic w zakresie niskich wartości napięć progowych

——— - obrót prawy, ------ obrót lewy

Fig. II-6a. Distribution of the values of the coefficient b in the measuring points n = 1, 4 for all tested heads within low values of threshold voltages

——— - clockwise rotation, ------ - anti-clockwise rotation

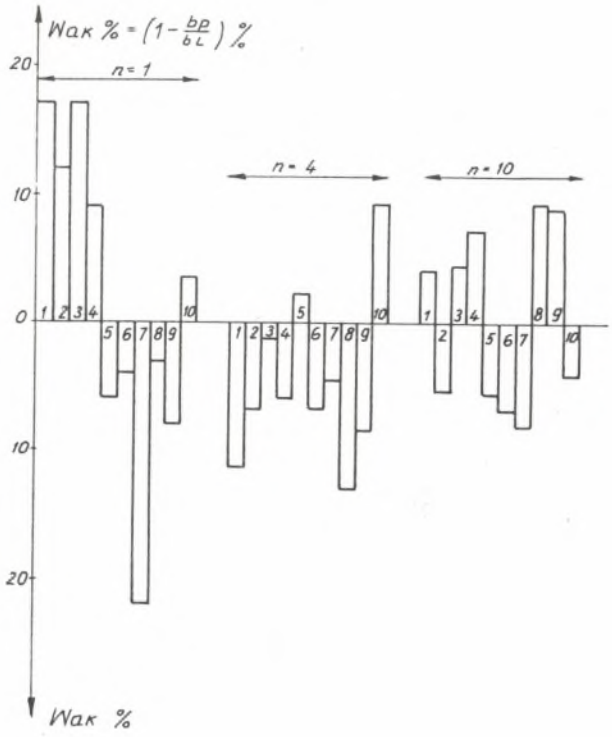


Rys. II-6b. Rozkład wartości współczynnika b w punktach pomiarowych n = 9, 10 dla wszystkich badanych głowic w zakresie niskich wartości napięć progowych

——— - obrót prawy, ------ - obrót lewy

Fig. II-6b. Distribution of the values of the coefficient b in the measuring points n = 9, 10 for all tested heads within low values of threshold voltages

——— - clockwise rotation, ------ - anti-clockwise rotation



Rys. II-7. Stopień asymetrii korelacyjnej współczynnika b dla obrotu prawego i lewego w punktach pomiarowych n = 1, 4, 10 dla wszystkich badanych głowic w zakresie niskich wartości napięć progowych

Fig. II-7. Asymmetry correlative degree of the coefficient b for clockwise and anti-clockwise rotation in the measuring points n) 1, 4, 10 for all tested heads within the range of low values of threshold voltages

Na rys. II-7 przedstawiono graficznie stopień względnej asymetrii korelacyjnej współczynnika b, odpowiednio dla obrotu prawego i lewego w punktach pomiarowych n = 1, 4, 10 wszystkich badanych głowic w zakresie niskich napięć progowych. Z otrzymanego rozkładu procentowego współczynnika asymetrii korelacyjnej wynika, że stopień względnej korelacji dla obu kierunków obrotu w poszczególnych punktach pomiarowych badanych głowic na ogół nie przekracza 10%, tylko w punkcie pomiarowym n = 1 zaobserwować można dla głowic N = 1, 3, 7 znacznie większe wartości tego współczynnika, rzędu 20%.

Reasumując, należy stwierdzić, że zmiana kirunku obrotu wału wyjściowego w zakresie stosowanych wartości napięć progowych nie wywiera istotnego wpływu na zmianę wartości współczynnika napięciowego tempa amplitud, co zostało również potwierdzone przez rozkłady wartości współczynnika b w poszczególnych punktach pomiarowych, wyznaczone oddzielnie dla obrotu prawego i lewego układu (rys. II-6a,b).

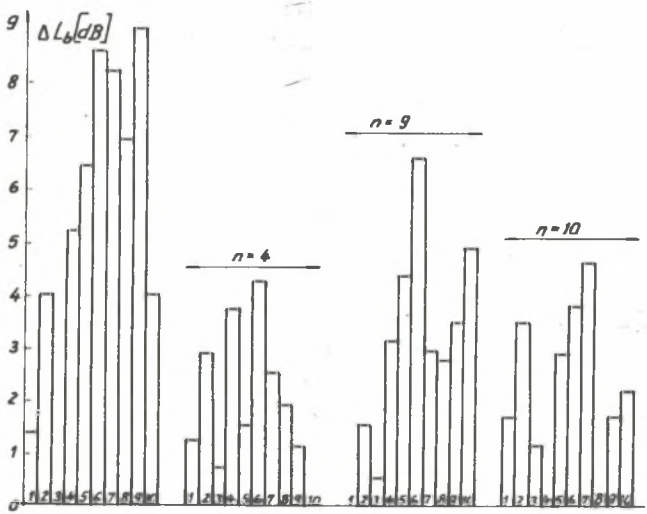
Celem zobrazowania względnych zmian wartości współczynnika b, w odniesieniu do wartości minimalnej w poszczególnych punktach pomiarowych badanych głowic, wprowadzono wielkość określającą poziom zmian współczynnika napięciowego tempa amplitud:

$$L_b = 20 \lg\left(\frac{b}{b_{min}}\right), \quad dB \qquad \text{(II-5.4)}$$

gdzie:

b_{min} - oznacza minimalną wartość współczynnika b w danym punkcie pomiarowym wszystkich badanych głowic.

Ze względu na stwierdzony doświadczalnie fakt niezależności współczynnika b od kierunku obrotu układu, obliczenia wartości względnych zmian współczynnika b w poszczególnych punktach pomiarowych przeprowadzono tylko dla jednego kierunku obrotu, a mianowicie dla obrotu prawego wału wyjściowego. Wyniki tych obliczeń przedstawiono na rys. II-8 w postaci diagramów wartości poziomu zmian współczynnika b w dB w zaznaczonych punktach pomiarowych n = 1, 4, 9, 10 wszystkich badanych głowic z uwzględnieniem niskich wartości napięć progowych. Maksymalne zmiany poziomu współczynnika napięciowego tempa amplitud obserwuje się w punkcie n = 1 leżącym w bezpośrednim sąsiedztwie węzła kinematycznego K-III (rys. I-7). Wydaje się, że występowanie tak dużych wahań poziomu wartości współczynnika b, przekra-



Rys. II-8. Względne zmiany w dB współczynnika b w poszczególnych punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic w zakresie niskich wartości napięć progowych

Fig. II-8. Relative changes in dB of the coefficient b in particular measuring points of all tested heads within the range of low values of threshold voltages

czających 8 dB w punkcie $n = 1$ dla głowic $N = 6, 7, 9$ świadczyć może pośrednio o występowaniu ponadnormatywnych naprężeń w elementach konstrukcyjnych węzła kinematycznego K-III, co prowadzić może w zmiennych warunkach eksploatacyjnego obciążenia dynamicznego do powstania nieodwracalnych zmian zmęczeniowych, których skutkiem może być uszkodzenie tych elementów. Fakt ten potwierdzają dane statystyczne dotyczące uszkodzeń eksploatacyjnych elementów konstrukcyjnych węzła kinematycznego K-III.

Badaniami objęto również głowicę, w której dokonano opisanej w punkcie I.9 symulacji uszkodzeń elementów konstrukcyjnych węzła K-III oraz głowicę wzorcową, cechującą się minimalnym poziomem drgań $a < 5\ m/s^2$ w każdym punkcie pomiarowym korpusu.

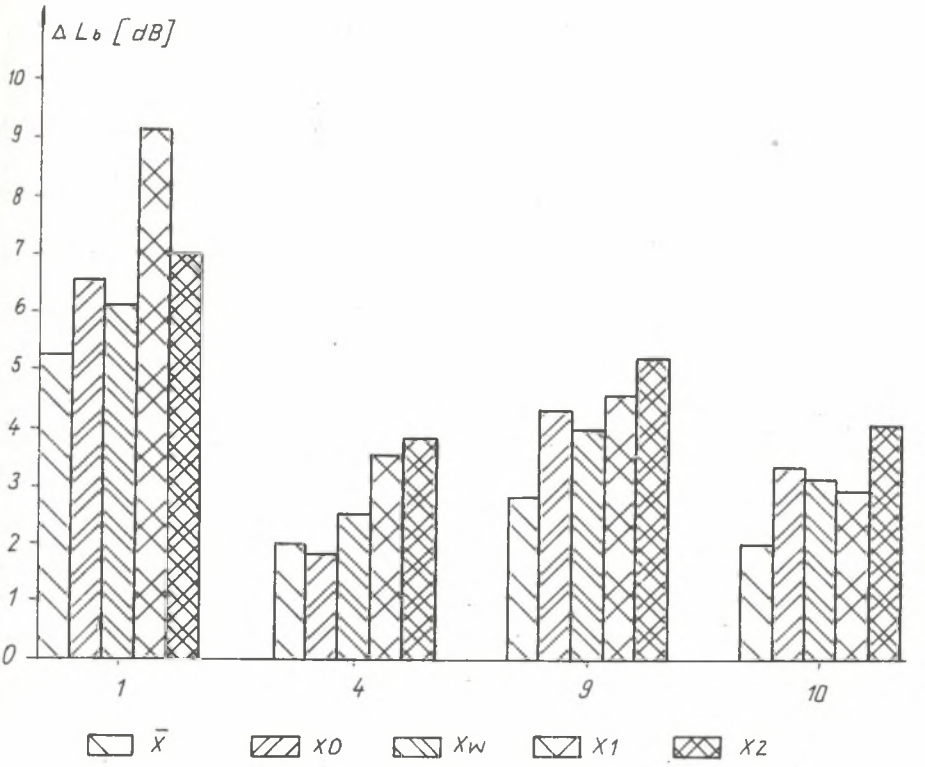
Oznaczenia cech charakterystycznych dokonanych symulacji głowicy:

a) Symulacja X_1 obejmowała wymianę łożyska dwurzędowego nr 22222A, oznaczonego na schemacie kinematycznym cyfrą 2 oraz łożyska wałeczkowego jednorzędowego nr NU322NA, oznaczonego na schemacie kinematycznym cyfrą 1 (rys. I-6).
b) Symulacja X_2 obejmowała wymianę tulei uzębionej Z_1.
c) Symulacja X_o obejmowała tę samą głowicę seryjnie remontowaną wg ustalonego programu wymiany elementów zużytych na dobre.
d) Symulacja X_w obejmowała montaż i dobór elementów konstrukcyjnych, odpowiadający minimalnemu poziomowi drgań układu napędowego.

Uwzględniając wyrażenie (II-5.4), obliczono poziom zmian współczynnika napięciowego tempa amplitud w poszczególnych punktach pomiarowych wyszczególnionych wyżej symulacji. Ponadto w celach porównawczych uśredniono wartości poziomu zmian współczynnika napięciowego tempa amplitud w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu głowic opisanych przez diagram zamieszczony na rys. II-8. Uzyskane w ten sposób średnie w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu oznaczono przez $\bar{X}$.

Wyniki tych obliczeń przedstawiono na rys. II-9. Maksymalne poziomy zmian współczynnika b o znacznym zróżnicowaniu występują w punkcie $n = 1$ badanych przypadków symulacji, przy czym symulacji X_1 (wymiana łożysk 1 i 2) odpowiada maksimum poziomu współczynnika b, natomiast symulacji X_2 (wymiana tulei uzębionej Z_1) odpowiada poziom współczynnika b o nieco mniejszej wysokości, odzwierciedlając pośrednio w ten sposób następstwo dokonanych uszkodzeń symulacyjnych.

Analogiczne badania wykonano również, uwzględniając następnie wartości napięć progowych w zakresue $U_p = 4\text{-}8$ V. Uzyskane na podstawie tych badań wyniki, obejmujące te same parametry, cechują się zupełnie podobnym charakterem zmian w poszczególnych punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic i zostały szczegółowo opisane w pracy [82]. Z analizy rozkładu zmian wartości opisanych parametrów wynika, że przy niskich wartościach napięć progowych cechują się one większą dynamiką zmian, a zatem większą pojemnością informacyjną i z tego względu posiadają większe znaczenie diagnostyczne.



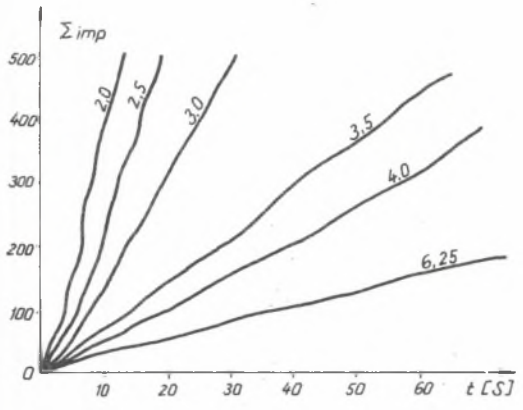
Rys. II-9. Względne zmiany poziomu wartości współczynnika napięciowego tempa amplitud w warunkach symulacji uszkodzeń w poszczególnych punktach pomiarowych w zakresie niskich wartości napięć progowych

Fig. II-9. Relative changes in the level of values of the voltage coefficient of amplitude rate in the conditions of defect simulation in paricular measuring points within the range of low values of threshold voltages

II.5.2.2. Przebiegi czasowe liczby zliczeń EA w warunkach biegu jałowego

Celem oceny przydatności charakterystyk czasowych liczby zliczeń impulsów EA w procesie diagnozowania złożonych układów mechanicznych określono zakres ich zmian w poszczególnych punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic. Przeprowadzone badania umożliwiły wyznaczenie rodziny charakterystyk, odpowiadających różnym wartościom progu napięciowego dyskryminacji, określających sumę zliczeń impulsów EA w czasie rzeczywistym. Przebiegi te uzyskano bezpośrednio poprzez ich zapis na rejestratorze X-Y,t. Ten sposób zapisu graficznego pozwalał na analizę wyników, bez konieczności ich dalszego przetwarzania.

Przykładowo, na rys. II-10 przedstawiono typowe rodziny charakterystyk, zarejestrowane w punkcie n = 1, dla głowicy N = 114 przy obrocie prawym wału wyjściowego. Otrzymane w ten sposób przebiegi czasowe sumy impulsów EA dla wszystkich stosowanych napięć progowych cechują się prawie liniowym wzrostem liczby impulsów i mogą być ekstrapolowane przez linie proste o zmieniającym się nachyleniu względem czasu. Zmiana kierunku obrotu układu napędowego nie wywiera istotnego wpływu na zamianę pochylenia prostych ekstrapolacyjnych. Z kolei na rys. II-11 przedstawiono rodzinę charakterystyk czasowych, odpowiadających zróżnicowanym wyżej opisanym cechom symulacyjnym badanych głowic. Zróżnicowanie własności cech konstrukcyjnych wpływa wyraźnie na zmianę pochylenia prostych ekstrapolacyjnych, pozwalając na jakościowe rozróżnienie głowic o odpowiednio symulowanych uszkodzeniach układu napędowego.



Rys. II-10. Przebiegi czasowe sumy impulsów w czasie rzeczywistym w punkcie n = 1, przy częstotliwości rezonansowej f_R = 200 kHz, dla głowicy N = 114 w warunkach biegu jałowego

Fig. II-10. Time functions of the sum of pulses in real time in the point n = 1 at the resonance frequency f_R = 200 kHz for the head N = 114 at idle running

Obserwowane prawidłowości zmian liniowych charakterystyk czasowych sumy impulsów EA można również opisać, wprowadzając tzw średni współczynnik intensywności impulsów, uwzględniający jednocześnie oba kierunki obrotu wału wyjściowego, a zdefiniowany przez wyrażenie:

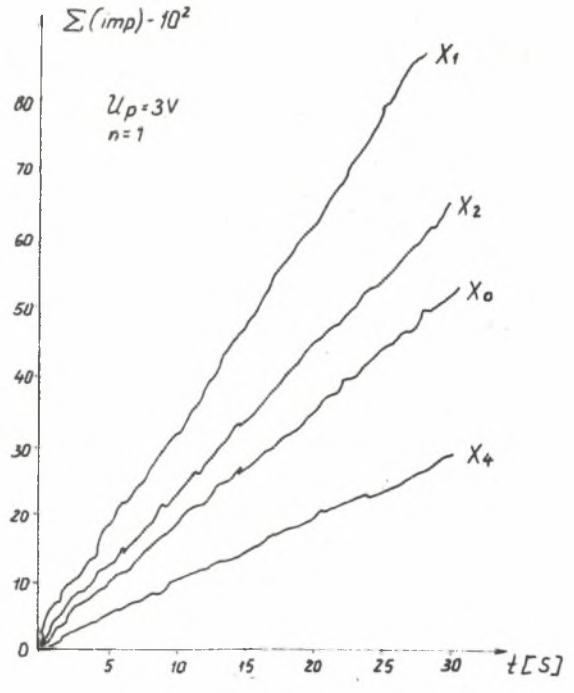
$$B = \frac{(\sum_{imp})_{P,L}}{2t}, \qquad \text{(II-5.5)}$$

gdzie:

$(\sum_{imp})_{P,L}$ - suma impulsów EA dla obu kierunków obrotu wału wyjściowego.

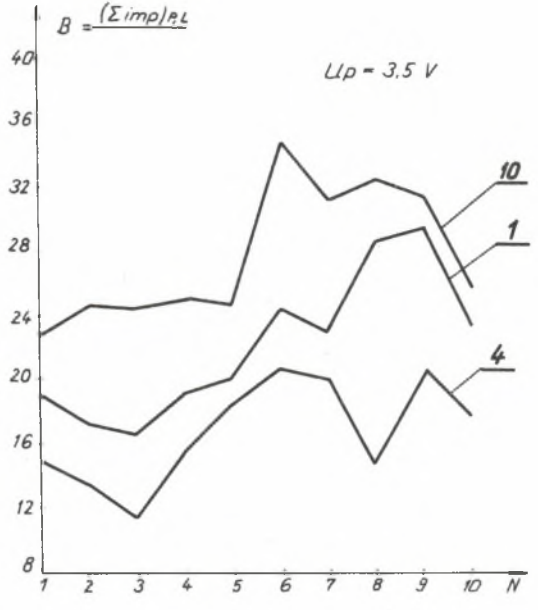
Tak prowadzony współczynnik charakteryzuje średni stopień intensywności fal sprężystych EA dla obu kierunków obrotu wału wyjściowego.

Przykładowo, na rys. II-12 zobrazowano w postaci graficznej zmiany wartości średniego współczynnika intensywności impulsów B w poszczególnych punktach pomiarowych głowic, charakteryzujących się wyszczególnionymi wyżej zmianami symulacyjnymi układu napędowego.



Rys. II-11. Przebiegi czasowe sumy impulsów w czasie rzeczywistym dla różnych warunków symulacji układu napędowego w punkcie n = 1, przy napięciu progowym U_p = 3 V

Fig. II-11. Time functions of the sum of pulses in real time for different conditions of power transmission system simulation in the point n = 1 at the threshold voltage U_p = 3 V



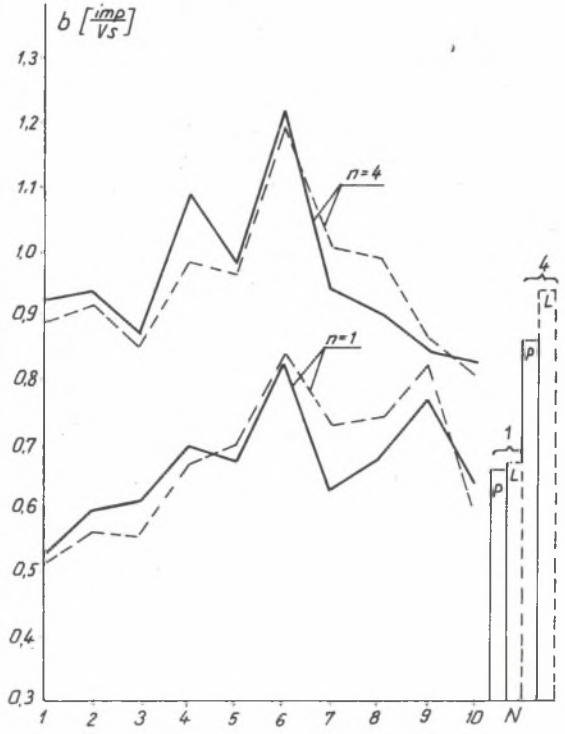
Rys. II-12. Rozkład wartości średniego współczynnika intensywności impulsów B w wyszczególnionych punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic przy napięciu progowym U_p = 3,5 B

Fig. II-12. Distribution of the mean coefficient of B pulse intensity in the specified measuring points of all tested heads at the thresh-ld voltage U_p=3,5 V

Analiza uzyskanych rozkładów wprowadzonego współczynnika intensywności impulsów EA potwierdza fakt jego dużej wrażliwości na zmiany symulacyjne układu napędowego głowic kombajnowych.

II.5.2.3. Rozkład tempa amplitud EA w warunkach obciążenia statycznego

Celem określenia wpływu obciążenia statycznego na intensywność EA generowanej w poszczególnych punktach węzłowych układu kinematycznego głowicy, przeprowadzono szereg analogicznych pomiarów tych samych parametrów EA jak w przypadku biegu jałowego. Pozwoliło to na względne porównanie określonych parametrów EA zarówno w warunkach biegu jałowego, jak również obciążenia statycznego oraz na przeprowadzenie jakościowej oceny wpływu obciążenia na



Rys. II-13. Rozkład wartości współczynnika b w punktach pomiarowych N=1,4 pod obciążeniem nominalnym dla wszystkich badanych głowic w zakresie niskich wartości napięć progowych

——— - obrót prawy, ------ - obrót lewy

Fig. II-13. Distribution of the values of the coefficient b in the measuring points n = 1,4 under nominal load for all tested heads within the range of low values of threshold voltages

——— - clockwise rotation, ------ - anti-clockwise rotation

intensywność fal sprężystych EA w poszczególnych punktach pomiarowych badanych głowic.

Na wstępie wyznaczono rozkłady wartości współczynnika napięciowego tempa amplitud EA dla niskich wartości napięć progowych pod obciążeniem nominalnym. Przykładowo, na rys. II-13 przedstawiono rozkłady wartości współczynnika b w punktach pomiarowych $n = 1, 4$ odpowiednio dla obrotu prawego i lewego wału wyjściowego. Z analizy uzyskanych w ten sposób rozkładów współczynnika b wynika, że kierunek obrotu wału wyjściowego, również w przypadku obciążenia statycznego, nie ma istotnego wpływu na zmianę wartości tego współczynnika. Z porównania wykresów reprezentujących rozkłady wartości współczynnika b na biegu jałowym (rys. II-6a,b) oraz pod obciążeniem nominalnym (rys. II-13) wynika, że obciążenie układu wywołuje wzrost wartości współczynnika b, natomiast charakter tych zmian w poszczególnych punktach pomiarowych kolejno badanych głowic pozostaje zachowany. Na podkreślenie zasługuje tu fakt, że we wszystkich punktach pomiarowych głowica $N = 6$ charakteryzuje się, dla obu kierunków obrotu, maksymalnymi wartościami współczynnika napięciowego tempa amplitud co znajduje odzwierciedlenie w jej gorszym stanie technicznym (przedawaryjnym), uwarunkowanym okresem normalnej eksploatacji w warunkach in situ.

Celem zobrazowania względnych zmian wartości współczynnika b, w odniesieniu do wartości minimalnej w poszczególnych punktach pomiarowych badanych głowic, obliczono na podstawie wyrażenia (II-5.4) poziom zmian współczynnika b w warunkach obciążenia nominalnego.

Na rys. II-14 przedstawiono diagram wyrażający zmiany poziomu współczynnika b w poszczególnych punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic. Z porównania diagramów zamieszczonych na rys. II-8 i II-14 wynika, że obciążenie układu powoduje generalnie wzrost wartości poziomu współczynnika b, przy czym rozkład zmian w poszczególnych punktach pomiarowych jest w zasadzie zachowany i mało zależy od obciążenia statycznego układu.

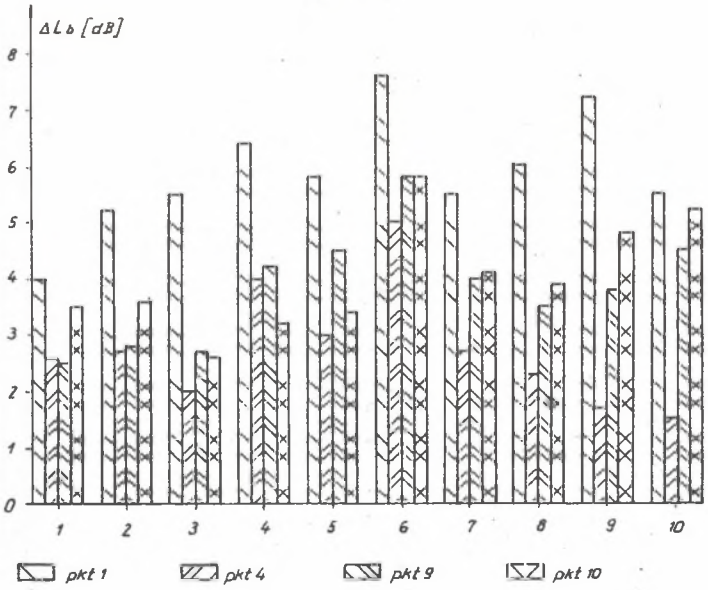
Celem oceny wpływu obciążenia statycznego na zmianę poziomu współczynnika napięciowego tempa amplitud EA w warunkach symulacyjnych zmian elementów konstrukcyjnych układu napędowego, opisanych w punkcie II.5.2.1, obliczono na podstawie wyrażenia (II-5.4) wartość poziomu tych zmian. Wyniki obliczeń przedstawiono w postaci graficznej na rys. II-15.

Własności emisyjne źródeł EA generujących fale sprężyste w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu, uwarunkowane zmianą obciążenia statycznego układu, opisano wprowadzając tzw. współczynnik obciążeniowy tempa amplitud EA:

$$I = \frac{\Delta(\log T)}{\Delta M}, \quad \left[\frac{imp}{kW}\right] \tag{II-5.6}$$

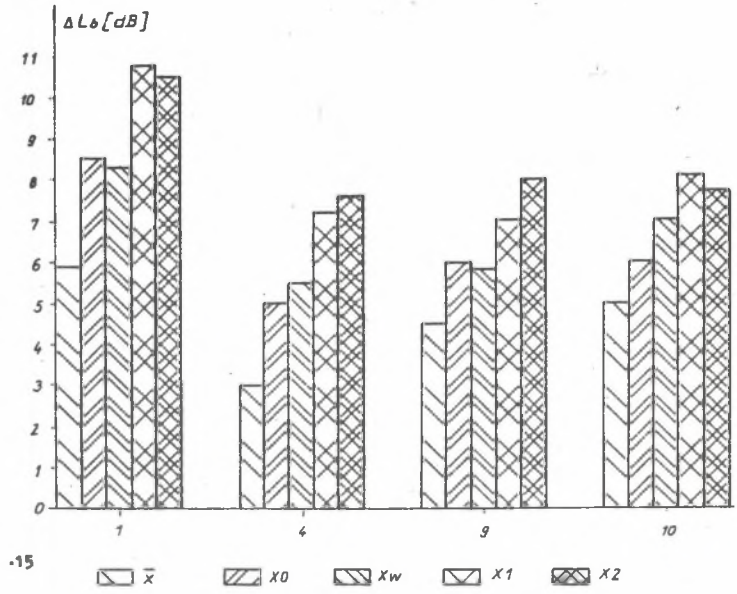
gdzie:

ΔM - zmiana obciążenia układu napędowego, odpowiadająca liniowej zmianie logarytmicznej tempa amplitud.



Rys. II-14. Rozkład zmian poziomu współczynnika b w poszczególnych punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic

Fig. II-14. Distribution of changes in the level of the coefficient b in particular measuring points of all tested heads

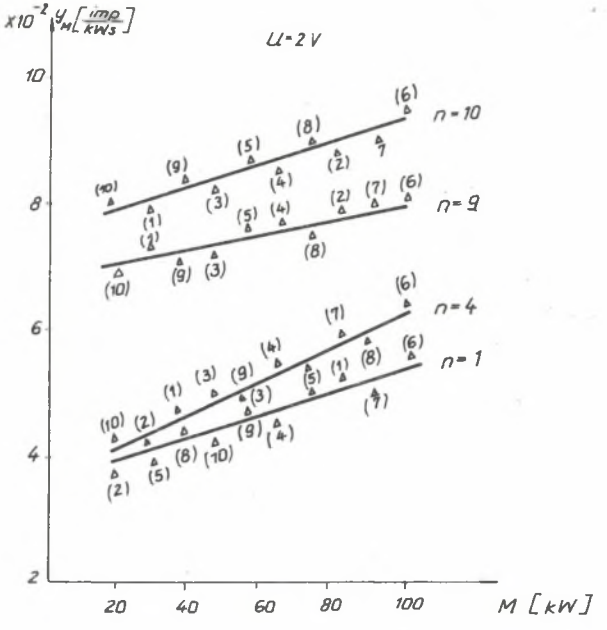


Rys. II-15. Rozkłady zmian wartości współczynnika b w warunkach zaznaczonych zmian symulacyjnych elementów konstrukcyjnych układu napędowego

Fig. II.15. Distributions of chantes in the level of the coefficient b values in the conditions of the marked simulation changes in the structural members of a power transmission system

Opierając się na powyższym wzorze, obliczono współczynniki obciążeniowe tempa EA dla wszystkich punktów pomiarowych badanych głowic przy napięciu progowym U_p = 2 V, 5 V.

Przykładowo, na rys. II-16 przedstawiono zmiany współczynnika obciążeniowego tempa EA dla wszystkich badanych głowic w zaznaczonych punktach pomiarowych n = 1, 4, 9, 10 dla napięcia progowego U_p = 2 V.



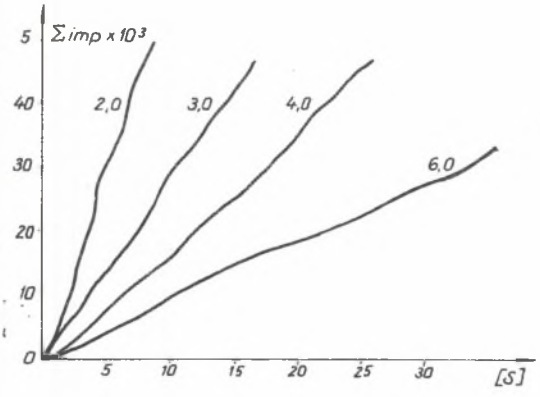
Rys. II-16. Zmiana współczynnika obciążeniowego tempa amplitud EA dla wszystkich badanych głowic w punktach n = 1, 4, 9, 10 przy napięciu progowym U_p = 2 V w zaznaczonym przedziale wartości mocy

Fig. II-16. Change in the weight coefficient of EA amplitude rate for all tested heads in the points n = 1, 4, 9, 10 at the threshold voltage U_p = 2 V within the marked range of power values

Wartości obciążeniowych współczynników, dla wszystkich badanych głowic w odpowiednich punktach pomiarowych układają się w czterech odrębnych przedziałach wartości, które w przybliżeniu mogą być ekstrapolowane liniami prostymi wyznaczonymi przez wzrastające wartości współczynników obciążeniowych tempa EA. W punktach n = 9, 10 ujawnia się stosunkowo dobra powtarzalność występowania tych samych głowic (numery N = 1-10) podczas monotonicznego wzrostu zmian współczynnika obciążeniowego tempa amplitud EA; nieznaczne różnice w powtarzalności występowania tych samych głowic obserwuje się w punktach n = 1, 4. Uzyskane w ten sposób zależności funkcyjne stanowić będą podstawę umożliwiającą przeprowadzenie identyfikacji materiałowej elementów konstrukcyjnych niektórych ogniw kinematycznych układu napędu głowicy.

II.5.2.4. Przebiegi czasowe liczby zliczeń EA w warunkach obciążenia nominalnego

Zbadano również wpływ obciążenia układu napędowego na zmianę charakterystyk czasowych liczby zliczeń impulsów EA w poszczególnych punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic. Przykładowo, na rys. II-17 podano przebiegi czasowe sumy impulsów w punkcie n = 1 głowicy N = 114 pod obciążeniem nominalnym dla obrotu prawego wału wyjściowego przy różnych wartościach napięcia progowego. Obciążenie układu powoduje wzrost czasowy liczby zliczeń impulsów EA, niezależnie od kierunku obrotu wału wyjściowego. Pochylenie prostych ekstrapolacyjnych jest zależne od lokalizacji punktu pomiarowego na korpusie głowicy oraz kolejno badanego egzemplarza głowicy, a miara tego pochylenia opisana przez wartość współczynnika intensywności impulsów jest dość dobrze skorelowana ze zmianą poziomu współczynnika napięciowego tempa amplitud.

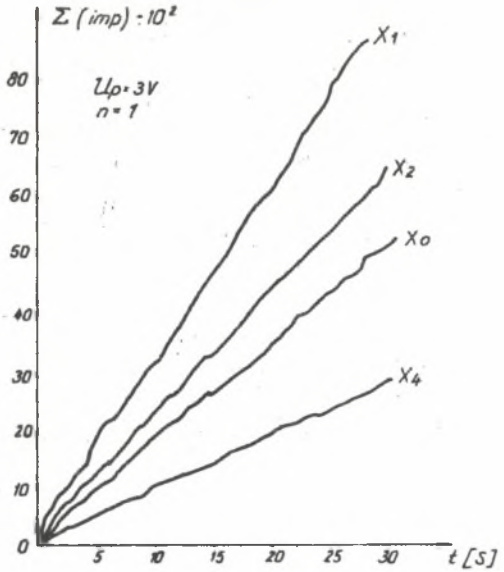


Rys. II-17. Przebiegi czasowe zmian sumy impulsów EA w czasie rzeczywistym dla głowicy N = 114 pod obciążeniem nominalnym

Fig. II-18. Time functions of changes in the sum of EA pulses in real time for the head N = 114 under nominal load

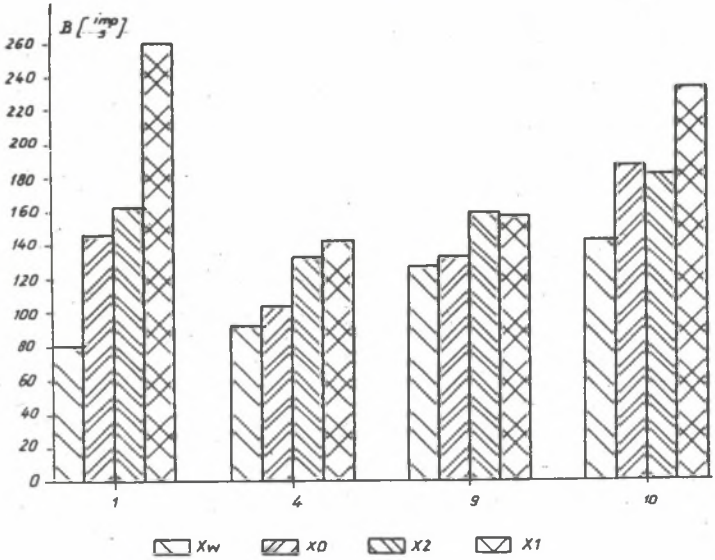
Z kolei na rys. II-18 przedstawiono rodzinę charakterystyk czasowych, odpowiadających opisanym w punkcie II.5.2.1, zróżnicowanym cechom symulacyjnym układu napędowego badanych głowic. Zróżnicowane własności cech konstrukcyjnych w warunkach obciążenia nominalnego wpływają również na zmianę wartości współczynnika intensywności impulsów, przy czym symulacja uszkodzonych elementów ujawnia się w postaci wzrostu wartości współczynnika B w punkcie pomiarowym zlokalizowanym w sąsiedztwie uszkodzonego ogniwa kinematycznego (punktu n = 1), co potwierdza diagram zamieszczony na rys. II-19. W pozostałych punktach pomiarowych wartości współczynnika intensywności impulsów EA są dość zróżnicowane, przy czym minimum wartości współczynnika B w każdym punkcie pomiarowym uzyskano dla tzw. głowicy "wzorcowej" cechującej się najmniejszą intensywnością drgań.

Analiza uzyskanych rozkładów wprowadzonego współczynnika intensywności impulsów EA, w warunkach obciążenia statycznego układu napędowego, potwierdza fakt jego zależności od zmiany cech elementów konstrukcyjnych układu napędowego. Należy tu jednak podkreślić, że dynamika zmian zakresu współczynnika intensywności impulsów EA na biegu jałowym jest większa niż w przypadku obciążenia statycznego.



Rys. II-18. Przebiegi czasowe sumy impulsów w czasie rzeczywistym dla różnych warunków symulacji układu napędowego przy obciążeniu nominalnym w punkcie n = 1 i wartości progu U_p = 3 V

Fig. II-18. Time function of the sum of pulses in real time for different conditions of the simulation of a power transmission system under nominal load in the point n = 1 and at the threshold value U_p = 3 V



Rys. II-19. Rozkład zmian wartości współczynnika intensywności impulsów EA w różnych warunkach symulacji uszkodzeń elementów konstrukcyjnych w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu

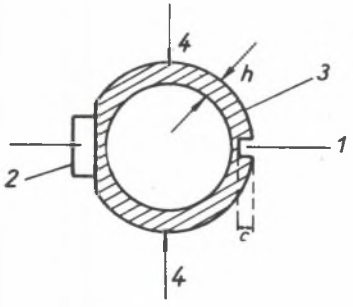
Fig. II-19. Distribution of variations of the values of the coefficient of intensity pulses EA for different conditions the simulation of constructions elements in particular measuring points on the heads frame

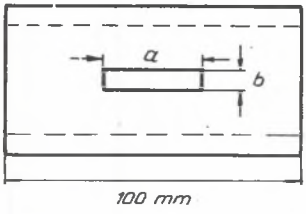
II.6. BADANIA LABORATORYJNE PRÓBEK MATERIAŁOWYCH ELEMENTÓW KONSTRUKCYJNYCH GŁOWICY

Przedmiotem badań były również odpowiednio przygotowane próbki wykonane z materiałów, z których są obrabiane i hartowane niektóre elementy konstrukcyjne układu napędowego głowic ramieniowych kombajnów ścianowych KGS-320. Celem badań laboratoryjnych było określenie możliwości rozróżnienia poszczególnych materiałów oraz poszukiwanie współzależności pomiędzy określonymi estymatami sygnału EA otrzymanego w warunkach jednoosiowego ściskania próbek a odpowiednimi estymatami uzyskanymi w procesie badań stanowiskowych głowic w warunkach stopniowego obciążenia statycznego w przedziale mocy 0-130 kW.

II.6.1. Opis badanego materiału

Próbki zostały wykonane w postaci rur cylindrycznych z odpowiednio uformowanymi rowkami o zróżnicowanych wymiarach, co zostało pokazane na rys. II-20. Wykonane rowki poprzeczne nie zmieniały w istotny sposób wytrzymałości badanych próbek, warunkując określony rodzaj symulacji procesów deformacyjnych w trakcie samego obciążenia zewnętrznego.





Rys. II-20. Geometria próbki cylindrycznej z odpowiednio uformowanymi nacięciami frezowymi

Fig. II-20. Geometrical parameters of a cylindrical sample with suitably shaped milling cuts

Badaniom poddano trzy różne materiały oznaczone odpowiednio przez A, B, C w postaci rur cylindrycznych, w których zostały wykonane szczeliny poprzeczne o różnych wymiarach, oznaczone kolejno cyframi 0, 1, 2, 3.

Specyfika tego skróconego zapisu jest następująca:

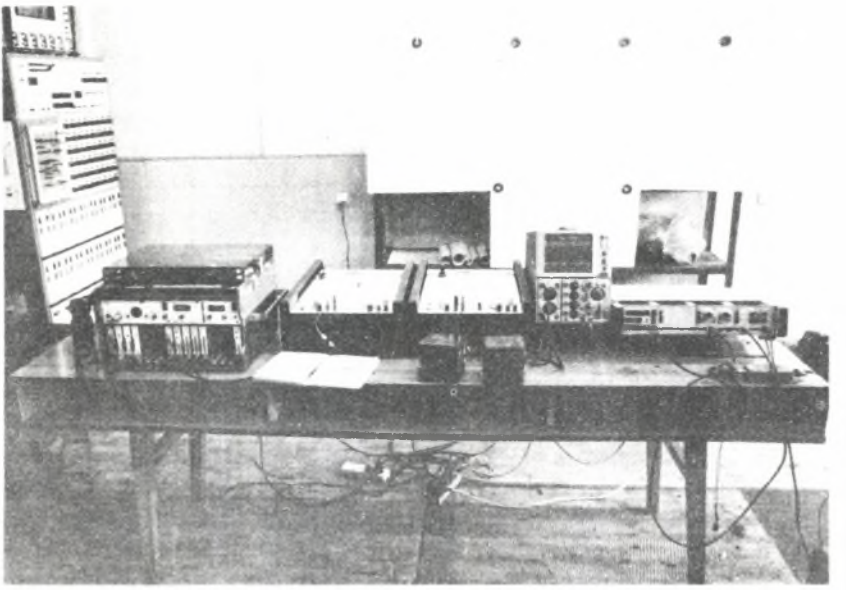
- materiał A stanowi stal chromowo-niklowo-molibdenowo-wanadową o symbolu 45 HNMF, będącą tworzywem konstrukcyjnym o wysokim stopniu hartowności, pozwalającym na osiągnięcie optymalnych własności wytrzymałościowych dla grubości 180 mm; w głowicy z tego materiału wykonany jest wał główny (wyjściowy);
- materiał B stanowi stal chromowo-niklową o symbolu 20 H2NA, w głowicy z tego materiału wykonanych jest większość kół zębatych;

- materiał C oznacza stal chromowo-niklową o symbolu 45 HN; jest to stal o wysokim stopniu wytrzymałości mechanicznej, w głowicy z tego materiału wykonane są osie, koło podstawowe przekładni planetarnej oraz wejściowy wał wielowypustowy.

Wprowadzono następujące oznaczenia geometrii szczelin wykonanych w poszczególnych próbkach wg rys. II-20:

- nacięcie frezowe 0: próbka stanowi cylinder bez szczeliny, grubość ścianki h = 6 mm;
- nacięcie frezowe 1: wymiary szczeliny a = 10 mm, b = 2 mm, c = 2 mm, grubość ścianki h = 6 mm;
- nacięcie frezowe 2: wymiary szczeliny a = 20 mm, b = 4 mm, c = 4 mm, grubość ścianki h = 8 mm;
- nacięcie frezowe 3: wymiary szczeliny a = 30 mm, b = 6 mm, c = 6 mm, grubość ścianki h = 10 mm.

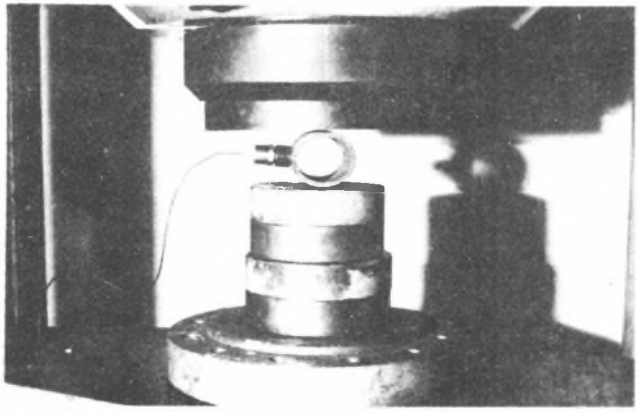
Próbki z wyszczególnionych materiałów były następnie poddane analogicznym procesom chemicznym i cieplnym jak wykonane z tych samych materiałów odpowiednie elementy konstrukcyjne układu napędowego głowicy. Wykonane w ten sposób próbki materiałowe zostały następnie poddane jednoosiowemu ściskaniu w prasie hydraulicznej wyposażonej w automatyczny układ programujący szybkość i wielkość zmian stosowanego obciążenia.



Fot. 4. Ogólny widok stosowanej aparatury pomiarowej w badaniach wykorzystujących zjawisko EA

Phot. 4. General view of the measuring apparatus in the tests using EA phenomenon

Fotografie 4, 5 przedstawiają ogólny widok stosowanej aparatury pomiarowej EA oraz część prasy hydraulicznej wraz z materiałową próbką cylindryczną.



Fot. 5. Próbka materiałowa wraz z czujnikiem piezoelektrycznym pod prasą hydrauliczną

Phot. 5. Material sample together with a piezoelectric detector under a hydraulic press

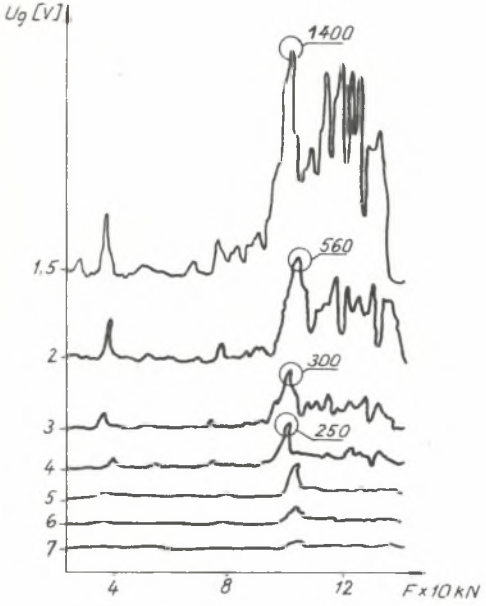
II.6.2. Charakterystyki aktywności EA badanych materiałów

Dla wszystkich badanych materiałów wyznaczono rodziny charakterystyk odzwierciedlających zmianę intensywności impulsów EA w poszczególnych fazach obciążenia w warunkach skokowo zmieniającego się progu dyskryminacji. Przykładowo, na rys. II-21, II-22 przedstawiono rodziny charakterystyk obciążeniowych sygnałów EA próbek B o nacięciach frezowych B-0 i B-2.

Z porównania uzyskanych charakterystyk wynika, że w obu przypadkach przebiegi funkcyjne obciążenia są podobne, różnice występują tylko w liczbie zliczanych impulsów. W obu przypadkach próbki uległy odkształceniu plastycznemu, które było uwarunkowane określoną zmianą geometrii próbek cylindrycznych, a mianowicie:

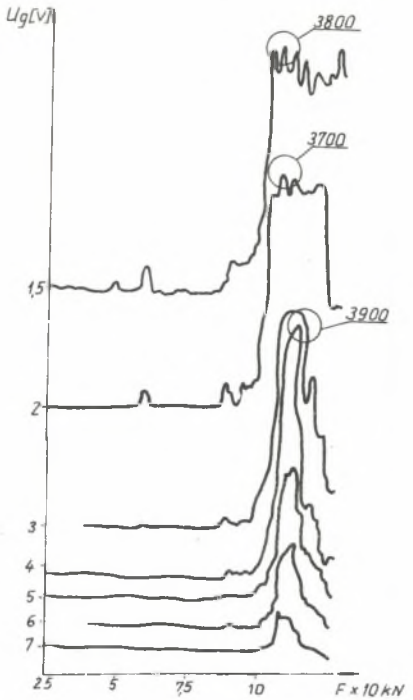
- próbka B-0, oś mała elipsy = 36,5 mm, oś wielka elipsy = 42,6 mm;
- próbka B-2, oś mała elipsy = 36,1 mm, oś wielka elipsy = 43,0 mm.

Maksimum intensywności EA występuje dla próbek wykonanych z materiału B (niezależnie od geometrii szczelin) przy obciążeniu wynoszącym około 105 kN. Wzrost rozmiarów geometrii nacięć frezowych wpływa na zwiększenie intensywności sygnałów EA, szczególnie w obszarze obciążeń granicznych. Fakt ten związany jest prawdopodobnie z intensywną generacją mikroszczelin i ich wzrostem, co w konsekwencji prowadzi do powstania procesów relaksacyjnych. Materiał A cechuje się wzmożoną intensywnością EA w zakresie obciążeń 50-120 kN, niezależnie od rozmiarów geometrycznych nacięć frezowych. Intensywność EA jest dla tego materiału znacznie większa niż w przypadku mate-



Rys. II-21. Charakterystyki aktywności sygnałów EA wyrażone przez tempo amplitud, dla próbki z nacięciem frezowym B-0

Fig. II-21. Characteristics of EA signal activity expressed by amplitude rate for the sample with milling cut B-0



Rys. II-22. Charakterystyki aktywności sygnałów EA wyrażone przez tempo amplitud, dla próbki z nacięcie cięciem frezowym B-2

Fig. II-22. Characteristic of EA signal activity expressed by amplitude rate for the sample with milling cut B-2

riału B. Wielkość geometrii nacięć frezowych ma również dla tego materiału istotny wpływ na intensywność generowanych fal sprężystych EA.

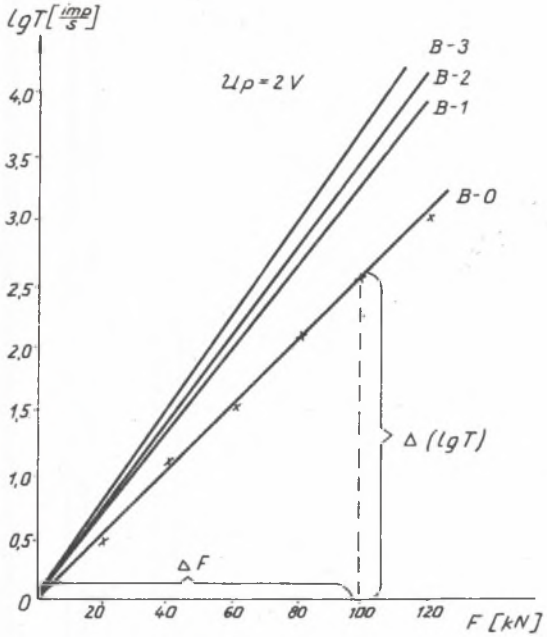
W przypadku materiału C zaobserwowano nieco odmienny przebieg charakterystyk obciążeniowych. Maksimum intensywności generowanych fal sprężystych EA występuje przy obciążeniu 450-500 kN, przy czym intensywność EA dla tego materiału jest znacznie mniejsza niż materiałów A i B.

Celem opisu identyfikacyjnego badanych próbek wprowadzono podobnie jak w przypadku badań stanowiskowych, parametr sygnałów EA w postaci tzw. współczynnika obciążeniowego tempa amplitud EA, określonego przez wyrażenie:

$$I_F = \frac{\Delta(\log T)}{\Delta F}, \left[\frac{\text{imp.}}{\text{kN} \cdot \text{s}}\right] \qquad \text{(II-6.1)}$$

gdzie: $\Delta(\log T)$ - zmiana logarytmiczna tempa amplitud EA, odpowiadająca określonej zmianie obciążenia ΔF (siły ściskającej) w zakresie liniowym.

Wartości liczbowe tego współczynnika obliczono dla badanych próbek na podstawie wyznaczonych uprzednio doświadczalnych charakterystyk liniowych reprezentujących zmiany tempa amplitud w funkcji obciążenia, wyrażonego w przypadku próbek przez siłę ściskającą w skali półlogarytmicznej.



Rys. II-23. Zależność tempa amplitud EA od obciążenia dla materiału B przy napięciu progowym U_p = 2 V

Fig. II-23. Dependence of EA amplitude rate on the load for the material B at the threshold voltage U_p = 2 V

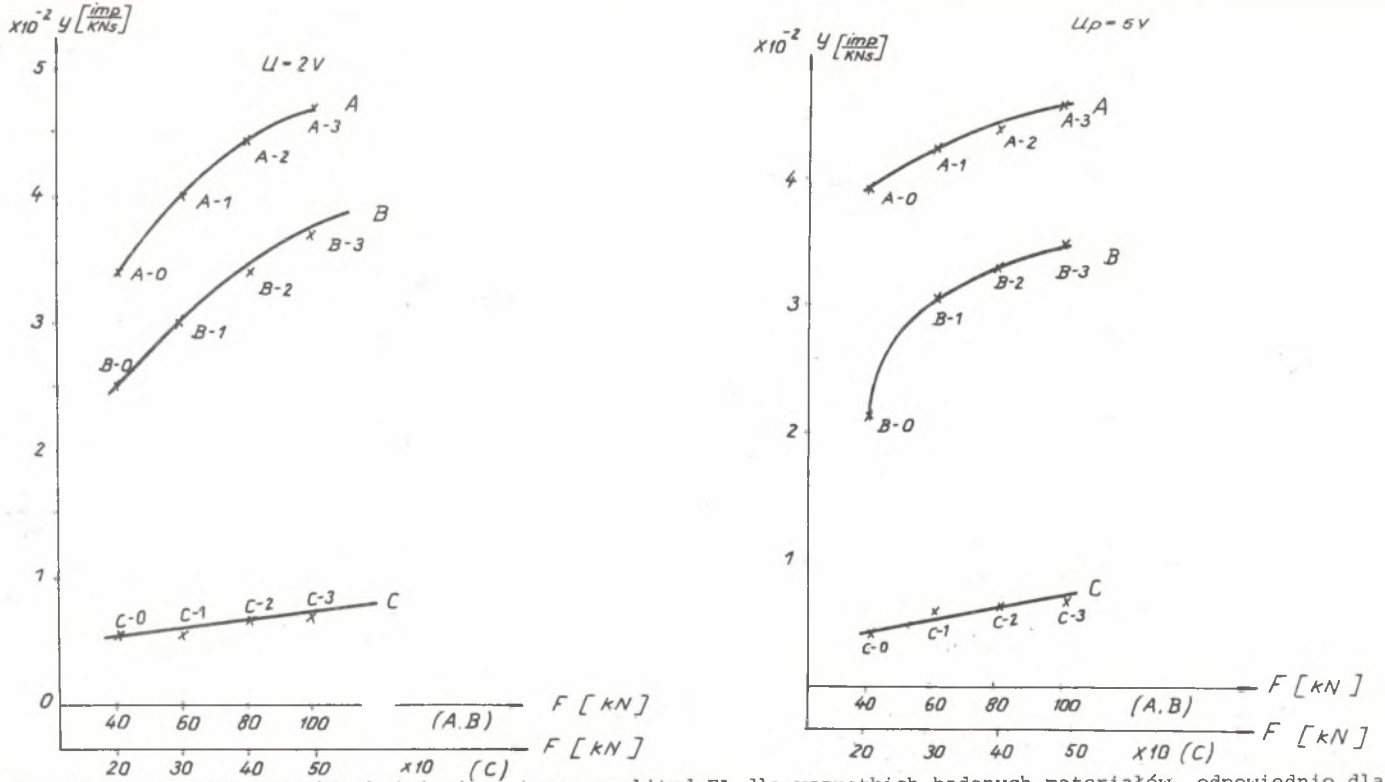
Przykładowo, na rys. II-23 przedstawiono otrzymane charakterystyki obciążeniowe tempa EA w funkcji obciążenia dla próbek wykonanych z materiału B przy różnych wariantach geometrii szczelin i napięciu progowym wynoszącym 2 V. Opierając się na uzyskanych liniowych charakterystykach obciążeniowych tempa amplitud EA oraz wyrażeniu (II-6.1), obliczono współczynniki obciążeniowe tempa EA badanych próbek dla napięć progowych U_p = 2 V i 5 V. Wyniki tych obliczeń w zaznaczonym liniowym zakresie zmian obciążenia zewnętrznego dla wyszczególnionych próbek materiałowych przedstawiono w postaci wykresów zamieszczonych na rys. II-24a,b.

Otrzymane przebiegi dla obu napięć progowych posiadają analogiczny charakter, odzwierciedlając w sposób dość wyraźny różnice pomiędzy badanymi materiałami.

II.6.3. Współzależność parametryczna sygnałów EA w badaniach stanowiskowo-laboratoryjnych

Gdy porówna się wykresy przedstawione na rys. II-24a,b, opisujące zmiany współczynników obciążeniowych tempa amplitud EA dla próbek A, B, C, z wykresami przedstawionymi na rys. II-16, opisującymi zmiany tego współczynnika w odpowiednich punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic, widoczna jest wyraźna współzależność materiałowa głównie dla materiału A i C, z którego wykonano wał główny (A) oraz wielowypustowy wał wejściowy (C) [88].

W przypadku badań laboratoryjnych o wartości współczynnika obciążeniowego tempa amplitud EA decyduje głównie rodzaj użytego materiału oraz rozmiary



Rys. II-24. Charakterystyki obciążeniowe tempa amplitud EA dla wszystkich badanych materiałów, odpowiednio dla napięć progowych

a) U_p = 2 V, b) U_p = 5 V

Fig. II-24. Load characteristics of EA amplitude rate for all tested materials for the threshold voltages

a) U_p = 2 V, b) U_p = 5 V, respectively

geometryczne wykonanej w nim szczeliny, natomiast w przypadku badań stanowiskowych o wartości tego współczynnika decyduje rodzaj i typ elementu konstrukcyjnego znajdującego się w bezpośrednim sąsiedztwie danego punktu pomiarowego, jak również badany aktualnie egzemplarz głowicy, czyli pośrednio zmiana rozkładu naprężeń w niektórych elementach konstrukcyjnych układu napędowego [37].

Otrzymane wyniki wskazują na występowanie współzależności pomiędzy parametrami sygnałów EA, generowanych w procesie badań stanowiskowo-laboratoryjnych przez ten sam materiał, występujący w pierwszym przypadku w postaci elementu konstrukcyjnego układu napędowego głowicy oraz w drugim w postaci próbki cylindrycznej. Należy podkreślić, że opisana współzależność parametryczna pomiędzy sygnałami EA generowanymi w procesie badań stanowiskowo-laboratoryjnych dotyczy głównie materiału, z którego wykonano wał wejściowy i wyjściowy. W przypadku natomiast materiału B, z którego wykonano większość kół zębatych, współzależność ta nie została w pełni potwierdzona. Wynika to prawdopodobnie z faktu niekorzystnego rozmieszczenia względem wybranych punktów pomiarowych samych kół zębatych w układzie napędowym i sposobu generacji sygnałów EA w materiale kół, uniemożliwiającego znalezienie współzależności parametrycznej sygnałów EA w warunkach prowadzonych badań stanowiskowo-laboratoryjnych.

Stwierdzony fakt doświadczalnej współzależności parametrycznej sygnałów EA w warunkach badań stanowiskowo-laboratoryjnych może stanowić w przyszłości podstawę umożliwiającą nie tylko lokalizację głównych źródeł EA, lecz również identyfikację elementów kinematycznych mechanicznych układów napędowych, których parametry EA zostały określone w warunkach badań laboratoryjnych, cechujących się minimalnym stopniem zakłóceń zewnętrznych.

II.7. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE

Poruszona problematyka badań związanych z wykorzystaniem metody EA w diagnostyce maszyn była dotychczas najczęściej wykorzystywana w odniesieniu do prostych układów mechanicznych, głównie w przypadku łożysk tocznych, jako samodzielnych generatorów fal sprężystych, niezabudowanych w układy napędowe. Dotychczas nie prowadzono jednak badań dotyczących identyfikacji diagnostycznej elementów konstrukcyjnych wchodzących w skład złożonych układów napędowych. Z tego względu autor uznał za celowe podjęcie tematyki dotyczącej identyfikacji diagnostycznej złożonych układów mechanicznych metodą EA.

Zastosowana po raz pierwszy metoda EA do określenia zmian naprężeniowych elementów maszyn, pracujących w złożonych układach napędowych, pozwoliła na wyodrębnienie tych estymat parametrycznych, które cechują się maksymalną wrażliwością diagnostyczną na zmiany własności materiałowych poszczególnych elementów konstrukcyjnych kolejno badanych głowic w procesie badań stanowiskowych. Pracy obiektów mechanicznych towarzyszy przepływ energii i infor-

macji, której nośnikiem są sygnały EA generowane przez różne pary kinematyczne układu napędowego w pasmie częstotliwości ultradźwiękowych.

Z prezentowanych wyżej wyników badań związanych z wykorzystaniem metody EA w procesie diagnozowania stanu dynamicznego głowic kombajnowych wynika szereg szczegółowych wniosków, wśród których należy wymienić następujące:

1) Wprowadzone w pracy miary sygnałów EA, generowanych przez układ kinematyczny głowicy, w postaci odpowiednich współczynników parametrycznych, cechują się dużą dynamiką, zależną od położenia punktu pomiarowego oraz badanego aktualnie egzemplarza głowicy. Obciążenie układu napędowego wywołuje nagły wzrost intensywności EA, prowadząc w konsekwencji do bardzo znacznego wzrostu wartości wprowadzonych współczynników parametrycznych.
2) Maksymalne wartości współczynnika napięciowego tempa amplitud EA, charakteryzującego w pierwszym przybliżeniu stopień niejednorodności rozkładu naprężeń w elementach konstrukcyjnych układu napędowego, występują dla tych samych głowic zarówno na biegu jałowym, jak również pod obciążeniem nominalnym, wskazując tym samym na ich względną niezależność od stopnia obciążenia układu.
3) Kierunek obrotu wału wyjściowego badanego układu nie ma istotnego wpływu na zmianę wartości współczynnika napięciowego tempa amplitud EA, zarówno na biegu jałowym, jak również pod obciążeniem nominalnym, co potwierdzają minimalne wartości rozrzutu stopnia względnej asymetrii korelacyjnej tak dla zakresu niskich, jak i wysokich napięć progowych.
4) Poziom zmian współczynnika napięciowego tempa amplitud EA względem wartości minimalnej w danym punkcie pomiarowym charakteryzuje się w większości wypadków największą dynamiką w punkcie $n = 1$, co może wskazywać na fakt występowania ponadnormatywnych naprężeń w elementach konstrukcyjnych wału wejściowego, potwierdzony również przez dane statystyczne uszkodzeń eksploatacyjnych, jak również wyniki badań symulacyjnych.
5) Czasowe zmiany sumy impulsów EA, określone przez wprowadzony średni współczynnik intensywności impulsów uwzględniający oba kierunki obrotu układu, potwierdzają również fakt występowania maksymalnych wartości tego współczynnika zarówno na biegu jałowym jak również pod obciążeniem nominalnym, a ponadto uzyskane przebiegi czasowe sumy impulsów pozwalają na rozróżnienie głowic w warunkach przeprowadzonej symulacji uszkodzeń węzła wejściowego.
6) Obciążenie układu powoduje wzrost współczynnika napięciowego tempa amplitud EA, którego charakter zmian w poszczególnych punktach pomiarowych jest zachowany jednak przy znacznym wzroście dynamiki, ujawnionym szczególnie wyraźnie w układzie planetarnym głowicy $N = 6$ po okresie eksploatacyjnym.
7) Obserwowany wysoki poziom zliczeń tempa amplitud EA podczas ściskania próbek cylindrycznych, poprzedzający proces ich zmian deformacyjnych może być wskaźnikiem własności wytrzymałościowych badanych próbek materiałowych.

8) Wprowadzony współczynnik obciążeniowy tempa amplitud EA wykazuje istotne zorientowanie zarówno na rodzaj badanego materiału, jak i rozmiary geometryczne wykonanych szczelin we wszystkich badanych materiałach.
9) Stwierdzono występowanie wyraźnej współzależności pomiędzy charakterem zmian wartości współczynnika obciążeniowego tempa amplitud EA, generowanej przez niektóre próbki materiałowe w warunkach jednoosiowego ściskania, a charakterem analogicznych zmian tego współczynnika wyznaczonego w punktach znajdujących się w bezpośrednim sąsiedztwie elementów kinematycznych głowicy, z których zostały wykonane próbki laboratoryjne.

Ujawniona współzależność świadczy o dużych możliwościach identyfikacyjnych nawet złożonych układów napędowych, przy znajomości określonych charakterystyk sygnałów EA generowanych przez niektóre elementy w warunkach symulacji naprężeniowej określonych defektów w strukturze badanych materiałów.

Przedstawiona metoda wykorzystania zjawiska EA w badaniach stanu dynamicznego złożonych obiektów mechanicznych miała głównie na celu pokazanie szerokich możliwości zastosowań tego typu badań do oceny nie tylko stanu całej maszyny, lecz również określonych jej elementów. Prace te zdaniem autora winny być nadal kontynuowane i zmierzać do opracowania uproszczonych metod diagnostycznych, które pozwoliłyby na budowę zestawu aparatury umożliwiającego bezpośrednią i ciągłą kontrolę układów mechanicznych w warunkach przemysłowej kontroli jakości.

Rozdział III

TERMOWIZYJNE BADANIA PROCESÓW CIEPLNYCH GŁOWIC RAMIENIOWYCH

Dotychczas w polskim górnictwie węglowym do oceny stanu technicznego maszyn górniczych bardzo rzadko stosowano bezdemontażowe metody diagnostyczne. Stosowane dotychczas metody w większości przypadków opierały się głównie na pomiarze i analizie procesów wibroakustycznych generowanych przez maszyny. Wydaje się, że stan techniczny maszyn i urządzeń górniczych można również z powodzeniem określić na podstawie rozkładów temperaturowych wyznaczonych na korpusach maszyn. Temperatura, jako parametr fizyczny, a w szczególności jej zmiany w czasie mogą świadczyć o powstawaniu w maszynie dodatkowych procesów destrukcyjnych, prowadzących do uszkodzenia w niej określonych zespołów czy elementów. Przyrządy stosowane zazwyczaj do pomiaru temperatury, jak np. termometry, termoelementy, termistory itp., wymagają bezpośredniego kontaktu z powierzchnią badanego elementu [32]. Powoduje to zmianę warunków odprowadzenia ciepła, a zatem może wpływać na zmianę normalnych warunków pracy badanego elementu, co z kolei może mieć wpływ na wynik pomiaru. Ta podstawowa wada została wyeliminowana w znacznym stopniu przez zastosowanie pirometrów, używanych do zdalnych i bezkontaktowych pomiarów temperatury w określonych punktach [27]. Często jednak w praktyce przemysłowej występuje konieczność wyznaczenia rozkładów temperatury na całej badanej powierzchni w celu otrzymania np. mapy termicznej. Można w tym celu zastosować również pirometr, jednak metoda ta będzie bardzo pracochłonna, a jej dokładność zależna od liczby punktów pomiarowych. W celu otrzymania obrazów rozkładu temperatury w latach sześćdziesiątych zbudowano pierwsze termografy, które umożliwiły otrzymanie obrazów termicznych. Pojęcie termowizji jest pochodną pojęcia termografii, które określa proces wizualnego ujawniania radiacji termicznej, a tym samym umożliwia dokonywanie właściwej interpretacji jakościowej i ilościowej [62]. Radiacja termiczna jest nieodłącznie związana z całym otoczeniem, gdyż każde ciało posiadające temperaturę wyższą od zera bezwzględnego jest źródłem promieniowania podczerwonego. Równolegle ze zjawiskiem emisji występują także zjawiska absorpcji i refleksji, a suma tych zjawisk określa ostatecznie parametry termiczne danego ciała.

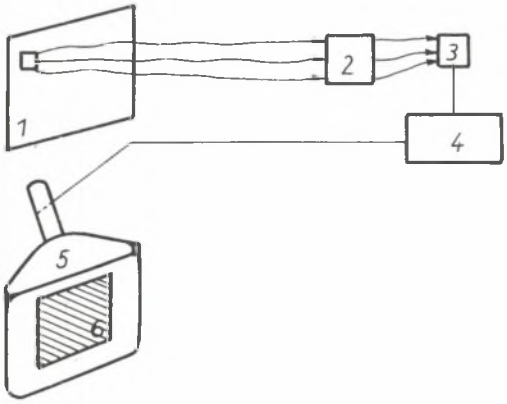
Pojęcie termowizji wprowadziła do techniki szwedzka firma AGA, która od roku 1965 produkuje seryjnie urządzenia do termografii [90].

Badaniami objęto głowice ramieniowe kombajnów ścianowych 3RDU oraz KGS-320, produkowane przez FMG FAMUR, ograniczając się głównie do punktów korpusu zlokalizowanych w pobliżu głównych elementów konstrukcyjnych bada-

nego układu napędowego. Wykorzystano w tym celu posiadaną aparaturę termowizyjną typu AGA-750, a także najnowszą jej wersję 782 umożliwiającą otrzymanie obrazów kolorowych. Opracowana metoda umożliwia wykrywanie i lokalizowanie podwyższonych stanów temperaturowych badanych obiektów, stanowiąc zarazem ważne uzupełnienie opisanych wyżej metod pomiarowych.

III.1. ZASADA DZIAŁANIA SYSTEMU TERMOWIZYJNEGO

Jak już wspomniano, termowizja opiera się na badaniu rozkładu promieniowania pochodzącego od obserwowanego obiektu. Z tego względu termowizyjne metody pomiarów można nazwać pasywnymi, gdyż nie wymagają one ingerencji w stan badanego obiektu. Termowizja umożliwia określenie rozkładu temperatury albo emisyjności na powierzchni badanych elementów lub też jednocześnie rozkładów temperatur i emisyjności.



Rys. III-1. Zasada działania urządzenia termowizyjnego

Fig. III-1. Thermovisual device operation principle

Schematycznie zasadę działania urządzenia termowizyjnego można przedstawić w postaci pokazanej na rys. III-1. Promieniowanie podczerwone, wysyłane przez badany obiekt (1) pada na obiektyw (2), za pomocą którego otrzymuje się obraz w płaszczyźnie elementu termicznie czułego (3) kamery termowizyjnej (detektora), analogicznie jak to ma miejsce w kamerze telewizyjnej. Element czuły przetwarza padające promieniowanie podczerwone na proporcjonalne do mocy promieniowania sygnały elektryczne. Z kolei sygnały elektryczne z detektora są przekazywane do odpowiednich układów obróbki elektronicznej (4), a następnie do układów odtwarzania obrazu (5). Stosowanie urządzeń z detektorami przetwarzającymi promieniowanie podczerwone na sygnały elektryczne zapewnia możliwość wzmocnienia sygnału elektrycznego i praktycznie dowolną jego obróbkę elektroniczną. Prowadzi to do wzbogacenia uzyskiwanych informacji oraz ułatwia podłączenie urządzenia np. do komputera czy układów automatycznego sterowania [68].

W większości urządzeń termowizyjnych rozkłady temperatur można wyznaczać w bardzo szerokich granicach. Powoduje to, że w przypadku jednoczesnej obserwacji promieniowania ciał w szerokim zakresie temperatur nie jest możliwe obserwowanie niewielkich zmian temperatury. W tym celu zawęża się zakres

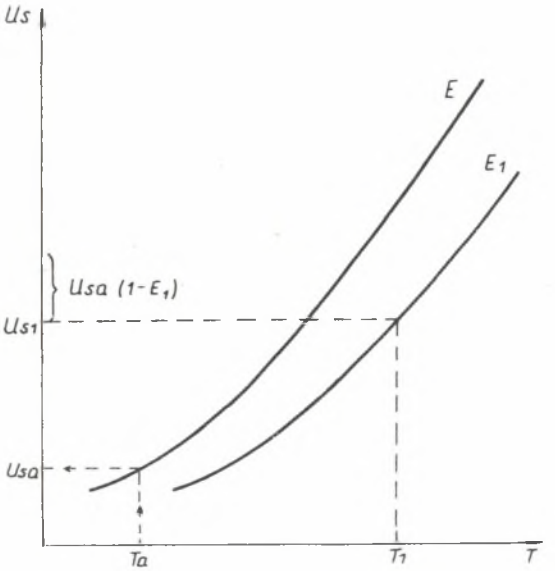
mierzonych temperatur do określonego podzakresu, który można zmieniać skokowo lub w sposób ciągły. W przypadku dokładnego rozróżnienia na ekranie miejsc bardziej lub mniej nagrzanych wprowadzono dodatkową obróbkę elektroniczną sygnału, polegającą na takim przekształceniu sygnałów elektrycznych otrzymanych na wyjściu detektora promieniowania, że sygnały odpowiadające promieniowaniu fragmentów obiektu o wybranej temperaturze są odwzorowywane jako obszary o większej luminescencji niż maksymalna luminescencja przyporządkowana najwyższej temperaturze danego podzakresu. W ten sposób na ekranie otrzymuje się linie lub obszary znacznie jaśniejsze od całego obrazu, które odpowiadają jednej określonej temperaturze, tworząc tzw. izotermy obiektu [11].

III.1.1. Odwzorowanie obrazów termowizyjnych

Znając emisyjność ciała o jednorodnej powierzchni i współczynnik emisyjności (E_1), można określić rozkład temperatury na jego powierzchni dwoma sposobami polegającymi na:

1) dokonaniu porównania promieniowania badanego ciała z promieniowaniem ciała wzorcowego (o znanym E_o i T_o),
2) wyznaczeniu wartości bezwzględnej amplitudy sygnału wyjściowego.

W zależności od konstrukcji danego urządzenia możliwe jest stosowanie jednej lub obu metod [48].



Rys. III-2. Sposób odczytywania temperatury obiektu z krzywej skalowania, gdy znana jest bezwzględna wartość sygnału

Fig. III-2. The way of reading the temperature of an object from the calibration curve when the sbsolute value of the signal is known

Zależność amplitudy sygnału wyjściowego od temperatury obiektu o emisyjności E_1 przedstawia charakterystyka pokazana na rys. III-2. Przy wyznaczeniu tej charakterystyki przyjęto, że do detektora dociera jedynie promieniowanie od badanego ciała związane z jego temperaturą i właściwościami emisyjnymi. W rzeczywistości jednak ciało, oprócz własnego promieniowania termicznego, wysyła także promieniowanie odbite, padające z zewnątrz, dlatego moc promieniowania docierająca do obiektywu kamery wynosi:

$$W = W(T_1) + (1 - E_1) \cdot W(T_a), \qquad \text{(III-1.1)}$$

gdzie:

$W(T_1)$ - efektywna gęstość mocy promieniowania emitowanego przez ciało badane o temperaturze szukanej T_1,

$W(T_a)$ - efektywna gęatość mocy emitowanej przez otoczenie o temperaturze T_a.

Mierzona amplituda sygnału wyjściowego U_s będzie mogła być wówczas wyrażona przez równanie:

$$U_s = U_s(T_i) + (1 - E_1) \cdot U_s(T_a), \qquad \text{(III-1.2)}$$

gdzie:

$U_s(T_1)$ - amplituda sygnału przy założeniu, że ciało badane nie odbija promieniowania otoczenia,

$U_s(T_a)$ - amplituda sygnału wywołanego przez promieniowanie otoczenia o gęstości mocy $W(T_a)$ przy założeniu braku promieniowania emitowanego przez badany obiekt.

Do określenia temperatury obiektu niezbędna jest zatem znajomość promieniowania otoczenia. Z reguły przyjmuje się, że otoczenie posiada własności ciała doskonale czarnego $E_a = 1$ o temperaturze równej temperaturze otoczenia i wówczas wartość $U_s(T_a)$ odczytuje się z krzywej skalowania przyrządu (rys. III-2), dla $E = 1$. W celu więc wyznaczenia temperatury obiektu należy określić wartość bezwzględną amplitudy sygnału pochodzącego od danego ciała, a następnie, znając moc promieniowania otoczenia oraz E_1 badanego ciała, oblicza się wg wzoru (III-1.2) wartość amplitudy sygnału wywołanego jedynie przez promieniowanie obiektu $U_s(T_1)$, a z krzywej skalowania odczytuje się temperaturę T_1. W przypadku gdy określenie bezwzględnej wartości amplitudy sygnału nie jest możliwe, przeprowadza się porównanie sygnału wywołanego przez ciało badane z sygnałem wywołanym przez wzorzec o znanej temperaturze T_o i emisyjności E_o. Podobnie jak w poprzednim przypadku, po uwzględnieniu wpływu otoczenia, dla ciała wzorcowego otrzymuje się wyrażenie:

$$U_s^o = U_s(T_o) + (1 - E_o)\, U_s(T_a). \qquad \text{(III-1.3)}$$

Zatem różnica wartości sygnału badanego i wzorcowego będzie równa:

$$\Delta U_s = U_s - U_s^o = U_s(T_1) - U_s(T_o) - (E_1 - E_o)\, U_s(T_a).$$

Ostatecznie wyrażenie końcowe przyjmie postać:

$$U_s(T_1) = U_s(T_o) + \Delta U_s + (E_1 - E_o)\, U_s(T_a). \qquad \text{(III-1.4)}$$

Z ostatniej zależności wynika, że aby obliczyć $U_s(T_1)$, nie trzeba znać wartości bezwzględnej otrzymanego sygnału; wystarczy określić wartość różnicy sygnałów ΔU_s między porównywanymi obiektami. Wszystkie pozostałe wielkości występujące w zależności (III-1.4) odczytuje się bezpośrednio z odpowiednich krzywych skalowania, uwzględniając przy tym konkretne temperatury otoczenia T_a i wzorca T_o.

III.1.2. Zależność sygnału wyjściowego detektora od warunków pracy

Jakość uzyskiwanych obrazów termowizyjnych zależy głównie od własności emisyjnych oraz temperatury badanego obiektu oraz od konstrukcji urządzeń termowizyjnych [91]. Ze względu na to, że detektor reaguje na promieniowanie dochodzące do jego powierzchni, konieczne staje się określenie strat promieniowania w atmosferze, związanych z absorpcją i rozpraszaniem, a ponadto istotne znaczenie ma również emisyjność badanego ciała. Emisyjność monochromatyczna scharakteryzowana jest przez tzw. współczynnik emisyjności E określony przez stosunek spektralnej mocy promieniowania ciała rzeczywistego oraz ciała czarnego w tej samej temperaturze i długości fali:

$$E = \frac{W_\lambda}{W_{\lambda,c}}. \qquad \text{(III-1.5)}$$

Straty uwzględnia tzw. widmowy współczynnik transmisji atmosfery, zdefiniowany jako część mocy, która przeszła przez ciało nie doznając ani absorpcji, ani odbicia, co wyraża związek:

$$\alpha_\lambda = \frac{(W_\lambda)_{trans}}{(W_\lambda)_{pad}}. \qquad \text{(III-1.6)}$$

Moc promieniowania docierającego do detektora zależy nie tylko od powierzchni ciała promieniującego, lecz również od transmisji układów optycznych i przeszukujących. Promieniowanie po przejściu przez obiektyw jest następnie zbierane przez układ optyczny i lokalizowane w płaszczyźnie powierzchni czułej detektora. Ponieważ detektor ma skończone wymiary, a samo odwzorowanie nigdy nie jest idealne, z tego względu na powierzchnię detektora pada promieniowanie pochodzące z określonej powierzchni ciała, zależnej od

parametrów układu optycznego i odległości badanego przemiotu. Ponadto na wartość mocy promieniowania dochodzącego do powierzchni czułej detektora ma także wpływ technika przeszukiwania obrazu. Podczas obserwacji określonego pojedynczego obiektu mogą wystąpić chwile, w ciągu których powierzchnia detektora będzie oświetlona tylko częściowo przez fragment obiektu. W tych warunkach sygnał wyjściowy detektora będzie mniejszy niż w przypadku oświetlenia całej powierzchni detektora. W przypadku gdy stała czasowa detektora jest mała w porównaniu z czasem oświetlenia detektora, wówczas zmniejszenie sygnału jest proporcjonalne do ilorazu powierzchni oświetlonej (P_x) detektora i jego całkowitej powierzchni (P_d), co można wyrazić przez równanie:

$$U_s = U_{so}\left(\frac{P_x}{P_d}\right), \qquad \text{(III-1.7)}$$

gdzie:

U_{so} - oznacza amplitudę sygnału w chwili, gdy cała powierzchnia detektora jest oświetlona.

Na gęstość mocy promieniowania dochodzącego do detektora ma także wpływ średnica czynna obiektywu, a ściślej - otwór względny obiektywu D_o/f. Im jest większa średnica czynna obiektywu, tym większa będzie moc pochłaniana przez powierzchnię detektora. Każda zmiana średnicy czynnej obiektywu zmienia zatem wartość sygnału wyjściowego detektora. Również należy tu uwzględnić wpływ zmiany odległości przedmiotu od aparatury na moc docierającą do powierzchni detektora, co związane jest ze zmianą powiększenia układu optycznego. Z praktyki wynika, że przy odległościach przedmiotu $l > 20f$ pominięcie wpływu odległości prowadzi do błędu określenia U_s rzędu 8-10% [55].

Należy również podkreślić, że o jakości odwzorowania decydują także w dużym stopniu parametry samego detektora. Do podstawowych parametrów charakteryzujących sposób i jakość odwzorowania detektora m.in. należą:

- detekcyjność, która określa wartość sygnału odpowiadającego danej mocy promieniowania padającego na detektor; im większa jest wartość detekcyjności, tym lepszy detektor,
- średnia kwadratowa amplituda sygnału szumów, której wartość decyduje o możliwości rozróżnienia małych zmian sygnału pochodzącego od badanego ciała,
- stała czasowa detektora, która winna być znacznie mniejsza od czasu obserwacji, w przeciwnym przypadku sygnał z detektora nie osiągnie wartości maksymalnej.
- szerokość pasma przenoszenia wzmacniacza.

Wynika stąd, że uwzględnienie wszystkich czynników w celu dokładnego określenia zależności bezwzględnej amplitudy sygnału od właściwości termicznych ciał nie jest więc sprawą prostą. Stosowane, praktyczne skalowanie

urządzeń, określające zależność sygnału od temperatury ciała, jest przeprowadzane dla określonych rodzajów ciał o wybranym kształcie i współczynniku emisyjności. Decydujący wpływ na wynik pomiarów mają zatem następujące czynniki:

- odległość badanego przedmiotu od urządzenia,
- przestrzenne usytuowanie ciał,
- transmisyjność atmosfery,
- skład widmowy emitowanego promieniowania.

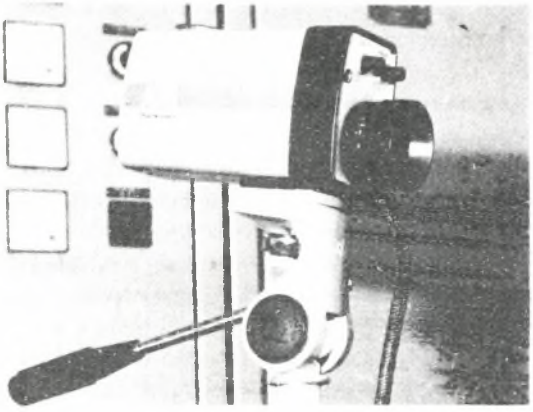
Z tego względu konieczne staje się korzystanie ze wzorców promieniowania o znanych parametrach, co pozwala na wyeliminowanie wpływu większości spośród wyszczególnionych wyżej czynników; w praktyce osiąga się to poprzez wprowadzenie odpowiednich poprawek.

III.2. STOSOWANY SYSTEM TERMOWIZYJNY AGA-750

Firma AGA obecnie AGE MA, działająca na terenie Szwecji, od wielu lat jest jednym z największych producentów termowizorów na świecie. Termowizory te są produkowane obecnie w dwóch podstawowych odmianach konstrukcyjnych:

1) Model AGA 680 - stacjonarny,
2) Model AGA 750 - przenośny,
3) Model AGA 782 - przenośny z zapisem magnetowidowym o fotografii barwnej.

Autor w prowadzonych dotychczas badaniach termowizyjnych głowic ramieniowych stosował będący w posiadaniu CMG-KOMAG przenośny zestaw AGA-750 Termovision [90] oraz AGA-782. Na fot. 6 pokazano ogólny widok stosowanej aparatury termowizyjnej AGA-782.



Fot. 6. Ogólny widok stosowanej aparatury termowizyjnej AGA-782
Phot. 6. General view of AGA-782 thermovisual apparatus used

Charakterystyczne cechy stosowanego systemu termowizyjnego:

- lekka, ręczna kamera IR (IR-infrared) i przenośny monitor,
- niezależne, przenośne zasilanie akumulatorowe,
- wymienne obiektywy i pierścienie w kamerze, dzięki którym można uzyskać szereg różnych charakterystyk termicznych,
- możliwość zastosowania filtrów IR rozszerzających zakres pomiaru temperatury do 2000°C,
- zmiana zakresu temperaturowego na kamerze wywołuje równoczesną zmianę cyfry dziesiętnej zakresu użytecznego na ekranie monitora,
- stosowany układ automatyki ekspozycji fotograficznej w zależności od użytego filmu oraz elektroniczna synchronizacja umożliwiają wykonywanie zdjęć z pojedynczego lub poczwórnego obrazu.

Stosowano kamerę IR typu 556 191 001 umożliwiającą przeprowadzenie analizy elektryczno-optycznej w czasie rzeczywistym, z wymienną optyką oraz z możliwością wymiany filtrów, umożliwiającą selekcję zakresów temperaturowych realizowaną przez zmianę przesłony. Detektor IR był typu fotonapięciowego z antymonku indu o zakresie spektralnym mieszczącym się w przedziale 2-5,6 μm. Urządzenie było wyposażone w monitor typu 556 191 002 przenośny, pracujący z zasilaniem bateryjnym o obrazie typu telewizyjnego, z możliwością wyświetlania izoterm wraz z układem automatycznej ekspozycji zdjęć.

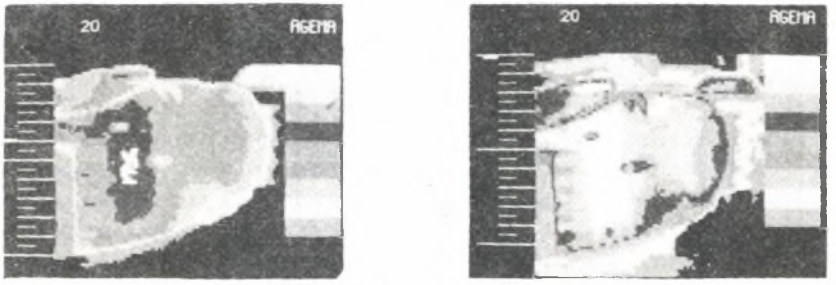
Zakres pomiaru temperatury wynosił od -20 do +900°C (bez filtrów), realizowany w 8 stopniach przesłony kamery oraz w 9 zakresach obrazu, z możliwością rozszerzenia zakresu do 2000°C po wprowadzeniu do kamery 6% filtru szarego. Minimalna rozróżnialność różnicy temperatur wynosi 0,2°C przy temperaturze obiektu 30°C. Detektor promieniowania IR w kamerze jest chłodzony azotem o temperaturze -196°C, celem uzyskania dużej czułości i kontrastowości.

III.3. WYNIKI POMIARU ROZKŁADU TEMPERATUR KORPUSU GŁOWIC 3RDU

Jak wynika z przeprowadzonych powyżej rozważań, termowizja jest metodą badawczą umożliwiającą śledzenie różnych procesów dynamicznych, których przebieg wiąże się ze zmianami emisyjności czy temperatury w czasie, lub też ze zróżnicowaniem obrazów termicznych poszczególnych obszarów badanego obiektu. Z przeprowadzonych wstępnych pomiarów temperatury korpusu głowic kombajnowych metodą kontaktu bezpośredniego w różnych punktach pomiarowych obejmujących poszczególne ogniwa kinematyczne układu napędowego wynika, że zakres zmian temperatury w warunkach biegu jałowego i obciążenia nominalnego leży w przedziale od kilkudziesięciu do około 100°C. Przeprowadzone pomiary wstępne pozwoliły na dobór zakresu pomiarowego stosowanej aparatury termowizyjnej. Zastosowanie aparatury termowizyjnej pozwala stosunkowo szybko i w sposób nie zakłócający pracy obiektu określić rozkłady temperaturowe na całej interesującej powierzchni korpusu, umożliwiając tym samym wizualną

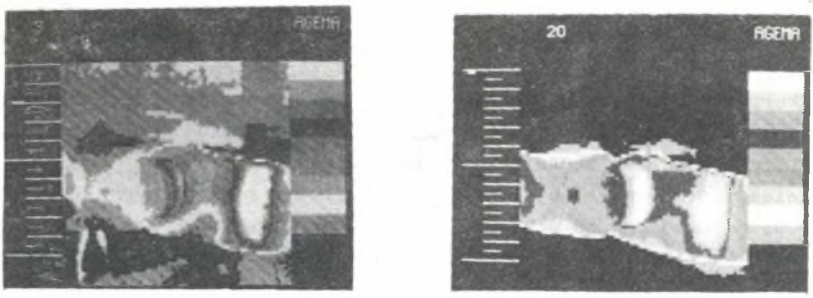
rejestrację miejsc przegrzania powodujących zmianę parametrów dynamicznych określonego węzła kinematycznego, co z kolei może być przyczyną wadliwej jego pracy czy uszkodzenia. Ponadto uzyskane termogramy rozkładu temperaturowego korpusu pozwalają na wyznaczenie newralgicznych punktów przegrzania, w których można zlokalizować stykowe czujniki do ciągłej rejestracji zmian temperatury w procesie badań uproszczonych [89].

Badaniami termicznymi objęto w sumie 10 głowic kombajnowych 3RDU, które zostały przeprowadzone na stanowisku stacjonarnym w CMG-KOMAG w warunkach biegu jałowego, jak również pod obciążeniem nominalnym. Na całość przeprowadzonych badań składało się szereg zdjęć termowizyjnych obejmujących określone obszary korpusu układu napędowego badanych głowic, które umownie oznaczono: 1 - 307, 2 - 308, 3 - 358, 4 - 416, 5 - 419, 6 - 425, 7 - 426, 8 - 427, 9 - 1273, 10 - 1345.



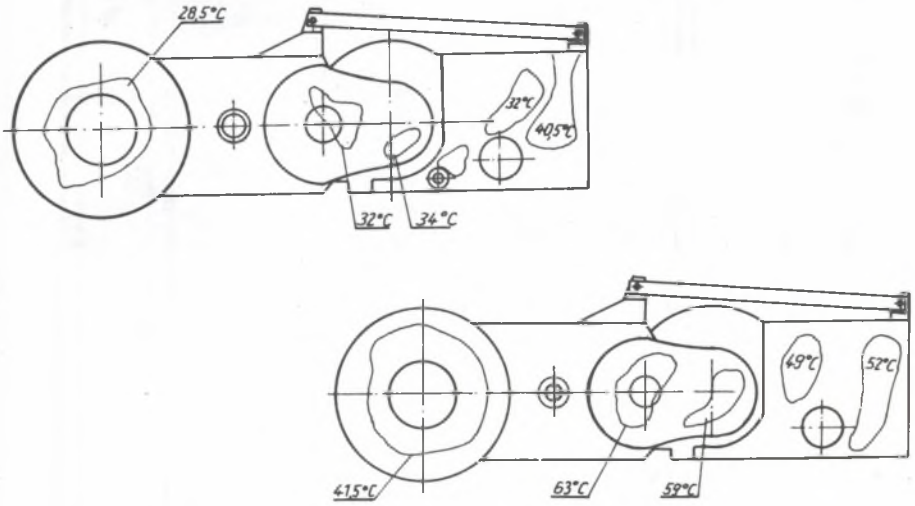
Fot. 7. Obraz termowizyjny korpusu głowicy od strony wyjścia wału głównego, odpowiednio na biegu jałowym (a) oraz pod obciążeniem nominalnym (b)
Phot. 7. Thermovisual image of the head housing from the third motion input side at idle running (a) and under nominal load (b)

Przykładowo, na fotografii 7a,b przedstawiono obrazy termowizyjne korpusu głowicy od strony wyjścia wału głównego, odpowiednio na biegu jałowym (a) oraz pod obciążeniem nominalnym (b), natomiast na fot. 8a,b zarejestrowano obrazy termowizyjne tej samej głowicy po przeciwnej stronie korpusu w warunkach obciążenia zerowego (a) oraz obciążenia nominalnego (b). Z porównania uzyskanych w ten sposób obrazów termowizyjnych wynika, że obciążenie układu napędowego powoduje nie tylko wzrost temperatury w węzłowych obszarach korpusu, lecz także zmianę rozkładu temperatur określonych obszarów. Na podstawie uzyskanych termogramów sporządzono wykresy izotermiczne rozkładu temperatur dla płaszczyzny korpusu głowicy kombajnu 3RDU od strony wału wyjściowego, odpowiednio na biegu jałowym oraz pod obciążeniem nominalnym, co schematycznie przedstawiono na rys. III-3a,b. Z porównania charakterystyk izotermicznych korpusu na biegu jałowym (a) oraz pod obciążeniem nominalnym (b) wynika, że obciążenie układu wpływa wyraźnie na zmianę rozkładu charakterystyk w zaznaczonych obszarach korpusu wszystkich badanych głowic.



Fot. 8. Obraz termowizyjny korpusu głowicy po przeciwej stronie wyjścia wału głównego, odpowiednio na biegu jałowym (a) oraz pod obciążeniem nominalnym (b)

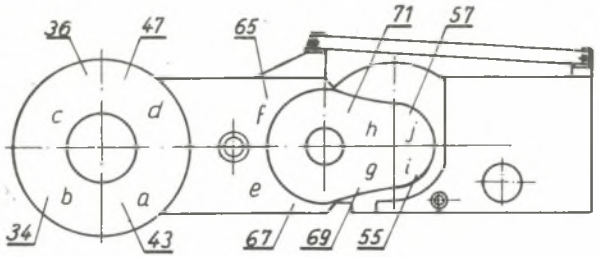
Phot. 8. Thermovisual image of the head housing on the opposite side of the third motion shaft input at idle running m (a) and under nominal load (b)



Rys. III-3. Rozkład izoterm dla korpusu przekładni KWB-3RDU na biegu jałowym (a) oraz pod obciążeniem nominalnym (b)

Fig. III-3. Isotherm distribution for KWB-3RDU transmission gear housing at idle running (a) and under nominal load (b)

Celem zobrazowania rozkładu izotermicznego temperatur na korpusie głowicy, przeprowadzono podział płaszczyzny głowicy wg symetrycznej sieci podziałowej, a poszczególne pola podziału oznaczono kolejnymi literami alfabetu (a,b,c,...), co pokazane zostało na rys. III-4. Uwzględniając przyjętą sieć podziałową w celu zobrazowania stanu nagrzania poszczególnych obszarów korpusu wyznaczono wartości średnie temperatur w poszczególnych polach podziałowych, które następnie wpisano w poszczególne sektory sieci podziałowej podczas obciążenia nominalnego przekładni. Następnie na rys. III-5a,b,c



Rys. III-4. Symetryczna sieć podziałowa płaszczyzny czołowej przekładni KWB-3RDU wraz z zaznaczonymi temperaturami średnimi

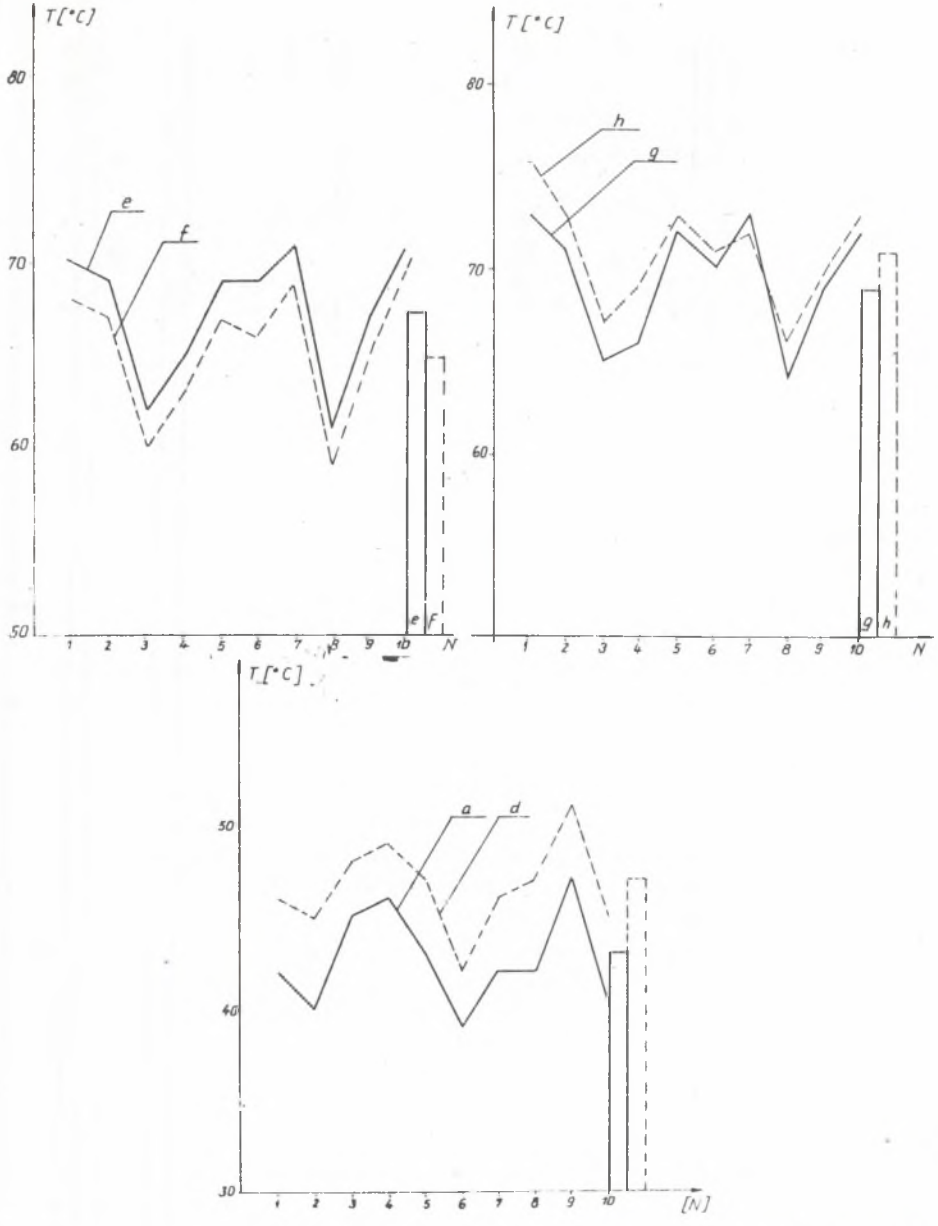
Fig. III-4. Symmetrical gird of the division of KWB-3RDU transmission gear front plane, together with mean temperatur marked

przedstawiono wartości temperatur odpowiednio w sektorach (e,f), (h,g), (a,d) wyróżniających się stosunkowo ekstremalnymi wartościami temperatur. Zaznaczone po prawej stronie prostokąty odzwierciedlają wartości średnie temperatur w odpowiednich sektorach.

Z kolei, aby wyraźnie uwypuklić zakres zmian temperatury, na rys. III-6a,b zobrazowano względne zmiany temperatur w dB w odniesieniu do minimalnej wartości temperatury, którą zaobserwowano w danym sektorze określonej głowicy.

Przedstawiona metoda pozwala wyodrębnić głowice, cechujące się podwyższonym stanem cieplnym, za który odpowiedzialne są głównie elementy kinematyczne leżące w bezpośrednim sąsiedztwie określonych sektorów. Podwyższony stan cieplny niektórych głowic (już w początkowej fazie) może świadczyć o zwiększonych procesach oporu ruchu niektórych elementów, a zatem o ich gorszym stanie technicznym [53]. Dodatkowa energia wydatkowana na pokonanie zwiększonych sił tarcia zostaje zamieniona na ciepło, podwyższając istotnie temperaturę m.in. łożysk tocznych, przez co wydatnie mogą ulec zmniejszeniu ich własności wytrzymałościowe.

Rozkład zmian poziomu temperatury w sektorach (e) i (f) - rys. III-6a - jest podobny z uwagi na bliskie sąsiedztwo obu sektorów oraz występujące termiczne sprzężenia zwrotne pomiędzy elementami kinematycznymi leżącymi w obrębie tych sektorów. Prowadzi to do wyrównania temperatur w obu sektorach, powodującego w efekcie brak ich wyraźnego zróżnicowania, czego dowodem jest występowanie tych samych izoterm przebiegających przez oba sektory w niektórych przypadkach badanych głowic. Rozkład poziomu temperatur w sektorze (h) cechuje się mniejszym zakresem zmian (rys. III-6a), jednak struktura tych zmian jest analogiczna jak w przypadku sektorów (e,f). We wszystkich trzech sektorach najmniejszą wartość temperatury zaobserwowano dla głowicy N = 8 i z tego względu za poziom odniesienia przyjęto wartość tej temperatury minimalnej. Największym poziomem zmian temperatury w sektorach (e,f) charakteryzują się głowice N = 7, 10, których różnice temperatur względem wartości minimalnej wynoszą odpowiednio $(\Delta T_{7,10})^e$ = 12°C, $(\Delta T_7)^f$ = = 10°C, $(\Delta T_{10})^f$ = 11°C.

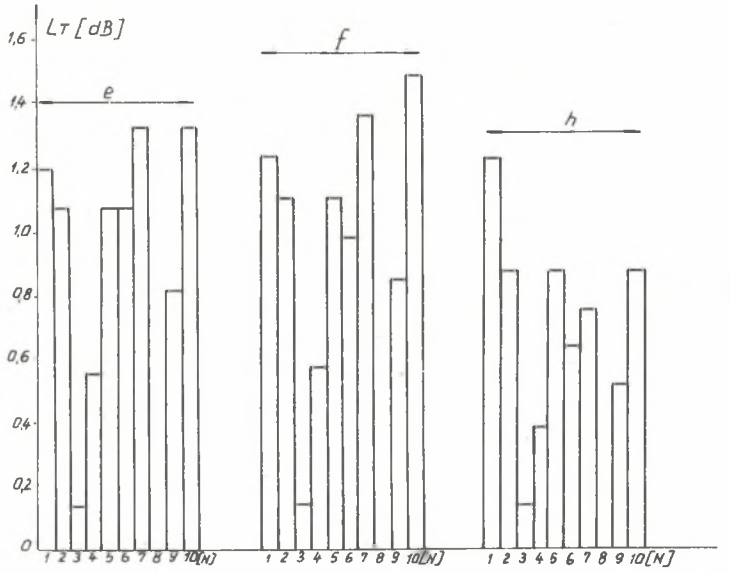


Rys. III-5. Rozkład wartości temperatur w zaznaczonych sektorach podziałowych

a) (e,f), b) (g,h), c) (a,d)

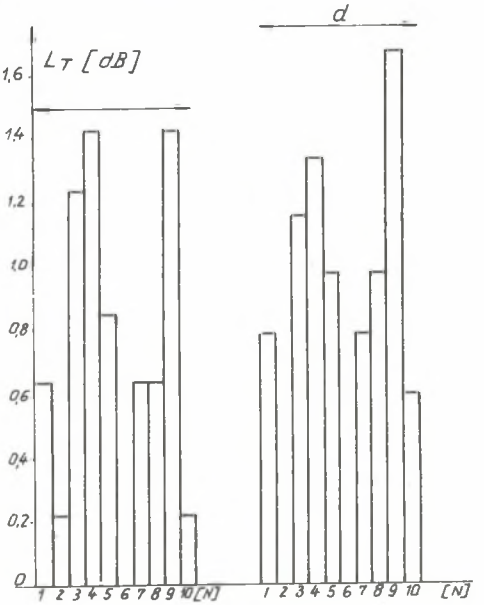
Fig. III-5. Temperature distribution in the division sectors marked

a) (e,f), b) (g,h), c) (a,d)



Rys. III-6a. Rozkład względnych zmian poziomu temperatury w dB w zaznaczonych sektorach podziałowych (e,f,h)

Fig. III-6a. Distribution of the relative changes in the temperature level in dB in the division sectors (e,f,h) marked



Rys. III-6b. Rozkład względnych zmian poziomu temperatury w dB w zaznaczonych sektorach podziałowych (a,d)

Fig. III-6b. Distribution of the relative changes in the temperature level in dB in the division sectors (e,d) marked

Interesujące są dane reprezentowane przez rys. III-5c, przedstawiające rozkłady temperatur dla poszczególnych badanych głowic w sektorach (a,d), obejmujących układ przekładni obiegowej na wyjściu napędu. Temperatury występujące w poszczególnych sektorach tego układu są znacznie mniejsze niż w pozostałych. Wartość minimalną temperatury zaobserwowano dla głowicy N = 6, natomiast maksymalne poziomy zmian temperatury, występujące w sektorach (a,d), ujawniono dla głowic N = 4, 9. Różnice maksymalnych temperatur zaobserwowane dla tych głowic, względem wartości minimalnej jaką cechuje się głowica N = 6, wynoszą odpowiednio: $(\Delta T_4)^a$ = 7°C, $(\Delta T_9)^a$ = 8°C, $(\Delta T_4)^d$ = 7°C, $(\Delta T_9)^d$ = 12°C. Tak duże różnice temperatury czy też odpowiadające im poziomy względne, występujące dla wyszczególnionych głowic, winny stać się sygnałem świadczącym o występowaniu dużych oporów ruchu, powodujących wydzielanie się nadmiernej ilości ciepła w odpowiednich parach kinematycznych badanego układu napędowego, co świadczy o gorszym ich stanie technicznym.

III.4. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE

Na podstawie przeprowadzonej analizy rozkładów zarejestrowanych obrazów termowizyjnych można wnioskować o dużej przydatności termowizji w badaniach diagnostycznych maszyn górniczych. Należy tu jednak podkreślić, że sama procedura badawcza stanowi operację dość złożoną, wymagającą dużego doświadczenia z zakresu samej techniki wykonania i interpretacji zdjęć termograficznych. Analiza uzyskanych wyników zakodowanych w otrzymanych obrazach termograficznych pozwoliła na przyjęcie następujących wniosków i uogólnień końcowych:

- Znaczne zróżnicowania rozkładu temperatur na powierzchni korpusu głowic stanowią odzwierciedlenie procesów dynamicznych występujących w elementach kinematycznych sąsiadujących bezpośrednio z rejestrowanymi obszarami termicznymi.
- Przeprowadzona sieć podziałowa płaszczyzny czołowej korpusu pozwoliła na przyporządkowanie poszczególnym elementom podziałowym odpowiednich temperatur średnich, co obrazuje intensywność procesów cieplnych w poszczególnych sektorach.
- Wyznaczone różnice temperatur w poszczególnych sektorach dla kolejno badanych głowic pozwoliły ujawnić głowice cechujące się podwyższonym stopniem nagrzania, wskazującym na znaczne zróżnicowanie procesów dynamicznych odzwierciedlających występowanie ponadnormatywnego tarcia w parach kinematycznych obejmujących odpowiednie sektory podziałowe.
- Wprowadzone względne miary intensywności cieplnej, liczone względem minimalnych wartości temperatur występujących w danych sektorach, stanowią dobre miary diagnostyczne, pozwalające na wyodrębnienie głowic cechujących się podwyższonym promieniowaniem cieplnym.

Na podstawie przeprowadzonych badań można wnioskować, że przydatność termowizji w badaniach naukowych zmierzających do poprawy jakości, jak również niezawodności maszyn górniczych została w pełni potwierdzona. Celowe wydaje się prowadzenie szeroko podjętych badań związanych ze znalezieniem właściwego algorytmu pozwalającego na przyporządkowanie określonym rozkładom czy zmianom temperatury właściwych i skutecznych zasad interpretacyjnych zachodzących zjawisk dynamicznych. Prowadzone prace powinny również zmierzać do jednoznacznego opracowania wzorcowych obrazów termograficznych, umożliwiających przeprowadzenie właściwej oceny klasyfikacyjnej stanu cieplnego badanych obiektów.

IV. PODSUMOWANIE CAŁOŚCI PRACY

Diagnostyka techniczna maszyn stanowi ważną dziedzinę wiedzy, pozwalającą na opracowanie metod skutecznej kontroli stanu technicznego przy uwzględnieniu różnych zjawisk fizycznych towarzyszących pracy maszyn. Dotychczas problematyka ta była najczęściej ograniczona do prostych układów mechanicznych, w których jako źródła informacji wykorzystywano głównie procesy wibroakustyczne. Autor uznał za celowe poszerzenie zakresu prowadzonych badań diagnostycznych, uwzględniając poza procesami wibroakustycznymi również procesy wysokoczęstotliwościowe zjawiska EA oraz wskazał na istotną rolę zjawisk cieplnych generowanych przez elementy układu napędowego przekładni.

Pracy obiektów technicznych towarzyszy przepływ energii i informacji, której nośnikiem mogą być sygnały WA, emisji akustycznej czy też procesy cieplne, stanowiące realizację szerokopasmowego procesu stochastycznego. Pozwala to na wyznaczenie tych procesów drogą przekształceń liniowych mierzonych charakterystyk, uwzględniając przy tym wielkość docelową, która przy niewielkiej złożoności zachowuje informację o określonych uszkodzeniach obiektów. Wyznaczono również ilościowe miary sygnałów diagnostycznych oraz podano procedury ich tworzenia w zakresie stosowanych metod badawczych.

Cel pracy został osiągnięty, a uzyskane wyniki badań mogą stanowić podstawę do dalszych szczegółowych uogólnień w zastosowaniu do różnych układów mechanicznych.

W rozprawie przedstawiono kompleksowe ujęcie zagadnień związanych z diagnostyką techniczną, podając jednocześnie sposoby wykorzystania wprowadzonych miar względnych dla celów identyfikacji i klasyfikacji stanu dynamicznego określonych par kinematycznych układu napędowego głowic ramieniowych. Zaproponowane podejście do zagadnień diagnostyki technicznej stanowi oryginalny dorobek autora w tej dziedzinie badań. Z rozprawy wynika szereg wniosków szczegółowych, wśród których należy wymienić następujące:

- Sygnał wibroakustyczny emitowany przez maszynę zawiera szczegółowe informacje o jej stanie, stanowiąc jednak proces stochastyczny, wymaga on odpowiedniej analizy statystycznej. Utworzone na bazie podstawowych parametrów drgań współczynniki diagnostyczne pozwalają na wyznaczenie poziomu wzorcowego (odniesienia) bez konieczności badania dużej liczby maszyn tego samego typu oraz przeprowadzenie względnej klasyfikacji stanu dynamicznego badanych obiektów.
- Wprowadzone w pracy estymaty sygnałów EA generowanych przez układ kinematyczny głowicy cechują się dużą dynamiką amplitudową, zależną od położe-

nia punktu pomiarowego, obciążenia oraz badanego aktualnie egzemplarza głowicy.

- Stwierdzono występowanie istotnej współzależności pomiędzy charakterem zmian sygnałów EA generowanych przez próbki materiałowe w warunkach jednoosiowego ściskania a charakterem analogicznych zmian sygnałów rejestrowanych w punktach znajdujących się w bezpośrednim sąsiedztwie elementów kinematycznych głowicy, z których zostały wykonane próbki laboratoryjne. Wykryta korelacja świadczy o dużych możliwościach identyfikacyjnych stosowanej metody, nawet w przypadku złożonych układów napędowych.
- Zasygnalizowane, fragmentaryczne badania termowizyjne wyznaczania rozkładów termicznych korpusu maszyny pozwoliły na uzyskanie obrazów termowizyjnych całych obszarów, co stanowi o przewadze tej metody nad metodami klasycznymi. Na podstawie uzyskanych termogramów i wprowadzonych względnych miar intensywności cieplnej uzyskuje się graficzne rozkłady temperatur umożliwiające lokalizację węzłów cechujących się podwyższonym stanem cieplnym.

Przedstawione metody badań stanowiskowo-laboratoryjnych miały głównie na celu pokazanie szerokich możliwości zastosowań tego typu badań do oceny stanu dynamicznego maszyn, a ponadto wskazano również na złożoność problemów związanych z praktycznym wykorzystaniem opisanych badań w warunkach przemysłowych.

Przeprowadzone eksperymenty uzasadniają prawidłowość głównych tez pracy, a wprowadzone przez autora uśrednione miary diagnostyczne stanowią zróżnicowane składowe wektora sygnału na wyjściu. Uzyskane tą drogą parametry sygnału odzwierciedlają stan współpracy dynamicznej głównych elementów kinematycznych badanego obiektu. W związku ze zróżnicowaną problematyką diagnostyki technicznej obejmującej szereg złożonych i różnorodnych maszyn i obiektów technicznych należy w dalszym ciągu prowadzić prace naukowo-badawcze zmierzające do opracowania coraz skuteczniejszych metod automatycznej kontroli stanu dynamicznego zarówno w warunkach stanowiskowych, jak i eksploatacyjnych. Prace z tej dziedziny winny skutecznie przyczynić się do znacznego obniżenia kosztów eksploatacji poprzez zwiększenie okresu przebiegów międzynaprawczych oraz do wyeliminowania niepotrzebnych remontów maszyn.

DODATEK

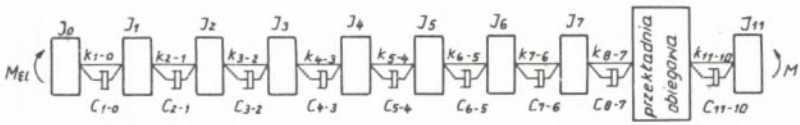
WYZNACZENIE CZĘSTOŚCI DRGAŃ WŁASNYCH ELEMENTÓW UKŁADU NAPĘDOWEGO GŁOWICY

Względy techniczne i ekonomiczne zmuszają konstruktorów do takiego projektowania przekładni zębatych, aby wartość stosunku mocy przenoszonej przez koła zębate do ich masy była jak największa. Ponadto dąży się do zmniejszenia minimalnego obciążenia zębów przez zwiększenie prędkości obrotowych kół. W tych warunkach mogą wystąpić stany rezonansowe, które dodatkowo wywołują znaczne obciążenia dynamiczne zmniejszające z kolei dopuszczalną wartość nominalnego i użytecznego obciążenia. Z tego względu konieczna jest analiza zjawisk dynamicznych, umożliwiająca obliczenie częstości drgań własnych układu w celu wyeliminowania niebezpieczeństwa pracy w pobliżu rezonansu. Równocześnie obliczone wartości częstości drgań własnych mogą być również przydatne w procesie lokalizacji źródeł drgań generowanych przez określone ogniwa kinematyczne poprzez ich identyfikację w widmie rejestrowanych drgań.

D.1. MODEL FIZYCZNY UKŁADU NAPĘDOWEGO

W celu analizy podstawowych zjawisk dynamicznych zachodzących w układzie napędowym głowicy opracowano model fizyczny, który odzwierciedla w przybliżeniu właściwości dynamiczne układu rzeczywistego [65].

Łańcuch kinematyczny napędu głowicy kombajnu KGS-320 jest złożonym układem o ciągłym rozkładzie mas (wałki) z wyraźnymi skupieniami w postaci tarcz (kół zębatych). Poszczególne wałki połączone są ze sobą szeregowo za pomocą przekładni zębatych. Ponieważ wszystkie elementy napędu głowicy wykonują ruch obrotowy, w napędzie dominują drgania o częstościach zdeterminowanych parametrami mas skupionych. Z tego względu model fizyczny przyjęto w postaci dyskretnej o 11 stopniach swobody, co obrazowo przedstawiono na rys. D-1. Model taki składa się z tarcz o momentach bezwładności I_i połączonych elementami o współczynnikach sztywności $k_{i,i-1}$ i dyssypacji $\varepsilon_{i,i-1}$. Przyjęto, że dyssypacja ma charakter wiskotyczny.



Rys. D-1

D.1.1. Wyznaczenie parametrów modelu fizycznego

Wyznaczenie parametrów modelu fizycznego polega na obliczeniu wartości masowych momentów bezwładności, współczynników sztywności i tłumienia. Wartości tych parametrów wyznaczono teoretycznie na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej układu napędowego.

D.1.1.1. Wyznaczenie momentów bezwładności

Momenty bezwładności wyznaczono poprzez obliczenie masowych momentów bezwładności wałów, łożysk, kół zębatych, jarzma, organu urabiającego, jak również innych elementów ruchomych rozpatrywanego układu napędowego. Wartości liczbowe momentów bezwładności elementów masowych modelu fizycznego obliczono na podstawie założeń i wzorów zamieszczonych w pracy [58]. Wyniki tych obliczeń zestawiono następnie w tabeli D.1.

Tabela D.1

Wartości liczbowe momentów bezwładności elementów masowych przyjętego modelu fizycznego

I_i	I_o	I_1	I_2	I_3	I_4	I_5	I_6	I_7	I_8	I_9	I_{10}
kg m^2	1,7	0,059	0,672	0,189	0,397	1,139	0,195	1,224	4,93	0,123	7,24

D.1.1.2. Wyznaczenie współczynników sztywności

Sztywność skrętna k wyraża się stosunkiem momentu skręcającego M do kąta skręcenia wywołanego przez ten moment. Celem uproszczenia obliczeń wprowadzono w miejsce współczynnika sztywności współczynnik podatności określony jako:

$$e_i = \frac{1}{k_i} \qquad (D-1)$$

W większości przypadków można uważać, że układy napędowe stanowią zbiory szeregowo połączonych elementów o różnych współczynnikach podatności, z czego wynika, że sumaryczny współczynnik podatności jest sumą współczynników podatności elementów składowych.
Skrętna podatność układu napędowego zależy od:

- podatności skrętnej wałków,
- podatności giętnej wałków,
- podatności promieniowej łożysk, połączeń, zazębień.

Z przeprowadzonych dotychczas badań analitycznych wynika [92], że podatność korpusu ma niewielki wpływ na podatność ogólną elementów, z tego względu została ona pominięta przy obliczeniach. W pracy ograniczono się tylko do obliczeń współczynników sztywności skrętnej wałków oraz połączeń i zazębień. Współczynniki sztywności skrętnej są redukowane na kolejny element układu.

W przypadku połączenia wielowypustowego współczynniki podatności obliczono z wyrażenia [42]:

$$e = K \cdot \frac{4}{d^2 zhl}, \qquad \text{(D-2)}$$

gdzie:

d - wartość średnia przekroju poprzecznego,

z - liczba wypustów,

h - wysokość wypustu,

l - długość wypusutu, $K = 10^{-12}\ m^3/N$.

Współczynnik podatności skręconego wału określa zależność:

$$e = \frac{321}{G\pi d^4}, \qquad \text{(D-3)}$$

gdzie:

l - długość skręconego wału,

d - średnica,

G - moduł sprężystości poprzecznej $G = 7{,}86 \cdot 10^{10}\ N/m^2$.

Przy jednakowych korpusach kół lub dostatecznie sztywno wykonanych wieńcach zębatych przyjmuje się:

$$k = k_w(0{,}75\,\varepsilon_\alpha + 0{,}25), \qquad \text{(D-4)}$$

gdzie:

k - średnia sztywność właściwa zębów przekładni zębatej,

k_w - sztywność właściwa pary zazębiających się zębów,

ε_α - czołowa liczba przyporu.

Wykorzystując powyższe wzory oraz dane geometryczne wałów i kół zębatych, obliczono wartości współczynników sztywności skrętnej poszczególnych ogniw przyjętego modelu fizycznego układu napędowego głowicy, które zestawiono tabeli D.2.

Tabela D.2

Wartości współczynników sztywności skrętnej poszczególnych ogniw modelu głowicy KGS-320, N m/rad

k_{1-0}	k_{2-1}	k_{3-2}	k_{4-3}	k_{5-4}	k_{6-5}	k_{7-6}	k_{8-7}	k_{9-8}	k_{10-9}
$8{,}52\ 10^7$	$4{,}89\ 10^7$	$7{,}1\ 10^7$	$3{,}4\ 10^7$	$6{,}8\ 10^7$	$0{,}28\ 10^7$	$7{,}82\ 10^7$	14,8 107	$8{,}91\ 10^8$	$2{,}6\ 10^7$

D.1.1.3. Wyznaczenie częstości drgań własnych

Podstawową wielkością charakteryzującą własności tłumiące układu mechanicznego jest współczynnik rozproszenia drgań:

$$\chi = \frac{\Delta E}{E}. \tag{D-5}$$

Rozproszenie energii drgań w napędzie głównym zależy od charakterystyki dyssypacyjnej silnika napędzającego i tłumienia w mechanicznych elementach napędu.

Zależność sił tłumienia od parametrów charakteryzujących ruch układu jest nieliniowa, lecz jeśli przyjąć, że amplitudy drgań są małe, a dyssypacja energii drgań wyraźnie zależy od prędkości, to wówczas można założyć, że siła tłumienia jest liniową funkcją prędkości. Przyjęcie tych założeń umożliwia rozpatrywanie badanego układu jako układu liniowego. Rozproszenie energii drgań w materiale jest bardzo małe w porównaniu z rozproszeniem zachodzącym w miejscu styku (połączenia wypustowe, wielowypustowe, łożyska) i z tego względu może być pominięte.

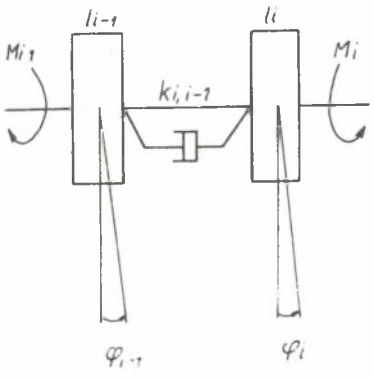
Współczynnik tłumienia wyznaczono z zależności:

$$c_i = \frac{\chi_i \quad k_i}{2\pi\omega_i}, \tag{D-6}$$

gdzie:

k_i - współczynnik sztywności skrętnej wydzielonego układu dwumasowego (rys. D-2),

ω_i - częstość drgań własnych wydzielonego układu dwumasowego.



Rys. D-2

Częstość drgań własnych określa wówczas wyrażenie:

$$\omega_i = \sqrt{\frac{I_{i-1} + I_i}{I_{i-1} \cdot I_i} \cdot k_i}. \tag{D-7}$$

Obliczone na podstawie powyższych zależności wartości współczynników tłumienia i częstości drgań własnych zestawiono w tabeli D.3. Na podstawie uzyskanych wyników obliczeń częstości drgań własnych poszczególnych ogniw układu napędowego stwierdzono, że wartości tych częstości są bardzo

duże w porównaniu z częstością obrotów wałów i zazębień wszystkich kół zębatych. Wynika stąd, że w badanym układzie napędowym nie ma sprzyjających warunków do występowania obciążenia rezonansowego, co potwierdzają również wyniki uzyskanych analiz widmowych mierzonych parametrów drgań.

Tabela D.3

Częstości drgań własnych elementów modelu fizycznego oraz współczynniki tłumienia układu

i-1,i	$f_{i-1,i}$ Hz	$c_{i-1,i}$ $\frac{Nms}{rad}$
1-0	1831	35,98
2-1	4501	83,9
3-2	3254	168,4
4-3	2461	107,7
5-4	2432	217,1
6-5	964	30,9
7-6	3344	180,7
8-7	1961	583,7
9-8	2428	2838
10-9	196,4	1021

LITERATURA

1. Adamczyk J.: Wybrane zagadnienia wibroakustycznej diagnostyki maszyn. Zeszyty Naukowe Akademii Górniczo-Hutniczej. Z. 101, 1979.
2. Ajrapetov E., Genkin M.: Dinamika planetarnych mechanizmow. Nauka, Moskwa 1980.
3. Bartelmus W.: Zastosowanie niektórych estymatorów statystycznych sygnału drganiowego jako kryteriów oceny stanu zazębienia. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Seria: Górnictwo, Z. 103, 1979.
4. Beblo W., Kusak E.: Drganiowa ocena stanu łożysk tocznych. Eksploatacja Maszyn, Nr 5-6, 1983.
5. Badnarowski J., Madej H.: Wykrywanie źródeł drgań w maszynach metodą analizy cepstrum. Wibroakustyka, Z. 3, Kraków 1976.
6. Bendat J.S., Piersol A.G.: Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych. PWN, Warszawa 1976.
7. Bolotin W.: Wibracji w technikie, T. 1, Maszinostrojenie, Moskwa 1978.
8. Bolotin W.: Primienienije mietodow tieorii nadieżnosti i wierojatnosti w rasczjotach sooruženii. Strojizdat, Moskwa 1971.
9. Bolton J.S., Gold E.: The Application of Cepstral Techniques to the Measurement of Transfer Funktions and Acoustical Reflection Coefficients. J. Sound and Vibration, Vol. 93, nr 2, 1987.
10. Broch Trampe J.: Mechanical Vibration and Shock Measurements. Wyd. Bruel&Kjaer, 1984.
11. Buchwald Z., Rudowski G.: Termograf z zewnętrznym wzorcem temperatur. Elektronika Nr 6, 1972.
12. Cempel Cz.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT, Warszawa 1982.
13. Cempel Cz.: Metody wibroakustycznej diagnostyki maszyn. Archiwum Budowy Maszyn, Nr 2, 1978.
14. Cempel Cz.: Emisja akustyczna i jej wykorzystanie. Eksploatacja i Dozór, Nr 7, 1980.
15. Cholewa W.: Metody oceny sygnału akustycznego przekładni zębatych dla badań konstrukcyjnych. Praca doktorska. Politechnika Śl., 1974.
16. Dębski E., Pilarczyk J.: Wykorzystanie metody EA w badaniach spawalności. Materiały XII Krajowej Konf. Badań Nieniszczących, Rydzyna 1983.
17. Drobot J., Lazariew A.: Primienienije akusticzeskoj emissii dla obnaruszenija i ocenki ustalostnych treszczin. Defektoskopija, Ne 2, 1979.
18. Dunegan H.L.: Using acoustic emission technology to predict struktural failure. Metals Engineering Quartely, Febr. 1975.
19. Dyla K. i inni: Termowizyjna metoda określenia stanu termicznego wybranych typów maszyn górniczych. Prace GIG nr 101.048.1.1/86/B.
20. Dyla K., Łuczkiewicz H.: Ocena stanu technicznego podzespołów kombajnów górniczych. Przegląd Mechaniczny Z. 3, 1987.
21. Engel Z., Panuszka R.: Analiza korelacyjna w akustycznej dynamice maszyn. Zeszyty Naukowe AGH, Z. 393, Kraków 1973.
22. Engel Zb.: Ochrona środowiska pracy przed drganiami i hałasem. Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków 1980.

23. Ewins D.J.: Modal Testing: Theory and Practice. Wyd. Bruel&Kjaer, 1986.

24. Eykhoff P.: Identyfikacja w układach dynamicznych. PWN Warszawa 1980.

25. Geller B., Kil I.: Badania drgań pionowych organu urabiającego kombajnu wybierkowego. Gornyje Masziny i Awtomatika, Nr 10, 1975.

26. Genkin M., Sokołowa A.: Wibroakusticzeskaja diagnostika maszin i mechanizmow. Maszinostrojenije. Moskwa 1987.

27. Gorbow W.N.: Osnowy pirometrii. Mietalurgia, Moskwa 1971.

28. Grieger A., Ostrzewa Z.: Wibroakustyka przekładni z regenerowanymi kołami zębatymi. Eksploatacja Maszyn Nr 5-6, 1986.

29. Gutowski R.: Modele matematyczne procesów dynamicznych i stateczność ruchu. Mechanika Teoretyczna i Stosowana, Nr 14, 1978.

30. Handzel Z., Ziemba S.: Fizyczne aspekty trwałości i niezawodności obiektów technicznych. Warszawa - Poznań 1976.

31. Heide A.: Dynamiczne badania głowic kombajnowych. Praca magisterska IMiPKM Pol. Śląskiej, 1985.

32. Hofmann D.: Dynamische Temperaturmessung. VEB, Verlag Technik, Berlin 1976.

33. ISO 3945: Mechanical vibration of large rotating machines with speed range from 10 to 200 rev/s - Measurement and evaluation severity in situ, 1977.

34. Iwanow W.I.: O wozmożnych formach signałów akusticzeskoj emissii. Defektoskopija, Nr 5, 1979.

35. Kocanda S., Kocanda A.: Niskocyklowa wytrzymałość zmęczeniowa metali. PWN, Warszawa 1989.

36. Koerner R.M., Lord A.E.: Overview of acoustic emission monitoring of rock struktures. Rock Mechanics, Nr 14, 1981.

37. Kollakot R.: Diagnostika powraždienij. Mir, Moskwa 1989.

38. Kornowski J.: Niektóre problemy rejestracji i analizy zjawisk sejsmoakustycznych. Zeszyty Naukowe AGH, Z. 129, Górnictwo 1987.

39. Kurowski W.: Wybrane zagadnienia z dynamicznej diagnostyki urządzeń mechanicznych ze szczególnym uwzględnieniem przekładni zębatych. Prace IPPT-PAN, Nr 57, Warszawa 1974.

40. Lipowczan A.: Perspektywy zastosowania badań emisji akustycznej ciał stałych w górnictwie. Przegląd Górniczy, Nr 11, 1980.

41. Łączkowski R.: Dynamika wirników przemysłowych. Przegląd Mechaniczny, Nr 12, 1973.

42. Malcherek K.: Dynamika obrabiarek. WNT, Warszawa 1974.

43. Mały poradnik mechanika. Części maszyn. Wydanie 14. WNT, Warszawa 1976.

44. Muszyńska A.: Dynamika maszyn. Regulacja drgań w maszynach. Wydawnictwo Ossolineum, 1978.

45. Müller L.: Wpływ błędów podziału na kinematykę zazębień, Przegląd Mechaniczny, Nr 7, 1973.

46. Müller L.: Wykorzystanie sygnałów wibroakustycznych w diagnostyce przekładni zębatych. Prace IPPT PAN, Warszawa 1980.

47. Müller L.: Przekładnie obiegowe. PWN, Warszawa 1980.

48. Müller J.E.: Thermografie und ihre Anwendungen. Feingertechnik, Nr 9, 1972.

49. Niziński S., Pelc H.: Diagnostyka urządzeń mechanicznych. WNT, Warszawa 1980.

50. Papoulis A.: Prawdopodobieństwo, zmienna losowa i procesy stochastyczne. WNT, Warszawa 1972.

51. Pawłowski Z.: Badania ultradźwiękowe. Poradnik, ZORPOT-SIMP, Warszawa 1981.

52. Pawłowski Z.: Zmęczenie materiałów. Studium w zakresie podwyższenia trwałości elementów maszyn. ODK-SIMP, Warszawa 1981.

53. Paszta J.: Pomiar temperatury szyn walcowych na gorąco metodą optyczną. Hutnik, Nr 5, 1973.

54. Pilecki S.: Wykorzystanie emisji akustycznej w badaniach własności mechanicznych i pękania ciał stałych. Archiwum Akustyki Nr 21, 1, 1986.

55. Piotrowski T.: Wpływ cech detektorów promieniowania podczerwonego na ich przydatność w termografii. Rozprawy Elektrotechniczne t. 21, Nr 2, 1975.

56. Pollock A.A.: An introduction to acoustic emission a practical exemple. The Jorunal of Environmetal Sciences. March/April, 1979.

57. Pollock A.A.: Acoustic emission. A review of recent progres and technical aspects: "Acoustic and vibration progres" T. 1. Chapman and Hall, Ltd. 1974.

58. Puchała A.: Dynamika maszyn i układów elektromechanicznych. PWN, Warszawa 1977.

59. Ranachowski J.: Akustyczne badania własności tworzyw sztucznych. Materiały Seminarium: Elektryczne i akustyczne metody badań materiałów. Jabłonna, IPPT-PAN, 1982.

60. Randall R.B., Tech B.A.: Frequency Analysis. Wyd. Bruel&Kjaer Dania, 1987.

61. Randall R.B.: Cepstrum Analysis. Wyd. Bruel&Kjaer Technical Review, nr 3, 1981.

62. Rudowski G.: Termowizja i jej zastosowanie. Wyd. Komunikacji i Łączności, Warszawa 1978.

63. Sikora W.: Wysokoproduktywne systemy mechanizacyjne wybierania węgla w polskim przemyśle węglowym. Zeszyty Naukowe Pol. Śląskiej. Seria: Górnictwo Z. 137, 1985.

64. Sunnersjo S.S.: Varying compliance vibrations of rolling bearings. J. Sound. Vibr. Vol. 58, Nr 3, 1978.

65. Świtoński E. i inni: Identyfikacja układów pod kątem określenia parametrów dynamicznych opisujących stan mechaniczny obiektu wraz z opracowaniem metod numerycznych diagnozowania wibroakustycznego. Praca NB-219/RMT/87. Instytut Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn Pol. Śląskiej, Gliwice 1987.

66. Świtonski E. i inni: Analiza dynamiczna układu napędowego głowicy kombajnu ścianowego KGS-320 z uwzględnieniem nieliniowych charakterystyk w węzłach par kinematycznych. Praca NB-222/RMT/87. Instytut Mechaniki i Podstaw Konstrukcji Maszyn Politechniki Śląskiej, Gliwice 1988.

67. Tetelman A.S., Chow R.: Acoustic emission testing and microcracking processes. Acoustic Emission, STP 505, s. 30-40, 1972.

68. Thermovision 782 - Operating Mannal. Wyd. AGA, Szwecja 1984.

69. Zakrzewski T., Siwy J.: Wykorzystanie metody EA do oceny stanu dynamicznego głowic ramieniowych kombajnów ścianowych KGS-320. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa NR 5/213, 1987.

70. Zakrzewski T., Opilski A.: Wykorzystanie ultradźwięków w badaniach diagnostycznych głowic ramieniowych kombajnów ścianowych (w j. angielskim). Ultrazwuk - konferencja. Wilno 1987.

71. Zakrzewski T., Opilski A.: Wykorzystanie zjawiska EA w procesie diagnozowania kontrolnego głowic ramieniowych. Sprawozdanie CMG-KOMAG Nr BLS-1400/NB-2, 1986.

72. Zakrzewski T., Kusak E.: Ocena przydatności prostych estymat drganiowych w diagnostyce eksploatacyjnej łożysk tocznych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Seria: Mechanika Z. 86, 1987.

73. Zakrzewski T.: Wpływ kierunku obrotu wału wyjściowego głowic ramieniowych na wartość liczbową niektórych estymat amplitudowo-widmowych. Archiwum Budowy Maszyn, Nr 1, 1987.

74. Zakrzewski T.: Spektral analysis of vibrations in control investigations of vibroacoustic heads KGS-320. Archives of Acoustics. Vol 12, Nr 2, 1987.

75. Zakrzewski T.: Rozróżnialność stanów dynamicznych w procesie kontrolnej diagnostyki wibracyjnej głowic ramieniowych KGS-320. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, Nr 2, 1988.

76. Zakrzewski T., Sikora W.: Ocena przydatności dyskryminant amplitudowo-widmowych w procesie wibroakustycznego diagnozowania głowic ramieniowych kombajnów ścianowych. Zeszyty Naukowe Pol. Śląskiej. Seria: Górnictwo, Z. 137, 1985.

77. Zakrzewski T., Sikora W.: Próbka klasyfikacji stanu dynamicznego głowic ramieniowych KGS-320 w oparciu o bezwymiarowe estymaty amplitudowo-kierunkowe. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Seria: Górnictwo, Z. 148, 1988.

78. Zakrzewski T.: Rozważania dotyczące wykorzystania funkcji korelacyjnych w analizie pola akustycznego hałasu przemysłowego. Materiały konferencyjne XXXI Seminarium z Akustyki. OSA-1984. Poznań.

79. Zakrzewski T.: Identyfikacyjna metoda lokalizacji udarowych impulsów wibroakustycznych w badaniach maszyny wyciągowej. Prace Badawcze CMG-KOMAG, Z. 3, Gliwice 1984.

80. Zakrzewski T., Sikora W.: Application of vibroacoustical studies in process of improving dependability of arm-mounted cutter-heads of KGS-320 shearers.
1 st International Conference-Reliability and Durability of Machines and Machinery Systems in Mining, 1986 June, Szczyrk.

81. Zakrzewski T.: Kontrolne badania wibroakustyczne głowic kombajnów KGS-320. Prace Badawcze CMG-KOMAG, Z. 6, Gliwice 1985.

82. Zakrzewski T.: Identyfikacja parametrów dynamicznych układu napędowego głowic kombajnowych w aspekcie oceny ich trwałości i niezawodności. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Seria: Górnictwo, Z. 167, 1988.

83. Zakrzewski T.: Ocena stanu wibroakustycznego głowic górniczych kombajnów ścianowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, Nr 4/180, 1984.

84. Zakrzewski T.: Kontrola stanu zdatności maszyn górniczych w oparciu o decyzyjne wskaźniki fenomenologiczno-doświadczalne. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa. Z. 2/211, 1987.

85. Zakrzewski T.: Badania parametrów wibracji w warunkach symulacji uszkodzeń określonych elementów kinematycznych układu napędowego głowicy KGS-320. Sprawozdanie CMG-KOMAG, BLS-1400/NB-9, 1988.

86. Zakrzewski T.: Effect of load of the driving system of gearheads of the sherer on the change of classification of the dynamic state. Archiwum Budowy Maszyn (w druku) 1989.

87. Zakrzewski T., Opilski A., Witos F.: Badania diagnostyczne głowic ramieniowych kombajnów KGS-320 metodą EA w warunkach symulacji defektów mechanicznych. Sprawozdanie CMG-KOMAG, Nr BLS-1400/NB-9/1988.

88. Zakrzewski T.: Wykorzystanie sygnałów EA w badaniach identyfikacyjnych elementów maszyn górniczych. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn (w druku), 1989.

89. Zakrzewski T.: Wyznaczenie rozkładu temperatur głównych węzłów kinematycznych układu napędowego głowic oraz strat mocy. Sprawozdanie CMG-KOMAG Nr BLS-1400/NB-10, Gliwice 1989.

90. Zasada pracy termowizji - Termovision 750. Sprawozdanie CMG-KOMAG, Nr 31/TTP/75.

91. Zastosowanie aparatury AGA. Thermovision Nr 74-01-05 EIMB, 1974, Wyd. AGA.

92. Zelderowicz J.B., Rajzer J.P.: Fizyka udarnych wołn i wysokotiempieraturnych gidrodinamiczeskich jawlenij. Moskwa 1963.

93. Zestawienie aparatury AGA - ulotka informacyjna AGA Thermovision-Superviewer system for helicopters, Nr 556.321.1976.

94. Zestawienie aparatury AGA - ulotka informacyjna - Measuring skin temperatures with AGA Thermovision can increase diagnostic accuracy, Nr 556.119, 1976.

95. Zuberek W.: Wykorzystanie efektu emisji sejsmoakustycznej w geotechnice. Wyd. PWN, Warszawa-Łódź, M-11 (214), 1988.

METODY DIAGNOZOWANIA GŁOWIC RAMIENIOWYCH KOMBAJNÓW ŚCIANOWYCH

S t r e s z c z e n i e

W pracy rozważa się zagadnienie kontroli stanu dynamicznego maszyn na podstawie analizy różnorodnych procesów fizycznych generowanych przez określone elementy kinematyczne w wyniku ich wzajemnego oddziaływania.

Praca składa się z trzech zasadniczych rozdziałów, obejmujących trzy niezależne dziedziny diagnozowania technicznego wykorzystujące procesy wibracyjne, zjawisko EA oraz procesy termiczne.

W rozdziale I obejmującym problematykę związaną z kontrolną diagnostyką wibracyjną przedstawiono ogólnie znane estymaty procesów wibracyjnych, takie jak wartość skuteczna, średniokwadratowa, funkcja gęstości widmowej mocy, cepstrum, a następnie wskazano na sposób ich wykorzystania do celów diagnostyki WA, jak również na przyczyny małej ich skuteczności, szczególnie w przypadku złożonych obiektów technicznych. W dalszej części rozdziału przedstawiono oryginalną metodę estymacji sygnału wibracyjnego minimalizującą wpływ transmitancji układu na wartości liczbowe wprowadzonych miar względnych. Opierając się na zastosowanych estymatach kierunkowych przeprowadzono następnie względną klasyfikację stanów dynamicznych badanych głowic, wskazując jednocześnie na ich przydatność w procesie przemysłowego diagnozowania wibracyjnego różnychobiektów technicznych.

Rozdział II dotyczy sposobu wykorzystania zjawiska EA w procesie diagnozowania i identyfikacji różnorodnych struktur mechanicznych określonych elementów kinematycznych układu napędowego głowic. Wprowadzone w pracy estymaty sygnałów EA, cechujące się dużą dynamiką amplitudową, umożliwiły znalezienie istotnej współzależności w charakterze zmian sygnałów EA, generowanych w procesie badań laboratoryjno-stanowiskowych przez ten sam materiał występujący w różnej postaci finalnej. Opracowane dla tej metody odpowiednie algorytmy obliczeniowo-pomiarowe mogą posiadać duże znaczenie praktyczne związane z zagadnieniem identyfikacji elementów kinematycznych złożonych układów mechanicznych.

Rozdział III obejmował dziedzinę badań związaną z wykorzystaniem procesów termicznych opartych na termowizyjnej metodzie wyznaczania rozkładu temperatur na powierzchni korpusu badanych obiektów. Uzyskane tą drogą termogramy umożliwiły przeprowadzenie oceny przebiegów termostatycznych i termokinetycznych określonych węzłów badanego ciągu kinematycznego. Wprowadzone względne miary intensywności cieplnej pozwoliły na przeprowadzenie dokładnej

analizy termicznej, umożliwiającej rejestrację miejsc przegrzania, odzwierciedlających zróżnicowane procesy tarcia określonych węzłów kinematycznych głowicy.

Zaprezentowane kompleksowe metody diagnozowania technicznego, pomimo pewnych ograniczeń i trudności pomiarowych, mogą być stosowane w badaniach zmian stanu dynamicznego dowolnych układów mechanicznych.

МЕТОДЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПЛЕЧЕВЫХ ГОЛОВОК ШАХТНЫХ КОМБАЙНОВ

Р е з ю м е

В работе обсуждаются вопросы контроля динамического состояния машин на основе анализа различных физических процессов, генерируемых определенными кинематическими элементами в результате их содействия.

Работа состоит из трех основных глав, охватывающих три независимые разделы технического диагнозирования, использующие вибрационные процессы, явление ЕА и термические процессы.

В первой главе обсуждается проблематика связанная с контрольной вибрационной диагностикой. Представлены общеизвестные оценки вибрационных процессов такие как действующие величины и среднеквадратическое значение, спектральная функция плотности мощности, кепструм. Указан способ их применения в диагностировании ВА. Обращено внимание на небольшую их пригодность для сложных технических объектов. Далее в главе представлен новый метод оценки вибрационного сигнала, минимизирующий влияние передаточной функции на числовые значения введенных относительных мер. Опираясь на примененных целевых оценках дана относительная классификация динамических состояний исследуемых головок, указывая одновременно на их пригодность в процессе промышленного диагностирования вибрационного различных технических объектов.

Во второй главе оговариваются методы использования явления ЕА в процессе диагностирования и идентификации различных механических структур кинематических элементов приводной системы головок. Введенные в работе оценки сигналов ЕА, имеющие большую амплитудную динамику, позволили найти существенную зависимость в характере изменений сигналов ЕА, генерируемых в процессе лабораторно-стендовых исследований. Разработанные с этой целью расчетно-измерительные алгоритмы могут иметь большое практическое значение в идентификаци кинематических элементов сложных механических систем.

В третьей главе обсуждаются исследования связанные с использованием термических процессов основанных на термовизионном методе определения распределения температур на поверхности корпуса исследуемого объекта. Полученные таким образом термограммы позволили провести оценку термостатических и термокинематических характеристик определенных узлов исследуемой кинематической цепи. Введенные относительные меры тепловой интенсивности дали возможность провести точный термический анализ и выявить места перегрева, отображающие существенные процессы трения определенных кинематических узлов головки.

Приведенные комплексные методы технического диагностирования, не взирая на некоторые ограничения и измерительные трудности, могут применятся в исследованиях измерений динамического состояния любых механических систем.

METHODS OF DIAGNOSING LEVER HEADS OF LONGWALL MACHINES

S u m m a r y

The problem of the control over machine dynamic state is considered in the paper on the basis of the analysis of various physical processes generated by specific kinematic elements in consequence of their interaction. The paper consists of the three basic chapters covering three independent spheres of technical diagnosing that use vibration processes, EA phenomenon and thermal processes.

In Chapter I covering the problems connected with vibration control diagnostics some generally known estimated values of vibration processes such as root-mean-square value, quadratic mean value, function of power spectral concentration, cepstrum have been presented, and then the way of using them for VA (vibroacoustic) purposes as well as the reasons of their low efficiency, particularly in the case of complex technical objects, have been indicated. In the further part of the Chapter an original method of vibration signal estimation minimizing the influence of the system transmittance on the numerical values of relative measures introduced has been presented. Basing on the directive estimated values used a relative classification of dynamic states of tested heads has been made afterwards pointing simultaneously to their usefulness in the process of industrial vibration diagnosing of different technical objects.

Chapter II refers to the way of using EA phenomenon in the process of diagnosing and identifying various mechanical structures of specified kinematic elements of the head power transmission system. The EA signal estimated values introduced in the paper, characterized by large amplitude dynamics, have made it possible to find an essential interdependence in the nature of changes in EA signals generated in the process of stand and laboratory tests by the same material to occur in various final forms. Suitable calculation and measurement algorithms developed for that method may be of great practical importance connected with the problem of kinematic element identification in material systems.

Chapter III has covered the sphere of tests connected with the use of heat processes based on a thermovisual method of determining temperature distribution on the surface of tested objects housing. The thermographs obtained in that way have enabled to estimate thermostatic and thermokinetic functions of specific pairs of the kinematic sequence tested.

The relative measures of thermal rate introduced have allowed to carry out exact thermal analysis making it possible to record the points of overheating that reflect differentiated processes of friction of specific kinematic pairs of the head.

The complex methods of technical diagnosing presented can be used in the tests of changes in dynamic state of any material systems in spite of certain limitations and measuring difficulties.