ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ

TADEUSZ ZAKRZEWSKI

IDENTYFIKACJA PARAMETRÓW DYNAMICZNYCH UKŁADU NAPĘDOWEGO GŁOWIC KOMBAJNOWYCH W ASPEKCIE OCENY ICH TRWAŁOŚCI I NIEZAWODNOŚCI





# POLITECHNIKA ŚLĄSKA

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 927

TADEUSZ ZAKRZEWSKI

# IDENTYFIKACJA PÁRAMETRÓW DYNAMICZNYCH UKŁADU NAPĘDOWEGO GŁOWIC KOMBAJNOWYCH W ASPEKCIE OCENY ICH TRWAŁOŚCI I NIEZAWODNOŚCI

GLIWICE 1988

# OPINIODAWCY

# Prof. dr hab. inż. Jerzy Ranachowski Prof. dr inż. Włodzimierz Sikora

#### KOLEGIUM REDAKCYJNE

Prof. dr hab. inż. Wiesław Gabzdyl
Prof. dr hab. inż. Mirosław Chudek

REDAKTOR NACZELNY REDAKTOR DZIAŁU SEKRETARZ REDAKCJI CZŁONKOWIE KOLEGIUM

- Mgr Elżbieta Stinzing
- CZŁONKOWIE KOLEGIUM Prof. dr hab. inż. Adolf Maciejny
  - Prof. dr inż. Stanisław Malzacher
  - Prof. dr hab. inż. Bronisław Skinderowicz

## OPRACOWANIE REDAKCYJNE

Eugenia Mandrak

AICZNYCH URLADU NAPEDOWEGO GLOWIC KOMBAJNOWYCH W ASPEKCIE OCENY ICH TRWAŁOŚCI I NIEŻAWODNOŚCI

> Wydano za zgodą Rektora Politechniki Śląskiej

# PL ISSN 0372-9508

# Dział Wydawnictw Politechniki Śląskiej ul. Kujawska 3, 44-100 Gliwice

Skład, fotokopie, druk i oprawę wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach SPIS TREŚCI

	Str.
1. WSTĘP	13
2. CEL I ZAKRES PRACY	17
3. ZAGADNIENIA WSPOŁCZESNEJ DIAGNOSTYKI WIBRACYJNEJ	20
4. OPIS TECHNICZNY OBIEKTU BADAŃ	23
5. FIZYCZNE PRZYCZYNY DRGAN GENEROWANYCH W UKŁADACH MECHANICZNYCH	26
5.1. Dranja uumuszone wałów	26
5.2. Fenomenologiczne wjęcie przyczyn drgań łożysk tocznych	29
5.2.1. Wpływ błędów kształtu na poziom drgań łożysk toczny	ch 29
5.2.2. Wpływ luzów łożyskowych na poziom drgań łożysk	32
5.3. Drgania przekładni zębatych	33
5.3.1. Dynamika stanu zazębienia na szerokości koła	34
5.3.2. Źrodła wymuszeń procesów drgających w przekładni zę	- 26
5.3.3. Czestotliwości charakterystyczne drgań przekładni z	30 e-
batych	37
6. MODELOWE PRZEDSTAWIENIE UKŁADU NAPĘDOWEGO GŁOWICY KGS-320	42
6.1. Model fizyczny napędu głowicy	43
6.2. Wyznaczenie parametrów modelu	44
6.2.1. Momenty bezwładności	44
6.2.2. Współczynniki sztywności skrętnej	52
6.2.3. Współczynniki tłumienia	55
6.3. Model matematyczny napędu głowicy	57
6.3.1. Wyniki obliczeń numerycznych	58
6.3.2. Wyznaczenie wzajemnych oddziaływań w parach kinema- tycznych	60
6.3.3. Wyznaczenie reakcji łożyskowych wałów głównych i po	
średnich	63
7. MODEL GENERACJI SYGNAŁOW WIBROAKUSTYCZNYCH UKŁADU NAPĘDOWEGO GŁ WICY	0- 66
7.1. Modelowe ujęcie przyczyn drgań przekładni planetarnej	66
7.2. Modelowe przedstawienie zazębień kół obiegowych	70
7.3. Wyznaczenie częstotliwości charakterystycznych układu napę dowego głowicy	73

10.00

		DLT.
8.	ANALIZA DROGI PRZEJŚCIA SYGNAŁU WIBRACYJNEGO	77
	8.1. Model układu liniowego wielowyjściowego	78
	8.2. Minimalizacja warunków określających niezmienniczość trans- mitancji układu	82
9.	STOSOWANE ESTYMATY SYGNAŁU WIBRACYJNEGO	85
	9.1. Estymaty liczbowe amplitudy procesów wibracyjnych	86
	9.2. Gęstość widmowa mocy procesu	87
	9.2.1. Podstawowe założenia metody szybkiej transformacji Fouriera	88
	9.2.2. Pasmowy współczynnik gęstości widmowej mocy	90
	9.3. Metoda cepstrum	92
	9.4. Liczba przejść procesu wibracyjnego przez zadany poziom wartości	95
10.	STOSOWANY SYSTEM POMIAROWY	101
	10.1. Opis funkcjonalny analizatora B-K typu 2034	104
11.	BADANIA STANOWISKOWE GŁOWIC RAMIENIOWYCH	105
12.	WYNIKI BADAŃ WIBRACYJNYCH I ICH ANALIZA	109
	12.1. Wartości skuteczne parametrów drgań	110
	12.1.1. Wagowy współczynnik kierunkowy parametrów drgań	115
	12.1.2. Liczba przejść procesu wibracyjnego przez poziom zerowy	122
	12.1.3. Obciążeniowy współczynnik kierunkowy parametrów drgań	125
	12.2. Estymaty widmowe procesów wibracyjnych	131
	12.2.1. Funkcje gęstości widmowej mocy	131
	12.3. Pasmowe współczynniki gęstości widmowej mocy	136
13.	WZGLĘDNA KLASYFIKACJA STANÓW DYNAMICZNYCH NIEKTÓRYCH ELEMENTÓW KINEMATYCZNYCH UKŁADU NAPĘDOWEGO	144
14.	KORELACJA USZKODZEŃ EKSPLOATACYJNYCH GŁÓWNYCH ELEMENTÓW KINEMA- TYCZNYCH Z WARTOŚCIAMI NIEKTÓRYCH ESTYMAT DRGANIOWYCH	150
15.	PODSUMOWANIE WYNIKÓW BADAŃ MODELOWO-WIBRACYJNYCH	157
16.	EMISJA AKUSTYCZNA W BADANIACH DIAGNOSTYCZNYCH MASZYN	158
17.	PARAMETRY EMISJI AKUSTYCZNEJ	160
18.	UWARUNKOWANIA CHARAKTERYSTYK AE OD STANU DYNAMICZNEGO MATERIAŁU	162
19.	RODZAJE IMPULSÓW AE GENEROWANYCH W METALACH	165
20.	TRANSFORMACJA SYGNAŁÓW AE W KANALE AKUSTYCZNO-ELEKTRONOWYM	167
21.	STOSOWANA APARATURA POMIAROWA	169

		Str.
22.	CEL I ZAKRES STOSCWANEJ METODYKI BADAN METODĄ AE	170
23.	BADANIA STANOWISKOWE GŁOWIC RAMIENIOWYCH METODĄ AE	170
	23.1. Opis stanowiska badawczego	170
	23.2. Wyniki pomiarów i ich analiza	173
	23.2.1. Rozkłady tempa amplitud w zakresie niskich i wyso- kich napieć progowych na biegu jałowym	173
	23.2.2. Przebiegi czasowe liczby zliczeń AE	188
24.	BADANIA LABORATORYJNE PRÓBEK MATERIAŁOWYCH ELEMENTÓW UKŁADU NA- PĘDOWEGO GŁOWICY	192
	24.1. Opis materiału badanego	192
	24.2. Opis stanowiska badawczego w metodzie AE	193
	24.3. Charakterystyki aktywności AE badanych materiałów	196
25.	BADANIA STANOWISKOWE GŁOWIC RAMIENIOWYCH METODĄ AE POD OBCIĄŻE- NIEM STATYCZNYM	212
26.	KORELACJA PARAMETRYCZNA SYGNAŁÓW AE W BADANIACH STANOWISKOWO-LA- BORATORYJNYCH	218
27.	MAKROSKOPOWY OPIS ZABURZENIA STRUKTURY MATERIAŁOWEJ CIAŁ STAŁYCH	225
	27.1. Dyslokacje krawędziowe i śrubowe	226
	27.2. Energia dyslokacji	227
28.	UWIELOKROTNIENIE DYSLOKACJI I ICH RUCHLIWOŚĆ	229
29.	WPŁYW ZMIAN MIKRO- I MAKROSTRUKTURY CIAŁ STAŁYCH NA PARAMETRY AE	230
30.	WNIOSKI I UWAGI KONCOWE Z BADAN METODĄ AE	233
31.	TERMOWIZYJNA METODA OKREŚLENIA PROCESÓW CIEPLNYCH GŁOWIC RAMIE- NIOWYCH	236
32.	ZASADA DZIAŁANIA SYSTEMU TERMOWIZYJNEGO	237
	32.1. Odwzorowanie obrazów termowizyjnych	238
	32.2. Zależność sygnału wyjściowego detektora od warunków pracy	241
33.	STOSOWANY SYSTEM TERMOWIZYJNY AGA-750	243
34.	WYNIKI POMIARU ROZKŁADU TEMPERATUR KORPUSU GŁOWIC KWB-3RDU	244
35.	WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE Z BADAN TERMICZNYCH	254
36.	PODSUMOWANIE CAŁOŚCI PRACY	255

A.L.S. Department patterns required a pressure of the

- 5 -

# СОДЕРЖАНИЕ

transferrence in the second states of the second states of the

		Стр.
1.	вступление	13
2.	цель и тема работы	17
3.	вопросы современной вибрационной диагностики	20
4.	техническое описание объекта исследований	23
5.	ФИЗИЧЕСКИЕ ПРИНЦИПЫ КОЛЕБАНИЙ ГЕНЕРИРОВАННЫЕ В МЕХАНИЧЕСКИХ СИС- ТЕМАХ	26
	5.1. Вынужденные колебания валков	26
	5.2. Феноменологическое указание причин колебаний шариковых под- шипников	29
	5.2.1. Влияние ошибок формы на уровень колебаний шариковых подшицников	29
	5.2.2. Влияние подшипниковых зазоров на уровень колебаний щариковых подшипников	32
	5.3. Колебания зубчатых редукторов	33
	5.3.1. Динамика состояния зубчатого зацепления на венце ко- неса	33
	5.3.2. Источники колебательных процессов в зубчатой переда- че	36
6.	модельное представление приводной системы головки комбайна КГС-320	<b>4</b> 2
	6.1. Физическая модель привода головки	43 44
	6.2.1. Инерционные моменты	<b>4</b> 4 52
	6.2.3. Коэффициенты демпфирования	55
	6.3. Математическая модель привода головки	57
	6.3.1. Результаты малинного расчёта	58
	6.3.2. Определение взаимных воздействий в кинематических парах	60
	6.3.3. Определение реакций в подпипниках главных и промежу- точных валков	63

		Стр.
7.	МОДЕЛЬ ГЕНЕРИРОВАНИЯ ЗИБРОАККУСТИЧЕСКИХ СИГНАЛОВ ПРИВОДНОЙ СИС- ТЕМЫ ГОЛОВКИ	66
	7.1. Модельное описание причин колебаний дифференциальной переда- чи	66
	7.2. Модельнов представление зацепления колёс дифференциальной передачи	70
	7.3. Определение характеристик частот приводной системы головки .	73
8.	анализ пути прохода вибрационного сигнала	77
	8.1. Модель линейной многовходной системы	78
	функции системы	82
9.	применяемые оценки вибрационного сигнала	85
	9.1. Количественные оценки амплитуда вибрационных процессов	86
		01
	phe	89
	9.2.2. Полосный козффициент плотности спектральной моцности.	90
	9.3. Метод ценструм	92
	9.4. число переходов внорационного процесса через заданным уро- вень	95
10.	применяемая измерительная система	101
	10.1. Функциональное описание анализатора В-К типа 2034	104
11.	стендовые испытания плечевых головок	105
12.	РЕЗУЛЬТАТЫ ВИБРАЦИОННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ АНАЛИЗ	- 10 9
	12.1. Действующие величины параметров колебаний	110
	12.1.1. Весовой козффициент направления параметров колебаний	115
	12.1.2. Количество переходов вибрационного процесса через нулевой уровень	122
	12.1.3. Нагрузочный коэффициент направления параметров коле- баний	125
	12.2. Спектральные оценки вибрационных процессов	131
	12.2.1. Функции плотностн спектральной мощности	131
	12.3. Полосовые коэффициенты плотности спектральной мощности	136
13.	ОТНОСИТЕЛЬНАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ СОСТОЯНИЙ НЕКОТОРЫХ КИ- НЕМАТИЧЕСКИХ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ	144
14.	КОРРЕЛЯЦИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ОТКАЗОВ ГЛАВНЫХ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ЭЛЕ- МЕНТОВ С ВЕЛИЧИНАМИ НЕКОТОРЫХ ЗИБРАЦИОННЫХ ОЦЕНОК	150
15.	подведение итогов результатов модельно-вибрационных исследований.	157
	ATTERNATION AND AND AND AND AND AND AND AND AND AN	104

- 7 -

		CTP.
16.	аккустическая эмиссии з диагностических исследованиях машин	158
17.	параметры аккустической эмиссии	160
18.	ЗАБИСИМОСТЬ ХАРАКТЕРИСТИЕ АВ ОТ ДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ МАТЕ- РИАЛА	162
19.	виды импульсов ав генерируемых в металлах	165
20.	преобразование сигналов ав в аккустическо-электронном канале .	167
21.	ПРИМЕНЯЕМАН ИЗНЕРИТЕЛЬНАЯ АППАРАТУРА	169
22.	при и пределы применения методики исследозани! но методу ак	170
23.	стендовые исследсвания плечевых головок по методу ав	170
	23.1. Описание. исследовательского стенда	170
	23.2. Результаты измерений и их анализ	173
	23.2.1. Распределение уровня амплитуд в диапазоне низких и высоких пороговых напряжений для холостого хода	173
	23.2.2. Временные графики числа подсчётов AE	188
24.	ЛАБОРАТОРНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ОПЫТНЫХ ОБРАЗЦОВ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДНОЙ СИСТЕМЫ ГОЛОВКИ	192
	24.1. Описание исследуемого материала	192
	24.2. Описание исследовательского стенда для метода AE	193
-	24.5. Характеристики активности ль исследуемых материалов	196
25.	стендовле исследования плечевех голозов по зетоду де при ста- тической нагрузке	212
26.	ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ КОРРЕЛЯЦИЯ СИГНАЛА АЕ ПРИ СТЕНДОВО-ЛАБСРАТСР- Н.Р. ИССЛЕДОВАНИЯХ	218
27.	МАКРОСКОПИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ РАССТРСА́СТВА МАТЕРИАЛЬНОЙ СТРУКТУРА ТВЕРднах тел	225
	27.1. Береговые и винтовые дислокации	226
	27.2. Энергия дислокации	227
28.	УЗЕЛИЧЕНИЕ ДИСЛОКАЦИЯ И ИХ ПОДВИЖНССТЬ	229
29.	ВЛИННИЕ ИЗМЕНЕНИЙ МИКРО- И МАКРОСТВРУТУРЫ ТВЪРДНХ ТЕЛ НА ПАРАМЕ- ТРИ	230
30.	Задода и замечания по исследованиям методом ав	233
31.	термовизионный метод спределения теплових процессов плечевых го- ловок	236
32.	принцип делствия термовизионной системи	237
	32.1. Отображение термовизионных картии	238
	32.2. Зависимость выходного сигнала детектора от всловий работи.	241
33.	ILPARENTERAN TEPRODUSHONIAN CACTEMA ALA-750	243
34.	результаты изыллений распределения температур корпуса ГСЛОЗОК КВБ-ЗРДУ	244
35.	ВЫВОДЫ И ЗАМЕЧАНИЯ ПО ТЕРМИЧЕСКИМ ИССЛЕДОВАНИЕМ	254
UUA	HUHHHHHH HIUI OD FROUID SCORESSESSESSESSESSESSESSESSESSESSESSESSESS	~~~~

CONTENTS

		4
1.	INTRODUCTION	15
2.	AIM AND RANGE OF STUDY	17
3.	PROBLEMS OF CONTEMPORARY VIBRATION DIAGNOSIS	20
4.	TECHNICAL DESCRIPTION OF THE OBJECT OF STUDY	23
5.	PHYSICAL CAUSES OF THE VIBRATIONS GENERATED IN MECHANICAL SYSTEMS	26
	5.1. Forced vibrations of shafts	26
	5.2. Phenomenological approach to the causes of rolling bearing vibrations	29
	5.2.1. Effect of shape errors on the vibration level of rol- ling bearings	29
	5.2.2. Effect of bearing slackness on the vibrations level of bearings	32
	5.3. Vibrations of gear transmissions	33
	5.3.1. Dynamics of the state of meshing over the wheel width	33
	5.3.2. Sources of input functions of the vibrating processes in gear transmissions	36
	5.3.3. Characteristic frequencies of the vibrating processes gear transmissions	36
6.	MODEL PRESENTATION OF POWER TRANSMISSION SYSTEM OF KGS-320 HEAD .	42
	6.1. Physical model of the head drive	43
	6.2. Designation of model parameters	44
	6.2.1. Moments of inertia	44
	6.2.2. Coefficients of torsional rigidity	52
	6.2.3. Coefficients of damping	55
	6.3. Mathematical model of the head drive	57
	6.3.1. Results of numerical calculations	58
	6.3.2. Designation of interaction in kinematic couples	60
	6.3.3. Designation of the bearing reactions of main and coun- tershafts	63
7.	MODEL OF VIBROACOUSTIC SIGNAL GENERATION OF THE HEAD POWER TRANS-	
	MISSION SYSTEM	66
	7.1. Model expression of the causes of planetary gear vibrations	66
101	7.2. Model presentation of planet wheel meshing	70
	power transmission system	73

Page

		Page
8.	ANALYSIS OF THE PATH OF THE VIBRATION SIGNAL PASSAGEUS	77
	8.1. Model of multioutput linear system	78
	8.2. Minimization of the conditions determining transmittance invariance of the system	82
9.	APPLIED ESTIMATES OF THE VIBRATION SIGNAL	85.
	9.1. Numerical estimates of the amplitudes of the vibration pro- cesses	86
	9.2. Spectral concentration of the process power	87
	9.2.1. Fundamental principles of the method of quick Fou- rier's transformation	88
	9.2.2. Band coefficient of power spectral concentration	90
	9.3. Cepstrum method	92
à:	9.4. Number of passing of the vibration process through the as- signed level of value	95
10		101
10.	MEASURING SISTEM USED	101
	10.1. Functional description of B-K analyzer, type 2034	104
11.	STAND TESTING OF ROCKER HEADS	105
12.	RESULTS OF VIBRATION TESTS AND THEIR ANALYSIS	109
	12.1. RMS values of vibration parameters	110
	12.1.1. Weight directivity index of the vibration parame- ters	115
	12.1.2. Number of passing of the vibration process through zero level	122
	12.1.3. Load directivity index of the vibration parameters	125
	12.2. Spectral estimates of the vibration processes	131
	12.2.1. Functions of spectral concentration of power	131
	12.3. Band coefficients of spectral concentration of power	136
13.	RELATIVE CLASSIFICATION OF THE DYNAMIC STATES OF SOME KINEMATIC ELEMENTS OF THE SYSTEM	144
14.	CORRELATION OF THE OPERATING DAMAGES OF THE MAIN KINEMATIC ELE- MENTS WITH THE VALUES OF SOME VIBRATION ESTIMATES	150
15.	SUMMARY OF THE MODEL-VIBRATION TEST RESULTS	157
16.	ACOUSTIC EMISSION IN DIAGNOSTIC STUDIES OF MACHINES	158
17.	ACOUSTIC EMISSION PARAMETERS	160
18.	DEPENDENCE OF AE CHARACTERISTICS ON THE DYNAMIC STATE OF THE MA- TERIAL	162
19.	KINDS OF AE PULSES GENERATED IN METALS	165
20.	TRANSFORMATION OF AE SIGNALS IN SOUND-ELECTRON CHANNEL	165

In, Department strates parties and the second second

- 10 -

		Page
21.	MEASURING APPARATUS USED	169
22.	AIM AND RANGE OF THE TESTING METHODICS BY MEANS OF AE METHOD $\ldots$ .	170
23.	SAND TESTING OF ROCKER HEADS BY AE METHOD	170
	23.1. Description of the testing stand	170
	23.2. Measurement results and their analysis	173
	23.2.1. Distribution of the amplitude rate over the range of low and high treshold voltages in idle run	173
	23.2.2. Time of the number of AE totting	188
24.	LABORATORY TESTING OF MATERIAL SAMPLES OF THE HEAD DRIVE ELEMENTS OF THE SYSTEM	192
	24.1. Description of the material tested	192
	24.2. Description of the testing stand in AE method	193
	24.3. AE activity characteristics of the materials tested	196
25.	STAND TESTING OF ROCKER HEADS BY AE METHOD UNDER STATIC LOAD	212
26.	PARAMETRIC CORRELATION OF AE SIGNALS IN STAND-LABORATORY TESTS .	218
27.	MACROSCOPIC DESCRIPTION OF THE DISTURBANCE OF THE MATERIAL STRUC- TURE OF SOLID BODIES	225
	27.1. Edge and screw dislocations	226
	27.2. Energy of dislocation	227
28.	MULTIPLICATION OF DISLOCATIONS AND THEIR MOBILITY	229
29.	EFFECT OF MICRO- AND MACROSTRUCTURE CHANGES OF SOLID BODIES ON AE PARAMETERS	230
30.	CONCLUSIONS AND FINAL REMARKS FROM THE STUDIES BY AE METHOD	233
31.	TMERMOVISION METHOD OF DETERMINING THE THERMAL PROCESSES OF ROC- KER HEADS	236
32.	PRINCIPLE OF THERMOVISION SYSTEM OPERATION	237
33.	THERMOVISION SYSTEM AGA-750 USED	243
34.	MEASUREMENT RESULTS OF TEMPERATURE DISTRIBUTION OF KWB-3RDU HEAD FRAME	244
35.	CONCLUSIONS AND FINAL REMARKS FROM THE THERMAL TESTS	254
36.	SUMMARY OF THE ENTIRE INVESTIGATION	255

ilanende per aneneralerate, indre anendeje eingle sning verberente entreligen negelie einderseinen entrele i osskatert Losowych perterateri ateko. Negelies eindensei i entrele such andlinteret en atemptive sontarente.

The second of the second winds for the second
text vertices many in the destriction of a second s

1. WSTEP

Bardzo istotnym zagadnieniem występującym w procesie produkcji szczeobinie odpowiedzialnych maszyn górniczych, takich jak np. głowice ramieniowe kombajnów ścianowych, jest ocena kompleksowa ich poprawnego funkcjonowania, a w szczególności wykrywania, lokalizowania oraz klasyfikowania powstałych niesprawności, jak rownież optymalizacja konstrukcji badanych układów mechanicznych. Z tego względu szczególną wagę w procesie kontroli jakości maszyn nabierają obecnie metody zmierzające do określenia stanu technicznego maszyny bez jej demontażu, jak również ciągła ich modyfikacja prowadząca do poprawy ich efektywności i skuteczności.

W ogólnym senaie sam proces diagnostyczny sprowadza się do trzech podstawowych czynności, a mianowicie:

- a) pomiarów wartości określonych parametrów diagnostycznych i ich porównania z ustalonymi uprzednio wartościami granicznymi;
- b) analizy przyczyn i charakteru powstałych odchylen od wartości granicznych;
- c) wyznaczenia 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, jak również określić kierunki modernizacji i doskonalenia wyrobu finalnego. Istotne znaczenie ma także sam proces określenia przyszłych stanów obiektu, które występią w chwilach późniejszych, na podstawie których może być przewidywany resurs poprawnej pracy.

W procesie kontroli stanu bardzo ważnym zagadnieniem jest /ównież analiza dynamiczna układu napędowego maszyny, zmierzająca do jego identyfikacji, a uwzględniająca następujące zjawiska fizyczne:

- względny ruch elementów,
- wzajemna wymiana energii,
- pokonywanie dysypacyjnych i technologicznych oporów ruchu.

Wymienionym zjawiskom towarzyszą wzajemne mechaniczne 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. Siły wzajemnego oddziaływania w parach kinematycznych łańcucha kinematycznego możne podzielić na:

- siły oddziaływania o wolnozmieniających się przebiagach czasowych,
- sily tarcia,
- siły oddziaływania o charakterze impulsowym.

Siły oddziaływania o wolnozmieniających się przebiegach czasowych, jak również siły tarcia występujące w parach kinematycznych w czasie ruchu ustalonego, nie mają decydującego wpływu na niezawodność układu napędowego. Istotne znaczenie mają natemiast siły spowodowane skokową zmianą oporów technologicznych oraz siły uderzenia w wązłach łańcucha w przypadku występowania nadmiernych luzów lub uszkodzeń mechanicznych. Siły te odgrywają decydującą rolę w procesie generowania drgań, przenoszonych następnie przez ruchome elementy łańcucha napędu na korpus głowicy kombajnu ścianowego. Wartość impulsu sił uderzenia jest przede wszystkim zależna od sił warunkujących względne przemieszczenie elementów par kinematycznych w czasie ruchu nieustalonego oraz wielkości luzów w węzłach. Z tego względu szczególnego znaczenia nabiera oszacowanie wartości sił w parach kinematycznych, które występują w czasie ruchu nieustalonego, uwarunkowanego głównie:

- rozruchem układu,

- ekokową zmianą technologicznych sił oporu.

Całościowe więc rozwiązanie zagadnienia identyfikacji dynamicznej poszczególnych elementów kinematycznych układu wymaga zastosowania specjalnych metod teoretycznej analizy, obejmujących:

- modelowanie łańcucha kinematycznego układu napędowego głowicy kombajnu ścianowego,
- analizę amplitudowo-częstotliwościową,
- modelowanie wymuszeń drgań,
  - całkowanie dynamicznych równań ruchu,
- określenie sił wzajemnego oddziaływania w parach kinematycznych,
  - opracowanie algorytmów analizy numerycznej rejestrowanych sygnałów diagnostycznych.

W procesie realizacji zadań diagnostyki wykorzystywane są dwie charaktarystyczne cechy urządzeń technicznych, a mianowicie:

1) struktura urządzenia, wyznaczająca jego właściwości użytkowe,

 procesy wyjściowe, realizowane podczas funkcjonowania urządzenia, które obejmują ezereg zjawisk fizycznych i chemicznych.

Struktura urządzania wyznacza całokształt jego właściwości technicznoużytkowych założonych podczas konstruowania, określa zatem stopień przydatności do Wypełnienia założonych zadań. Może być ona opisana zbiorem mierzelnych wielkości, takich jak; wymiary i odległości części, kętowe

miary wzajemnego ich położenia, luzy między współpracującymi elementami, sprężystość elementów itp., które tworzą zbiór parametrów struktury. Z uwagi jednak na przypadkowe rozrzuty między różnymi elementami wchodzacymi w skład tego samego wyrobu, jak również zróżnicowanie ich własności makro- i mikrostrukturalnych, rozkład ich własności geometryczno-mechanicznych będzie zróżnicowany już w fazie wytwarzania. Wynika stąd, że procesy dynamiczne zachodzące podczas ruchu tych maszyn, nawet na biegu luzem będę różne, natomiast stopień ich wzajemnego zróżnicowania będzie zależny od wielkości przypadkowości na etapie wytwarzania. Różnice we własnościach geometryczno-mechanicznych i wynikający stąd rozrzut w charakterze procesów dynamicznych poszczególnych egzemplarzy, spowodują ostatecznie zmianę wartości parametrów struktury, których intensywność zmian zależy głównie od doskonałości konstrukcji łańcucha kinematycznego, jakości wykonania, stosowanych materiałów itp. W praktyce jednak, na ogół nie można wykorzystać parametrów struktury do bezpośredniej oceny stanu technicznego, gdyż nie ma możliwości zmierzenia ich wartości bez demontažu obiektu. daratera.

Podczas pracy, urzędzenia realizują różne procesy wyjściowe, które możne podzielić na:

- robocze, związane bezpośrednio z własnościami użytkowymi funkcji celu danego urządzenia (przemiany energetyczne, wymiana ciepła, tarcie przy współpracy elementów mechanizmów),
- towarzyszące (szumy, drgania, obciążenia dynamiczne występujące w żożyskach, zazębieniach itp.).

Procesy towarzyszące są dobrym nośnikiem informacji i mogę być opisane wielkościami stanowiącymi tzw. parametry wyjściowe.

Ze względu na to, że stan techniczny urządzenia mechanicznego zależy od wartości parametrów struktury, a z kolei ich zmiany powodują zmiany wartości parametrów wyjściowych, zatem parametry wyjściowe odzwierciedlają charakter współpracy elementów danego urządzenia, tzn. jego stan techniczny. Wzajemny związek parametrów strukrury i wyjściowych pozwala traktować, przy zachowaniu odpowiednich warunków, również parametry wyjściowe, jako parametry stanu dynamicznego urządzenia.

Wéród zjawiak towarzyszących, istotne miejsce zajmują procesy wibracyjne, termiczne oraz zjawiako emisji akustycznej. Wybór procesów wibracyjnych, jako źródło informacji o stanie technicznym maszyny, wynika głównie z następujących faktów:

- drgania stanowią najistotniejsze odzwierciedlenie procesów fizycznych zachodzących w maszynie, natomiast parametry drgań charakreryzują zarówno ogólne właściwości maszyny, jak również poszczególnych jej elementów;
- drgania będące nośnikiem informacji wyróżniają się dużą pojemnością informacyjną, mają szerokie widmo, a ich parametry tworzę wektor w wielowymiarowej przestrzeni sygnałów;

 sposób rejestracji drgań umożliwia wykonanie szybkich pomiarów i ich analizę skutkowo-przyczynową.

Do zasadniczych problemów diagnostyki wibracyjnej należy zaliczyć znalezienie sposobu rozdzielenia sygnału użytecznego oraz utworzenie takiej jegu miary, która by w sposób najpełniejszy odzwierciedlała stan dynamiczny okraślonej pary kinematycznej badanego układu.

Również istotnym parametrem w procesie kontroli stanu jest temperatura obiektów technicznych i ich elementów, świadcząca o prawidłowości tecnnicznej konstrukcji obiektu, jego wykonania i pracy. Ści 🖅 mówiąc, 👘 istotne znaczenie ma nie temperatura, lecz różnica temperatur między temperaturą, jaką powiniem mieć obiekt lub jego element, a temperaturą jaką aktualnie ma w danej chwili. Nięcej informacji zawiera rozkład temperatur obiektu, a jeszcze więcej obraz cieplny obiektu, zwany termogramem. Zagadnieniem zobrazowania stanu cieplnego ciał zajmuje się gełąź 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 przecływ 🧼 ciepła. Umozliwiają obserwacje przebiegów termostatycznych i termokinetycznych, prowadzenie wielu nieniszczących badań diagnostycznych i eksploatacyjnych, ułatwiających sprawdzenie pod względem cieplnym nowych konstrukcji, ich ocenę i optymalizację, wykrywanie błędów i nieprawidłowości, ocenę stopnia zużycia, wykrywanie mostów cieplnych, czy uszkodzeń. Obszar zjawisk wibroakustycznych możliwy do obserwacji sięga zasadniczo od dziesiątych części Hz do częstotliwości rzędu NHz, natomiast w tradycyinej diagnostyce drganiowej wykorzystuje się zasadniczo pasmo akustyczne, pozostały zakres częstotliwości, szczególnie zakres 80 kHz -0,5 MHz związany jest ze zjawiskiem emisji akustycznej, którego wykorzystanie w technice stwarza olbrzymie możliwości w dziedzinie kontroli bezpieczeństwa, jakości i niezawodności działania maszyn i urządzeń.

Emisję akustyczną definiuje się jako zanikającą falę sprężystą, powstałą w wyniku gwałtownego wyzwolenia energii sprężystej nagromadzonej w materiala. Przy czym pod pojęciem materiału należy rozumieć zarówno materiały w postaci gruntu, betonu, ceramiki, czy też same metale lub też kompozycje wykonane z różnych metali. Każdy z materiałów tak rozumianych ma pierwotny lub też 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, a zatem emisja zanikającej fali sprężystej. Przyczyny powodujące wyzwolenie energii można scharaktoryzować zarówno z punktu widzenia makroskopowego, jak również mikroskopowego zmian w materiałe. Z punktu widzenia makroskopowego będą to przyczyny natury mechanicznej, zmiana naprężenia, termicznej – zmiana temperatury, chemicznej – korozja. Z kolei

topya menutanty presidents and

patrząc z punktu widzenie mikroskopowego do przyczyn wywołujących emisję – akustyczną należy zaliczyć:

- ruch wakansów i dyslokacji, poślizgi na granicach ziern, występujące głównie w mikroobszarach o dużych naprężeniach w pobliżu granicy plastyczności matoriału;
- łączenie się dysłokacji, powstawanie szczelin i ich rozwój;
- przemiany fazowe w strukturze krystalicznej materiału.

Wynika stąd, że emisja akustyczna może być dobrym narzędziem uzupełniającym inne metody w badaniach diagnostycznych maszyn.

Podstawowym problemem jaki należy tu odwiązac, to opracowanie metody obróbki sygnału emisji akustycznej, umożliwiającej wyselekcjowanie takis miary, która byłaby proporcjonalna do intensywności występującego uszkodzenia.

Wyodrębniona, trzy dziedziny diagnozowania technicznego maszyn górniczych, wykorzystujących:

- 1<sup>0</sup> procesy wibracyjne w pasmie częstotliwości akustycznych,
- 2<sup>0</sup> zjawisko emisji akustycznej,
- 3<sup>0</sup> procesy termiczne odzwierciedlające intonsywność przemian cieplnych w układzie napędowym głowicy,

będą przedmiotem systemowych badań doświadczalno-analitycznych, prowadzących do ustalenia stopnia ich przydatności w procesie kontroli stanu jakości głowic ramieniowych.

# 2. CEL I ZAKRES PRACY

and the second se

Podstawowym celem pracy jest opracowanie optymalnych metod kontroli stanu dynamicznego złożonych układów mechanicznych na podstawie obserwacji i rejestracji sygnałów diagnostycznych obejmujących trzy dziedziny reprezentowane przez procesy wibracyjne, zjawisko emisji akustycznej craz procesy termiczna. Badaniami objęto głównie głowice kombajnów ścianowych, jako podstawowych organów urabiających o złożonej strukturze konstrukcyjnej.

Drgania generowane podczes pracy maszyn przez różne jej elementy kinematyczne, są następnie przenoszone na korpus maszyny i tworzą zbiór sygnałów wibracyjnych. W oparciu o analizę rejestrowanych sygnałów wibracyjnych, utworzono szereg nowych estymat wyniarowych i bezwymiarowych, przedstawiając dynamikę ich zmian w różnych punktach korpusu w zależności od obciężenia oraz kierunku obrotu układu. Wskazano na złożoność procesu diagnozowania wibracyjnego w odniesieniu do maszyn o złożonej strukturze kinematycznej, jak również na istotną rolę zniekształceń i zakłóceń, zależnych od miejsca odbioru drgań na korpusie.

Opierając się na przyjętym przez Autora modelu fizycznym przeanalizowano teoretycznie wpływ transmitancji układu na jednoznaczność informacji zawartych w rejestrowanych sygnałach wibracyjnych. Utworzone estymaty umożliwiły przeprowadzenie względnej klasyfikacji globalnych stanów dynamicznych badanych głowic, jak również niektórych jej elementów kinematycznych układu napędowego. Przyjęty model fizyczny łańcucha kinematycznego napędu głowicy umożliwił identyfikację drgań o częstotliwościach zdeterminowanych, odpowiadających określonym węzłom kinematycznym.

Druga dziedzina badań dotyczyła wykorzystania zjawiska emiaji akustycznej (EA) w procesie kontrolnego diagnozowania, zarówno całego obiektu, jak również niektórych jego elementów, odpowiednio uformowanych i deformacyjnie symulowanych podczas jednoosiowego naprężenia ściskającego. Zaprojektowana w tym celu aparatura pomiarowa umożliwiała pomiar i rejestrację graficzną określonych estymat, odzwierciedlających głównie te cechy sygnałów (EA), które są odpowiedzialne za odkształcenia naprężeniowopostaciowe, związane ze stanem dynamicznym zazębienia niektórych kół zębatych badanego układu. Wprowadzone przez autora estymaty rejestrowanych sygnałów (EA) stanowią oryginalne uzupełnienie stosowanych dotychczas zdeterminowanych miar opisujących własności generowanych fal (EA). Wykorzystując wprowadzone estymaty, uzyskano istotną korelację między sygnałami (EA) generowanymi w procesie obciężenia jednoosiowego próbek elementów kół zębatych i wału wyjściowego a sygnałami obciążonymi transmitancją w procesie pełnego obciążenia statycznego niektórych kół zębatych łańcucha kinematycznego głowicy. Fakt ten stanowi istotną informację, ważną z punktu widzenia metody projektowania układów diagnostycznych przeznaczonych głównie, do rozpoznawanie klas zdatności stanów maszyny, obejmujecych ultradźwiękowy przedział częstotliwości i stanowi nowość w światowych badaniach dynamicznych złożonych układów mechanicznych.

Trzecia dziedzina badań obejmowała wyznaczenie cieplnego obrazu obiektu w czasie rzeczywistym za pomocą aparatury termowizyjnej. Otrzymane termogramy umożliwiły 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.

Głównym celem przedstawionej pracy jest określenie zmiany stanu dynamicznego spowodowanej błędami wykonawczymi, zróżnicowaniem struktury wewnętrznej (niejednorodność materiałowa elementów), czy też błędami montażowymi elementów kinematycznych, przekraczającymi dopuszczalne poziomy tolerancji wykonawczo-montażowej. Przedstawione metody kompleksowego diagnozowania mogą być zastosowane zasadniczo do dowclnego układu dynamicznego, w którym występują koła zębate, wały oraz łożyska. Wstępna faza badań dotyczyła modelowego przedstawienia układu napędowego głowicy KGS-320, w oparciu o który wyznaczono wzajemne oddziaływania siłowe i reakcje w parach kinematycznych oraz obliczono częstotliwości rezonansowe określonych elementów układu. Zamiarem autora było zwrócenie szczególnej uwagi na ujawnienie związku przyczynowego pomiędzy wielkościę oddziaływań dynamicznych w poszczególnych parach kinematycznych a intensywnościę generowanych sygnałów zarówno wibracyjnych, jak również w pasmie częstotliwości ultradzwiękowych.

W pierwszej części pracy, poświęconej zagadnieniom diagnostyki wibroakustycznej, wskazano na złożoność procesu identyfikacji dynamicznej, wykazując jednocześnie, że realizacja procesu diagnostycznego winna być prowadzona przy uwzględnieniu całej złożoności procesów stochastycznych, generowanych przez maszynę. Pokazano następnie szereg nowych modyfikacji wykorzystania dla celów diagnostycznych ogólnie znanych estymat, takich jak: funkcja gęstości widmowej mocy, funkcje cepstrum i innych. Utworzone na ich podstawie miary, zarówno wymiarowe jak i bezwymiarowe w postaci współczynników pasmowych gęstości i widmowej mocy, czy współczynników Rice'a, stanowiły oryginalny wkład Autora w dziedzinę diagnozowania złożonych układów mechanicznych. Nowo wprowadzone estymaty umożliwiaję podanie kryteriów klasyfikacyjnych, zarówno w odniesieniu do globalnego stanu dynamicznego, jak również umożliwiaję identyfikacje stanu niektórych elementów kinematycznych głowic, których częstotliwości charakterystyczne zostały ujawniona w widmach rejestrowanych sygnałów.

W części drugiej przedstawiono wyniki badań zastosowanej po raz pierwszy przez Autora metody (EA), służącej głównie do oceny stanu zmian koncentracji naprężeń w elementach głowicy w procesie badań stanowiskowo-laboratoryjnych. Otrzymane wyniki badań metodą (EA) stanowią ważne uzupełnienie stosowanych metod diagnostycznych, opisując głównie zmiany strukturalne niektórych elementów, zarówno w skali mikro-, jak również makroskopowej.

W trzeciej części, uzupełniającej niejako, 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 w określonych punktach węzłowych, stanowią również źródło istotnych informacji o przebiegu procesów cieplnych zachodzących w maszynach. Przeprowadzone badania stanowiskowe potwierdziły przydatność pomiaru promieniowania podczerwonego do określenia rozkładów termicznych badanych głowic ramieniowych.

alla sinatestate sentence of second organization and the second second of the second s

trub into your or set or help or help or help to be a personal water by the beat

#### 3. ZAGADNIENIA WSPÓŁCZESNEJ DIAGNOSTYKI WIGRACYJNEJ

Podczas pracy maszyn, zachodzące w nich procesy robocze wzbudzają drgania, które następnie przenoszone są przez elementy samej maszyny i otaczające ją środowisko. Każdemu z tych procesów w dowolnej chwili czasu odpowiada pewien stan urządzenia, czyli ogół cech wewnętrznych obiektywnie charakteryzujących dane urządzenie. Dokładne rozpoznanie stanów, odpowiadających generowanym procesom, jakie urządzenie może przyjmować w różnych warunkach pracy, stanowi przedmiot badań diagnostycznych [7, 19] omawianych w niniejszej publikacji.

Badania diagnostyczne mogą być prowadzone w sposób teoretyczny lub doświadczalny. W przypadku badań teoretycznych "buduje się" model fizyczny urządzenia, uwzględniając badany proces a następnie opisuje się go za pomocą równań matematycznych [44], których rozwiązania pozwalają wyciągnąć szereg istotnych wniosków, przydatnych następnie w badaniach doświadczalnych [8].

Duże i skomplikowane urządzenia mechaniczne, które coraz częściej stosowane są w górnictwie, modeluje się nie jako jeden system, lecz jako zbiór mniejszych systemów (posystemów), reprezentujących jego podzespoły lub niektóre nawet elementy. Podział taki jest uwarunkowany z jednej strony konstrukcją rozpatrywanego urządzenia, zaś z drugiej strony celem i sposobem prowadzenia badań. W takim zbiorze poszczególne systemy mogą poprzez swoje wyjścia oddziaływać na inne podsystemy, natomiast poprzez wejścia podlegać mogą oddziaływaniu innych systemów. Mogą tu wystąpić oddziaływania jednostronne, obustronne, czyli ze sprzężeniem zwrotnym lub też może się zdarzyć, że określone systemy nie oddziaływają na siebie, co oznacza, że są one od siebie niezależne. Przyjmując np., że urządzenie dało się podzielić na szereg podsystemów P<sub>1</sub>,P<sub>2</sub>,...,P<sub>N</sub>, które następnie udało się dokładnie przebadać, znajdując dla każdego z nich transformację stanów i wykres kinematyczny, a ponadto zostały dodatkowo rozpoznane i przebadane sprzężenia, jakie występują w tym zbiorze, to taki zbiór bedzie wówczas znany. Oznacza to, że na podstawie znajomości stanów podsystemów, jak również sposobów sprzęgania, można przewidzieć stany przyszłościowe całego urządzenia.

W analogiczny sposób jak podsystemy modelu, w urządzeniach rzeczywistych sprzężone są procesy wyjściowe. zachodzące w badanym urządzeniu. Ma to istotne znaczenie dla samych badań diagnostycznych ze względu na fakt, ze stany, które zaistniały przy znanych wartościach parametrów wejścia, zawierają w sobie wiele istotnych informacji dotyczących badanego urządzenia. wynika stąd np. to, że stany procesu ruchu drgającego głowic kombajnowych występujące przy różnych warunkach pracy, odzwierciedlają m.in własności dynamiczne układu napędowego, jak również obciążenia stochastyczne, występujące na zębach organu urabiającego w warunkach eksploatacji. Z kolei obciążenia dynamiczne na zębach przekładni zębatej zawierają również m.in. informacje o sztywnościach zazębienia [27]. Informacje te nie są jednak podawane bezpośrednio, lecz występują one w postaci zakodowanej. Podstawowym celem identyfikacji dynamicznej maszyny jest rozszyfrowanie takiej zakodowanej w sygnale informacji, co stanowi zagadnienie równie trudne, co ważne. Podstawowe własności obiektu badań uwidoczniają się podczas jego funkcjonowania, w określonych ściśle ustalonych warunkach laboratoryjnych. Z tego względu istotnym zagadnieniem jest podanie takiego sposobu postępowania diagnostycznego, aby było ono możliwie najefektywniejsze, zarówno w sensie prakseologicznym, jak i ekonomicznym. Ogólny schemat powstawania diagnostycznego sygnału wibroakustycznego w obiekcie mechanicznym przedstawiono na rys. 3.1 [16]. Podstawowymi źródłami generacji sygnału są pary kinematyczne układu dynamicznego 3, które



Rys. 3.1. Schemat powstawania sygnału wibroakustycznego

1 - ciąg impulsów uderzeniowych, 2 - sygnał odniesienia, 3 - źródło sygnału (elementu maszyny), 4 - kodowanie sygnału, 5 - kadłub maszyny, 6 zakłócenia, 7 - czujnik drgań, 8 - mikrofon, 9 - układ rozdzielenia sygnału, 10 - układ pomiaru parametrów sygnału, x<sub>1</sub>,x<sub>2</sub>,...,x<sub>n</sub> - rzeczywiste wartości parametrów struktury par kinematycznych, s<sub>1</sub>,s<sub>2</sub>,...,s<sub>n</sub> - sygnały par kinematycznych, s(t) - diagnostyczny sygnał drganiowy, s(t) - diagnostyczny sygnał hałasowy, s<sub>1</sub>,s<sub>2</sub>,...,s<sub>n</sub> - składowe sygnału wibroakustycznego, x<sub>1</sub>,x<sub>2</sub>,...,x<sub>n</sub> - zmierzone wartości parametrów struktury

Fig. 3.1. Diagram of formation of vibro-acoustic signal

1 - impact pulse train, 2 - reference signal, 3 - signal source (of machine element), 4 - signal coding, 5 - machine frame, 6 - interferences, 7 - vibration gauge, 8 - microphone, 9 - signal separation system, 10 - signal parameters measuring system, x<sub>1</sub>,x<sub>2</sub>,...,x<sub>n</sub> - real values of kinematic couples structure parameters, s<sub>1</sub>,s<sub>2</sub>,...,s<sub>n</sub> - kinematic couples signals, s(t) - diagnostic noise signal, s'<sub>1</sub>,s'<sub>2</sub>,...,s'<sub>n</sub> - vibro-acoustic signal components, x'<sub>1</sub>,x<sub>2</sub>,...,x'<sub>n</sub> - measured values of structur parameters

w wyniku zderzeń części wytwarzają ciąg periodycznych impulsów uderzeniowych 1. Wszystkie elementy obiektu pracuję w określonej kolejności, generując zdarzenia w parach kinematycznych. Rozpatrując zatem położenie impulsu uderzeniowego względem sygnału odniesienia 2, można określić pare kinematyczną, która go wytworzyła. W wyniku zderzenia określonych elementów kinematycznych powstają drgania, w których są zakodowane informacje o stanie określonej pary kinematycznej. Informacje te sę określone przez czasowe położenie impulsu t<sub>o</sub>, długość jego trwania t<sub>z</sub>, amplirudę A oraz jego kształt. Generowane drgania rozprzestrzeniają się w ośrodku 5, stanowiącym zabudowany układ dynamiczny maszyny i docieraję 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 zewnetrznym obwodzie czujnika można wykonywać kolejne całkowania i uzyskać w ten sposób sygnał proporcjonalny do prędkości lub przemieszczenia drgań. Równolegle można również stosować przetwornik 8, będący mikrofonem kondensstorowym, który przetwarza zmiany ciénienia akustycznego na sygnał elektryczny. Wynika stąd, że istnieje możliwość oceny stanu par kinematycznych maszyny poprzez pomiar 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 sygnałów na efektywność diagnostyczna jednoznaczności niektórych estymat, odzwierciedlających stan dynamiczny określonych węzłów kinematycznych. Zagadnienie to będzie przedmiotem szczegółowej analizy teoretycznej. Z przetworników 7, 8 sygnał elektryczny jest podawany do urzędzeń 9 1 10 rozdzielania, przetwarzania i pomiaru określonych parametrów. Wyjściowy sygnał wibroakustyczny s(t) stanowi sumaryczny zbiór oddziaływania wszystkich elementów kinematycznych. Z zagadnieniem tym więżą się dwa podstawowe problemy, których rozwiązanie etanowi przedmiot badań wielu prac z tej dziedziny. Pierwszy problem jest związany ze znalezieniem skutecznych sposobów rozdzielania sygnału wyjściowego s(t) na składowe s, s, s, ..., s, z itórych każda winna odzwierciedlać stan dynamiczny okreslonej pary kinematycznej. Natomiast drugi problem dotyczy zagadnienia pomiarów wartości określonych parametrów oraz przeprowadzenia na ich podstawie oceny wartości parametrów struktury. Zagadnienia te będą przedmiotem szczegółowej analizy w odniesieniu do głowic kombajnowych w przedłożonej rozprawie.

of the state of the love on Passan and the same being as

1111115 ALS 16707800 100

pheanenothetes and Tenenet entrane

- Binnesite couples agoints

chestycone, wystypujece of pytach organe provide the state of all

#### 4. OPIS TECHNICZNY OBIEKTU BADAŃ

Przedmiotem badań i szczegółowej analizy diagnostycznej były głowice ramieniowe kombajnów ścianowych KGS-320, które 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 weglowe, jako główne urządzenia urabiające, produkowane są w kilku odmianach, które wynikaję z zakresu wysokości urabiania, zainstalowanej mocy, siły pociegowej oraz predkości posuwu, które decydują o wydajności kombajnu. Kombajny typu KWB mają napędowe silniki elektryczne w korpusie maszyny, przy czym jeden z silników napędza organ urabiający oraz mechanizm posuwu, a drugi tylko organ urabiający. Taki układ obciążenia silników stwarza niekorzystny podział mocy między organ urabiający a mechanizm posuwu, co w konsekwencji odbija się niekorzystnie na prędkości posuwu, a więc wydajności kombajnu [43]. Dla 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. Głowica kombajnowa stanowi ruchome ramię, 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\_-Z\_, ) oraz Łożysk tocznych (1-15) przedstawicno na rys. 4.1. Ramię stanowi jednolitę komorę, w której smarowanie kół zębatych i łożysk jest zanurzeniowo-rozbryzgowe. Schemat złożeniowy układu napędowego głowicy ramieniowej KGS-320 podano na rys. 4.2.

ani der del element blimmetecury untadu approximate startey and the



Rys. 4.1. Schemat kinematyczny układu napędowego głowicy KGS-320 Fig. 4.1. Kinematic diagram of the power transmission system of the head KGS-320



Rys. 4.2. Schemat złożeniowy przekładni ramienia kombajnu KGS-320 Fig. 4.2. Assembly diagram of rocker transmission gear of the combine KGS-320

## 5. FIZYCZNE PRZYCZYNY DRGAŃ GENEROWANYCH W UKŁADACH MECHANICZNYCH

Podstawowymi elementami każdego urzędzenia mechanicznego 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 bezwzładności podczas ruchu elementów ze zmiennymi przyspieszeniami, 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 częstotliwości charakterystyczne, odzwierciedlające pasma wzmożonej emieji drgań tych elementów główne przyczyny drgań podstawowych elementów kinematycznych układu napędowego głowicy przeanalizowane zostanę niżej.

#### 5.1. Drgania wymuszone wałów

Pomimo że wały w swej konstrukcji stanowia bardzo proste elementy maszyn, speżniają jednak dość liczne i ważne zadania dynamiczne. Wały, łącząc z reguły między sobą magazyny energii kinetycznej, wprowadzają również do układów magazyn energii potencjalnej wynikającej ze sprężystości samego wału. Układy zawierające te dwa rodzaje magazynów energii charakteryzują się możliwościami występowania zjawisk rezonansowych, wynikających ze sposobu przepływu energii, których amplitudy drgań moge osiegać znaczne wartości ze względu na małe rozproszenie energii, jakie ma miejsce w elementach dysypacyjnych. Ze względu na znaczną moc przenoszoną przez wały, znajomość właściwości dynamicznych wału i mas wirujących odgrywa decydującą rolę przy prawidłowym konstrułowaniu i eksploatacji każdego urządzenia mechanicznego. Przenoszenie momentów zginających i skręcających przez wał w określonych zmiennych warunkach obciążeń może powodować drgania wymuszone giętne i skrętne. Ponadto, równoczesne współistnienie magazynów energii kinetycznej i potencjalnej w układach mechanicznych umożliwia występowanie samowzbudnych drgań giętnych i skretnych. Znane sa z praktyki przypadki, że wały wirujące niektórych urządzeń mogą, przy pewnych częstotliwościach obrotów, przechodzić w stan dynamicznie niestabilny i wykonywać drgania o dużych amplitudach [21]. Zjawisko to jest wyjatkowo niebezpieczne, prowadzi ono bowiem do szybkiego pogorszenia stanu technicznego całego urządzenia, a w konsekwencji do jego awarii.

Do podstawowych przyczyn drgań wałów należy zaliczyć niewyważenie, nieosiowość oraz zgięcie wału. Zarówno czas wyważenia, jak również jego dokładność zależą istotnie od niewyważenia początkowego, tzn. od niewyważenia, jakie posiadał wirnik przed korekcją masy. Im mniejsze jest niewyważenie początkowe, tym krótszy jest czas wyważenia oraz większa jego dokładność. W przypadku dużego niewyważenia początkowego, masa korekcyjna może być tak duża, że jej zlokalizowanie lub dodanie może być bardzo utrudnione, a w niektórych przypadkach nawet niemożliwe. Z tego względu stosowane metody konstruowania, oraz wytwarzania powinny w dużmy stopniu uwzględniać minimalizację niewyważenia początkowego [22].

Przyjęcie w fazie projektowania i konstruowania zbyt luźnego pasowania elementów może być przyczyną wyetąpienia bicia promieniowego i osiowego, prowadzącego do zwiększenia niewyważenia początkowego wirnika. Może również wystąpić przesunięcie środka ciężkości wirnika względem osi symetrii, wywołane niejednorodnością materiału. Występuje ono głównie w elementach odlewanych w postaci jam skurczowych.

Znacznie mniejeze niewyważenie początkowe wykazują elementy obrabiane skrawaniem, a jego wielkość zależy głównie od błędów mocowania elementu na obrabiarce. Jeżeli w określonym miejscu wału promień precesji jest większy, niż luz promieniowy, to w miejscu styku następuje przytarcie wału do nieruchomej części maszyny, co schematycznie zostało zobrazowane na rys. 5.1. Przytarcie wirnika może także występić w wyniku nieprawidłowego



Rys. 5.1. Skrzywienie sprężyste i plastyczne wału Fig. 5.1. Elastic and plastic deviation of shaft

promieniowego położenia wału i kadłuba lub niedopuszczalnego osiowego przesunięcia wirnika. W obu przypadkach generowane są drgania o dość złożonym charakterze. Należy tu również podkreślić. że drgania maszyny wywołane przytarciem związane sę z hałasem o znacznym poziomie, którego analiza umożliwia wczesne wykrycie i zlokalizowanie powstałych przytarć.

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 styczne, które zostały przedstawione obrazowo na rys. 5.2.



Rys. 5.2. Przypadki rozosiowania wirników a) promieniowe, b) kątowe, c) promieniowo-kątowe, d) skośne Fig. 5.2. Cases of disalignement of impellers a) radial, b) angular, c) radial-angular, d) oblique

Podczas przemieszczenia promieniowego osie wałów są przesunięte równolegle o wartość mimośrodowości  $\mathcal{E}$  (rys. 5.2a), 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  $\beta$ (rys. 5.2b). Często występują równocześnie przemieszczenia promieniowe i kątowe, przy czym osie wałów mogą leżeć w jednej płaszczyźnie (rys.5.2c) lub też tworzyć proste skośne (rys. 5.2d). W tym ostatnim przypadku rozosiowanie wałów jest określone przez trzy parametry: mimośrodowość  $\mathcal{E}$ , przemieszczenie kątowe  $\beta$  oraz kąt zawarty między płaszczyznami, w których wystąpiły przemieszczenia promieniowe i kątowe.

Wymienione rodzaje rozosiowania wywołują drgania osiowe i promieniowe wałów, przy czym podczas równoległego przesunięcia osi, drgania osiowe łożysk są nieznaczne, natomiast amplitudy drgań promieniowych mają duże wartości. W przypadku niewyważenia elementów obrotowych, dominującą częstotliwością w widmie przemieszczenia drgań będzie częstotliwość charakterystyczna f obracającego się wirnika, przy czym maksimum amplitudy wystąpi na kterunku promieniowym osi wału. Natomiast nieosiowość lub zgięcie wału może spowodować występowanie w widmie przemieszczenia drgań dyskretnych o częstotliwościach dominujących, odpowiadających pewnej częstotliwości charakterystycznej f lub też jej wielokrotności, najczęściej  $2f_0$ , a niekiedy  $3f_0$ ,  $4f_0$ , które mogą zostać ujawione zarówno na kierunku osiowym, jak również radialnym [49].

ALL DURING WEAKING WIG

#### 5.2. Fenomenologiczne ujęcie przyczyn drgań łożysk tocznych

Własności generujące łożyska tocznego są głównie związane z chwilową zmianą liczby elementów przenoszących obciążenie oraz z nieidealnym zarysem bieżni. Występowanie tych dwu niekorzystnych cech wraz z nadmiernym luzem powoduje konieczność kontroli własności łożysk, zarówno w fazie produkcji, jak również eksploatacji. Poniżej zostaną opisane głównie technologiczne przyczyny drgań łożysk tocznych jako elementu samodzielnego, niezabudowanego w konstrukcję maszyny. Z badań opublikowanych przez uczonych radzieckich [18] wynika, że o jakości łożyska, jako elementu samodzielnego, decyduje poziom drgań, im drgania mniejsze tym łożysko lepsze i odwrotnie. Powstaje pytanie co determinuje poziom drgań łożyska nowego? W przypadku określonego typu łożyska, będą to głównie technologiczne przyczyny drgań, na które składają się trzy podstawowe rodzaje błędów, a mianowicie:

 Błędy kształtu (BK) - mikro- i makrofalistość, odchyłka profilu bieżni, chropowatość;

- 2. Błędy geometrii (BG) bicie poprzeczne i bicie wzdłużne;
- 3. Luz (L) poprzeczny i wzdłużny.

Uwzględniając przy tym jeszcze kinematykę łożysk tocznych, można dojść do wniosku, że środek wirującego czopa porusza się po krzywej o bardzo złożonym charakterze. Podczas każdego obrotu wału postać tej trajektorii znacznie się zmienia, ponieważ wzajemne oddziaływania wymienionych przyczyn są dość przypadkowe i nieregularne. Obecny poziom wiedzy o technologicznych przyczynach drgań łożysk tocznych jest jeszcze na tyle niedoskonały, że nie pozwala napisać ilościowego związku między poziomem drgań, a wyszczególnionymi wyżej przyczynami technologicznymi. Można jedynie napisać ogólny związek typu jakościowego [7]:

 $L_{v} = f(BK, BG, L).$ 

(5.1)

W celu więc oceny jakości konieczne są badania całego łożyska za pomocę odpowiednio opracowanego testu i urządzenia oraz poszukiwanie takiej miary wyselekcjonowanego sygnału wibracyjnego, która umożliwiłaby jego identyfikację dynamicznę w warunkach zabudowy łożyska w układ badanej maszyny.

#### 5.2.1. Wpływ błędów kształtu na poziom drgań łożysk tocznych

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 mikronie-

równości 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, jak już wspomniano wyżej, rzeczywisty ruch jest bardzo złożony. Na złożoność tę wpływają dodatkowo siły tarcia i bezwładności działające na części toczne. Nieuwzględnienie jednak tych wszystkich czynników nie ma istotnego znaczenia na dokładność oceny rzeczywistego ruchu elementów łożyska, jednak w zależności od umiejscowienia pewnych uszkodzeń mechanicznych w czasie ruchu, stanowią one źródło drgań o amplitudach mieszczących się w różnych pasmach częstotliwości [46]. Zakładając, że pierścień wewnętrzny obraca się z prędkością obrotową n", a zewnętrzny z prędkon<sub>z</sub> (zgodnie z rys. 5.3), wówczas prędkość obrotową koszyka łożyska ścią tocznego można obliczyć wykorzystując zależność [14]



Rys. 5.3. Parametry ruchu części tocznych w łożysku Fig. 5.3. Motion parameters of roller parte in bearing

$$n_{k} = \frac{n_{w}}{2}(1 - \frac{d}{D} \cdot \cos\beta) + \frac{n_{z}}{2}(1 + \frac{d}{D} \cdot \cos\beta), \qquad (5.2)$$

conferences of the postareability of possible, on bartals i rotalary attronte-

#### gdzie:

- d średnica elementu tocznego,
- D średnica podziałowa koszyka,
- β kąt przyporu.

W przypadku gdy uszkodzona bieżnia nie wiruje  $n_w = 0$  lub  $n_z = 0$ , to z zależności (5.2) wynika, że częstotliwość sił wymuszających drgania ło-żyska wynosi

$$f_1 = \frac{n}{2} \cdot f_0(1 \pm \frac{d}{D} \cdot \cos\beta),$$
 (5.3)

gdzie:

f - częstotliwość obrotów pierścienia,

n - liczba elementów tocznych.

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

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

Prędkość obrotowa samego tylko elementu tocznego wokół własnej osi wynosi

 $n_{t} = \frac{D}{d} \left[ 1 - \left(\frac{d}{D} \cdot \cos\beta\right)^{2} \frac{n_{z} - n_{w}}{2} \right]$ (5.4)

W przypadku gdy wiruje tylko jeden pierścień z prędkością obrotową n<sub>o</sub>, to wówczae ostatnia zależność przyjmie postać

 $n_t = \pm \frac{n_o}{2} \frac{D}{d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cdot \cos \beta \right)^2 \right].$  (5.5)

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

 $f_2 = f_0 \cdot \frac{D}{d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cdot \cos \beta \right)^2 \right].$  (5.6)

W przypadku zrównania częstotliwości drgań impulsowych łożyska z częstotliwością własną jakiegoś elementu maszyny, może wystąpić gwłatowne zwiększenie amplitudy drgań. Jeżeli wewnętrzny pierścień łożyska tocznego posiada bieżnię falistą, to wówczas podczas wirowania elementy toczne drgają bardziej intensywnie w kierunku promieniowym. Falistość profilu bieżni można opisać w układzie biegunowym, wykorzystując harmoniczną szeregu Fouriera, określoną zależnością

$$R = R_{W} + A \cdot \sin Z_{f} \cdot \mathcal{G} .$$
 (5.7)

gdzie:

- R długość wektora wodzącego,
- R<sub>w</sub> nominalny promień bieżni pierścienia wewnętrznego,
- A amplituda pierwszej harmonicznej,
  - Z<sub>f</sub> liczba fal na obwodzie bieżni,
- 🦿 zmienny kąt fazowy.

Częstotliwość drgań spowodowanych przez falistość bieżni łożysk tocznych można w przybliżeniu obliczyć wykorzystując wyrażenie

(5.8)

$$f_{f} = f_{0} \frac{Z_{f} \cdot n}{2q} (1 \pm \frac{d}{D} \cdot \cos \beta)$$

gdzie:

q - oznacza największy podzielnik Z, i n.

Również częstotliwość drgań wywołanych owalizacją elementów tocznych można obliczyć wykorzystując przybliżoną zależność

$$f'_{0} = f_{0} \cdot \frac{D}{d} \cdot n(1 \pm \frac{d}{D} \cdot \cos \beta).$$
 (5.9)

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

#### 5.2.2. Wpływ luzów łożyskowych na poziom drgań łożysk

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

$$f_{L} = \frac{1}{2} f_{0} n(1 \pm \frac{d}{D} \cdot \cos\beta).$$
 (5.10)

Również w przypadku zniekształcenia samego koszyka łożyska, wzbudzane są drgania o częstotliwości

$$f_k = \frac{1}{2} f_0 (1 \pm \frac{d}{D} \cdot \cos \beta).$$
 (5.11)

Należy tu podkreślić, że nawet gdyby łożysko udało się wykonać w sposób idealnie dokładny, to również wtedy stanowiłoby źródło drgań i hałasów, wywołanych sprężystymi odkaztałceniami, poślizgami obtaczających się elementów oraz zawirowaniami powietrza porwanego przez układ toczny. - 33 -

Każda z wyszczególnionych wyżej częstotliwości opisujących określony typ uszkodzenia leży w określonym pasmie częstotliwości i z tego względu w oparciu o podział widmowy drgań łożyska można zdefiniować cztery prawie niezależne czynniki jakości drganiowej łożyska:

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

Aby zatem wyznaczyć określony rodzaj występujących nieprawidłowości, należy w zbiorze określonych estymat drganiowych utworzyć takie, które najlepiej odzwierciedlają dany rodzaj defektu, przy określonym typie łożyska [71].

### 5.3. Drgania przekładni zebatych

Przekładnie zębate stanowią jeden z najbardziej rozpowszechnionych mechanizmów stosowanych we współczesnej budowie maszyn. Jako urządzenia napędowe służą do przenoszenia ruchu obrotowego i momentu z jednego elementu mechanicznego do drugiego. Prawidłowo zaprojektowana i wykonana przekładnia zębata ma szereg zalet niepowtarzalnych w innych rozwiązaniach. Należą do nich głównie:

- duża sprawność,

 możliwość przenoszenia napędu w szerokim zakresie mocy i prędkości obrotowej,

FIG. 5.4. Schwantle picture of each

- wysoka dokładność przełożenia,
- wysoka niezawodność i inne.

Dla przekładni zębatych stawia się specjalne wymagania odnośnie do pewności i długotrwałości działania. Wymiana zużytej bądź uszkodzonej przekładni jest bardzo kosztowna, dodatkowo kosztuje również przerwa w funkcjonowaniu maszyny. Z tego względu istotnym zagadnieniem jest sprawa kontroli stanu technicznego całej przekładni, jak też jej elementów.

ne other energiesed hole, must to jednes, disposed privilegents (endocome

#### 5.3.1. Dynamika stanu zazębienia na szerokości koła

Nierównomierny rozkład obciążenia na szerokości koła może dawać impulsy wibracyjne w określonym pasmie częstotliwości i jest zasadniczo uwarunkowany trzema przyczynami [24, 26]:

1<sup>0</sup>) Wadliwą obróbką mechaniczną prowadzącą między innymi do powstania błędów mających bezpośredni wpływ na ślad przylegania, takich jak: nierównoległość osi, wichrowatość osi i błąd kierunku linii zęba. W wyniku istnienia tych błędów, zęby nie stykają się ze sobą na całej szerokości koła, lecz najczęściej z jednej tylko strony; 2<sup>0</sup>) Koła wykazujące prawidłowy ślad przylegania zębów podczas pracy na biegu jałowym, w warunkach pełnego obciążenia wykazują ślad nieprawidłowy, również najczęściej jednostronny. Wynika to głównie z wpływu odkeztałceń wałów i korpusów kół, powstałych pod działaniem przenoszonego obciążenia;

- 34 -

3<sup>0</sup>) W kołach o zębach prostych, ząb wchodzi w zazębienie jednocześnie na całej szerokości koła. Pomimo że sztywność zmienia się wzdłuż drogi zazębienia, to jednak zmiany te, powstające na całej szerokości koła, nie wywołują nierównomiernego rozkładu obciążenia.

Przyjmując, że na skutek działania różnych błędów technologicznych, w przypadku zębów prostych między zębami tworzy się pewien kąt ở, jak to pokazano na rys. 5.4. Kąt ten jest najczęściej mniejszy od 1' i z tego względu wygodniej jest określać wzajemne położenie zębów przez podanie różnicy  $\Delta$  lub stosunku  $\frac{\Delta}{b}$ , będącego tangensem kąta 3, jak przedstawia to rys. 5.5.





Rys. 5.4. Schematyczny obraz sprężystości zazębienia Fig. 5.4. Schematic picture of mesh elasticity

Rys. 5.5. Rozkład obciążenia na zębach o dużych błędach przylegania Fig. 5.5. Load distribution on teeth with great adhesion errors

Na skutek obciążenia zęby ulegają odkaztałceniu, co zostało na rys.5.5 przedstawione jako ugięcie sprężen, a ich linia styku osiągnie długość b' [25]. Przy odpowiednio dużym obciążeniu, wszyskie sprężyny wejdą w kontakt i wówczas odcinek b' osiągnie długość b, tj. zęb rozpocznie pracę na całej szerokości koła. Mimo to jednak, długość przylegania (widoczna na śladzie) jest zależna z jednej strony od wielkości błędu, natomiast z orugiej od wielkości obciążenia.

W przypadku małych błędów, w porównaniu z odkształceniami, wytwarza się sytuacja przedstawiona na rys. 5.6, na którym wykreślono linie zębów przed i po obciężeniu, określając tym samym maksymalne f<sub>max</sub> i średnie f<sub>m</sub> odkaztałcenie. Położenie linii 0-0 po obciężeniu można wyznaczyć z zależności

dx,

(5.12)








a masdagustatalnych wlasnuštisch posistkowych szybko asresta, uterpas na tatning role w procesta avalizy washodrad, primedigo da szybich wartu gdzie:

P - obciążenie całkowite,

k - sztywność zazębienia.

Następnie można wyznaczyć f<sub>max</sub> oraz współczynnik K<sub>r</sub> charakteryzujący skutki błędów technologicznych.

Należy tu podkreślić, że charakter obciążenia pojedynczego zęba zależy również od prędkości kętowej przekładni, co potwierdza analiza oddziaływań w strefie zazębienia, przedstawiona na rys. 5.7 [28]. Obciążenie takie jest zdarzeniem elementarnym, które w wyniku transformacji kinematycznej (obroty) daje cięg zdarzeń pobudzających do drgań całą konstrukcję. Należy jednak stwierdzić, że transformacja ta nie jest wiernym powtórzeniem historii obciążenia, co byłoby możliwe tylko w przypadku przekładni idealnej, tzn. bez błędów produkcyjnych, montażowych oraz dla czasu eksploatacji t=0. W szczególności otrzymuje się okresowy ciąg zdarzeń o okresie wynikającym z konstrukcji przekładni, natomiast stopień rozrzutu między poszczególnymi zdarzeniami elementarnymi w okresie będzie świadectwem stanu technicznego przekładni.

#### 5.3.2. Źródła wymuszeń procesów drgających w przekładni zebatej

Błędy wykonania kół zębatych mają decydujący wpływ na dynamikę przekładni, a w związku z tym na rozkład obciążenia na szerokości koła, jak również stanowią one źródła drgań generowanych w procesie eksploatacji. W szczególności błędy technologiczne można podzielić na [26]:

- j=1) błędy korpusu koła zębatego bicie promieniowe powierzchni odniesienia (i=1), bicie czołowe powierzchni odniesienia (i=2), bicie promieniowe powierzchni łożyskowania (i=3), bicie osiowe łożyska (i=4), błąd średnicy koła wierzchołków (i=5), bicie promieniowe walca wierzchołków (i=6);
  - j=2) błędy zazębienia błędy podziału (w płaszczyźnie czołowej, w płaszczyźnie normalnej, na kole zasadniczym) pojedyncze (i=1) i sumaryczne (i=2), błędy zarysu (i=3), mimośrodowość (i=4) i bicie (i=5), błędy współpracy jedno- i dwustronnej (i=6), błęd kierunku zęba (i=7);
  - j=3) błędy montażu pary kół błęd odległości osi (i=1), błęd nierównoległości osi (i=2), błęd wichrowatości osi (i=3).

Sama produkcja obiektów technicznych wymaga obecnie procesów technologicznych obejmujących dziesiątki, a nawet setki różnych operacji. W wyniku tego dwa tego samego typu obiekty o kolejnych numerach fabrycznych mogą się różnić własnościami, pomimo zachowania podstawowych warunków technologicznych. Jeżeli ponadto występiły jeszcze odchylenia od normalnego przebiegu produkcji, to prawdopodobieństwo wyprodukowania obiektów o niedopuszczalnych własnościach początkowych szybko wzrasta, odgrywa to istotną rolę w procesie analizy uszkodzeń, prowadząc do szybkiej awarii obiektu. Z uwagi na przejrzystość dalszych rozważań, można dokonać formalnego zapisu własności poczętkowych przekładni w postaci wielowymiarowej tablicy prostokętnej:

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} x_{j1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{11}, x_{12}, \dots, x_{1n} \\ x_{21}, x_{22}, \dots, x_{2n} \\ x_{31}, x_{32}, \dots, x_{3n} \end{bmatrix}$$

W zależności od rodzaju i przeznaczenia przekładni, wyznacze się zbiór własności początkowych, istotnych dla prawidłowego funkcjonowania przekładni i jej niezawodności, które mogą być jednoznacznie odzwiarciedlone przez określone estymaty sygnałów wyjściowych, również wibracyjnych. Każdy element przekładni stanowi cieło sprężyste, a zatem da się pobudzić do drgań, przy czym generowany jest wówczas nie pojedynczy impuls o określonej częstotliwości drgań, lecz całe widmo o dość szerokim pasmie. Jednak okazuje się, że w niektórych pasmach częstotliwości poziom drgań jest szczególnie wysoki, głównie w pobliżu częstotliwości stenowiących całkowita wielokrotność częstotliwości pobudzania. W przeważającej większości przypadków, drgania o częstotliwości podstawowej zawierają tylko kilka procent mocy całkowitej. Przeważająca część mocy akustycznej pochodzi od wyższych harmonicznych. Charakter drgań generowanych przez przekładnie istotnie zależy od ich rodzaju. Można przyjąć, że prawidłowo pracujęca przekładnia zębata winna mieć koła, których zęby powinny się stykać na około 1/3 szerokości zęba, natomiast powierzchnia zetknięcia winna być zlokalizowana w środku powierzchni zęba [41].

## 5.3.3. Częstotliwości charakterystyczne drgań przekładni zębatych

Niewyważenie kóż oraz mimośrodowe osadzenie na wale, a także odchyżka kinematyczna zazębienia stanowią źródża drgań o niskiej częstotliwości. W większości przypadków liczby zębów  $z_1$  i  $z_2$  są względem siebie liczbami pierwszymi, z tego względu kożo maże o liczbie zębów  $z_1$  musi wykonywać  $z_2$  pełnych obrotów, celem powtórzenia się analogicznej sytuacji w obu kożech.

Mimośrodowe osadzenie koła wywoła sygnały o częstotliwości:

$$f_1 = \frac{n_1}{60}, [Hz]$$

(5.13)

gdzie:

n, - prędkość obrotowa koła zębatego.

(5.14)

$$f_{1,2} = \frac{n_1}{60 \cdot z_2},$$
 [Hz]

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 istotne znaczenie w diagnostyce przekładni, w przypadku wyznaczania zmian rozkładów błędów podziału, mimośrodowości itp. [27].

W analogiczny sposób można wyznaczyć częstotliwości wywożane obracaniem się drugiego koża

$$f_2 = \frac{n_2}{60} = \frac{f_4}{u}$$
 (5.15)

Istotne znaczenie w procesie wytwarzenie sygnałów wibroskustycznych posiadaję częstotliwości zwięzene z zazębieniem się zębów

$$z_{z} = \frac{z_{1}n_{1}}{60} = \frac{z_{2}n_{2}}{60} = f_{1} \cdot z_{1}.$$
 (5.16)

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

$$f_k = k \cdot f_1, \quad f_k = k \cdot f_{1,2}, \quad f_{k,2} = k \cdot f_2$$
 (5.17)

gdzie: k = 1,2,3,...

1

Liczba harmonicznych i ich amplitudy zależą zarówno od rodzaju zazębienia, jak również występowania błędów kinematycznych oraz właściwości aprężystych kół i obudowy.

W przypadku przekładni planetarnej jednostopniowej mogą zostać ujawnione częstotliwości związane z prędkościę obrotowę jarzma n<sub>j</sub> i liczbą kół ebiegowych s:

$$f_j = k \cdot \frac{n_1}{60}, \quad f_s = k \cdot s \frac{n_1}{60}, \quad [Hz].$$
 (5.18)

Ponadto, również mogą występować sygnały, których częstotliwości charakterystyczne związane sę z zazębieniami się zębów edpowiednich kóż układu aatelitarnego:

$$f_{zs} = k \cdot \frac{z_z}{z_a} \cdot n_j, \quad f_z = k \cdot n_j \cdot z_z$$

gdzie:

z, – liczba zębów koła z uzębieniem zewnętrznym,

z\_ - liczba zębów koła obiegowego.

W okresie zazębiania się zębów występuje kilkekrotne pobudzanie do drgań, odpowiednio do samej fezy zazębiania, co schematycznie przedsta-



Rys. 5.8. Schematyczne przedstawienie kolejnych faz zazębienia Fig. 5.8. Schematic presentation of the succassive phases of meshing wiono na rys. 5.8. Gdy koło 2 napedza koło 1, kolejne fazy zazębienia przedstawić można następująco. W punkcie K, stops zęba koła napedzającego wchodzi w zazębienie i spotyka się z głową zęba napędzanego. W tym momencie poprzednia para zębów pozostaje jeezcze w zazębieniu. Wejście następnej pary zębów wywołuje pewnego rodzaju uderzenie spowodowane m.in. odkaztałceniami elastycznymi poprzednio obciążonej pary zębów. Również same błędy podziažu powoduja uderzeniowe wejście w zazębienie. W przypadku gdy rozpatrywany zęb wyjdzie z zazębienia, co prowadzi do pelnego obciążenia rozpatrywanej pary zębów i warunkuje ponowne pojawienie się impuleu siły. Z kolei dalezy impuls powstaje w punkcie C, w którym zmienia się kierunek działania siły tarcia. Gdy ząb znajdzie się w punkcie D, to w punkcie K, nastąpi obciężenie następnego zęba. Natomiast w punkcie K<sub>1</sub> ząb zostaje całkowicie odciążony i wychodzi z zazebienia. Wielkość impulsu uderzeniowego odpowiadającego zetknieciu sie zebów określa się

WZOCAR :

(5.19)

$$q = 4 \frac{I_1 \cdot I_2}{\pi} \cdot \frac{z_1 \cdot \omega_1}{I_1 \cdot n^2 \cdot z_2^2 + I_2 \cdot n^2 \cdot z_1^2} \cdot \Delta t, \qquad (5.20)$$

gdzie:

I, I2 - momenty bezwładności koła napędzającego i napędzanego,

m – moduł koła zębatego,

z1, z2 - liczba zębów kół,

ω<sub>1</sub> - prędkość kątowa koła,

At - błąd podziałki.

Wszystkie wyszczególnione czynniki komplikują w sposób zasadniczy postać drgań mechanicznych. Należy tu jeszcze podkreślić, że pewne uszkodzenia przekładni mogą pobudzać do drgań rezonaneowych niektóre elementy konstrukcyjne przekładni i w pewnych przypadkach takie symptomy uszkodzeń mogą być bardziej informatyczne, niż składowe obrotowe i składowe zazębień. Również ze względu na obecność łożysk, widmo drgań obudowy może być na tyle skomplikowane, że nie wszystkie składowe dyskretne związane z obrotami i zazębieniami kół zębatych mogą zostać ujawnione, pomimo stosowania wąskopasmowych analizatorów widma [4].

Na rys. 5.9 przedstawiono schemat blokowy przekładni zębatej zbudowanej pod kątem jego przydatności do celów diagnostyki technicznej. Przekładnia posiada dwa zbiory wielkości wejścia. Pierwszy z nich dotyczy parametrów wejścia zewnętrznego, a zatem określa czynniki, które oddziaływeją na przekładnie w wyniku realizowanej przez nię funkcji. Należy tu głównie wymienić własności dynemiczne silnika napędzającego oraz przekładni odbierającej przekazywaną moc, tzn.:

- rodzaj ruchu obrotowego (jednostajny, przyspieszony) silnika i przekładni;
- rodzaj ruchu drgającego (periodyczny, szum silnika i przekładni);
- moment przenoszony (stały, pulsujący);
- własności dynamiczne silnika i przekładni (bezwładności stałe lub zmienne).

Drugi zbiór wielkości, szczególnie istotny z punktu widzenia konstruktora jak i technologa, to parametry wejścia wewnętrznego. Okraślają one strukturę wewnętrzną konstrukcji oraz jakość wykonania przekładni. W skład tego zbioru należy zaliczyć następujące parametry konstrukcyjnotechnologiczne:

policessive physics of section

- geometria i kinematyka zazębienia (rodzaj zazębienia, moduł, liczba zębów, kąt przyporu);

- 40 -



Rys. 5.9. Schemat blokowy modelu generacji procesów wejściowych i wyjściowych w przekładni zębatej

Fig. 5.9. Block diagram of a model of generation of output and input processes in toothed gear

- sprężystość elementów układu napędowego (zazębień, żożysk, wałów, korpusu itp.);
- tłumienie drgań w materiałach poszczególnych elementów przekładni;
- błędy obróbki elementów przekładni, które szczegółowo omówiono w punkcie 5.3.2;
- blędy montażowe, również omówione w punkcie 5.3.2.

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 mogę być wskaźnikiem jakości opisanego zbioru parametrów struktury przekładni.

6. MODELOWE PRZEDSTAWIENIE UKŁADU NAPĘDOWEGO GŁOWICY KGS-320

W ogólnym przypadku modelowanie dynamiczne układu mechanicznego sprowadza się do ustalenia określonych procesów fizycznych występujących w badanym układzie, a pozostających w ścisłym związku z założonym celem, na który składają się:

- wstępna analiza własności obiektu rzeczywistego i ustalenie na jej podstawie najistotniejszych parametrów, ważnych z punktu widzenia diagnostycznego;
- ustalenie charakterystyki węzłów i ogniw maszyny i przyjęcie na tej podstawie liczby stopni swobody;
- wyznaczanie mas zredukowanych oraz więzów wraz z charakterystykami obciążeń testowych;
- zbudowanie schematu strukturalno-funkcjonalnego badanego obiektu;
- zbudowanie modelu matematycznego badanego obiektu.

Zjawiska występujące w przyrodzie z reguły posiadają charakter losowy i nieliniowy, oznacza to, że przebiegi ich są opisane funkcjami losowymi, których roalizacje są funkcjami nieliniowymi [45]. W przypadku obiektów technicznych losowy charakter funkcji opisujących stan obiektu wynika z losowego charakteru roboczych i zewnętrznych czynników wymuszających, jak również losowego charakteru parametrów obiektu. Składają się na to m.in. takie przyczyny, jak niejednoroność obrabianego górotworu, na który działa organ urabiający, przypadkowe zmiany warunków otoczenia, niejednorodność własności materiałów konstrukcyjnych oraz zakłócenia w procemie wytwarzania obiektu. Istota tych zjawisk jest złożona, a w związku z tym sam proces oceny stanu dynamicznego struktur złożonych nie jest prosty.

- 42 -

Analiza teoretyczna procesów dynamicznych zachodzących w głowicy kombajnu ścianowego wymaga w pierwszym etapie przyjęcia adekwatnego modelu fizycznego, odzwierciedlającego możliwie najwierniej własności układu rzeczywistego. Przyjęty model jest zwykle pewnym kompromisem pomiędzy możliwie wiernym opisem procesów zachodzących w układzie rzeczywistym, a trudnościami analizy matematycznej. Sam model fizyczny może być przyjęty, albo w postaci ciągłej lub też dyskretnej, umożliwiejąc następnie opracowanie właściwego modelu matematycznego.

Dla rozwiązania modelu matematycznego wykorzystuje się najczęściej metody numeryczne, umożliwiające szybkie otrzymanie wystarczająco dokładnych wyników. Zastosowanie metod numerycznych determinuje dyskretyzację układu i z tego względu podczas analizy cech konstrukcyjnych układu napędu głowicy kombajnu KGS-320 przyjęto model fizyczny w postaci układu dyskretnego, który opisany następnie został odpowiednim modelem matematycznym.

#### 6.1. Model fizyczny napedu głowicy

Łańcuch kinematyczny napędu głowicy kombajnu KGS-320 jest złożonym układem o ciągłym rozkładzie masy (wałki) z wyraźnymi jej skupieniami w postaci tarcz (kół zębatych). Poszczególna wałki połęczone są ze sobą szeregowo, za pomocą przekładni zębatych. Ze względu na fakt, że wszystkie elementy napędu głowicy wykonują ruch obrotowy, a w napędzie dominują pewne postacie drgań o częstotliwościach zdeterminowanych głównie parametrami mas skupionych, model fizyczny przyjęto w postaci dyskretnej o 10 etopniach swobody, co obrazowo przedstawiono na rys. 6.1. Model ta-



Rys. 6.1. Model fizyczny układu napędowego głowicy Fig. 6.1. Physical model of the head transmission system

O RETAIL & DIA STATES AN

ki składa się z tarcz o momentach bezwładności I<sub>i</sub> połączonych elementami o współczynnikach sztywności k<sub>i</sub> i tłumieniach c<sub>i</sub>. Przyjmuje się, że tłumienie ma cherakter wiskotyczny. Pierwszym elementem, oznaczonym indeksem "O" jest silnik elektryczny, a ostatnim organ roboczy kombajnu.

W rozważaniach modelowych główny nacisk zostanie położony na analizę zjawisk bezpośrednio, czy też pośrednio związanych z ujawnieniem źródeł wezelkiego rodzaju drgań mechanicznych generowanych przez różne elementy układu.

## 6.2. Wyznaczenie parametrów modelu

Wyznaczenie parametrów modelu fizycznego obejmuje obliczenia masowych momentów bezwładności, współczynników sztywności oraz tłumienia w oparciu o posiadaną dokumentację techniczną.

### 6.2.1. Momenty bezwładności

Wyznaczenie momentów bezwładności obejmowało obliczenia momentów bezwładności wałów, łożysk, kół zębatych, jarzma i innych części zaznaczonych na rysunku złożeniowym ramienia (rys. 4.2). Moment bezwładności wału przedstawionego schematycznie na rys. 6.2, obliczono korzystając ze wzoru:



Rys. 6.2. Oznaczenia geometrii fragmentu wału Fig. 6.2. Designation of the geometry of a shaft fragment

 $I_x = 7.8 \cdot 10^3 \cdot \frac{\pi}{32}(l_1d_1^4 + l_2d_2^4 + \dots + l_nd_n^4),$ 

gdzie:

1, - długość fragmentu wału,

- średnica fragmentu wału,

W przypadku wału wielowypustowego jako średnicę przyjmuje się

$$d_{\text{ér}} = \frac{d_{\text{in}} + d_{\text{z}}}{2}, \qquad (6.2)$$

gdzie:

d<sub>z</sub> - średnica wierzchołków,

d<sub>w</sub> - średnica wrębów.

Przy obliczeniach momentów bezwładności kół zębatych korzystano za wzoru na moment bezwładności tulei (rys. 6.3), a mianowicie:

$$I_x = 7.8 \cdot 10^3 \frac{\pi}{32} \cdot l_i(d_x^4 - d_y^4),$$
 (6.3)

agailestelli-Pichu strotom

gdzie:

i – oznacza jedną z części tulei.



Rys. 6.3. Oznaczenia geometrii tulei Fig. 6.3. Designation of the geometry of a sleeve

Opierając się na wzorza (6.3), jak również rys. 6.4 moment bezwładności koła zębatego obliczono ze wzoru:

$$I_{\chi} = 7.8 \cdot 10^{3} \cdot \frac{\pi}{32} \left[ b_{2} (d_{2}^{4} - d_{w}^{4}) + g(d_{1}^{4} - d_{2}^{4}) + b_{1} (d_{p}^{4} - d_{1}^{4}) \right] - - n \cdot 7.8 \cdot 10^{3} \left[ \frac{\pi}{32} \cdot gd_{3}^{4} + \frac{\pi}{4} \cdot \frac{d_{3}^{2}}{2} \cdot g \cdot d_{3}^{2} \right], \qquad (6.4)$$

gdzie:

n - ilość otworów. Fig. 5.5. Geometrical diagram of a rollar baseing



Rys. 6.4. Oznaczenia geometrii koła zębatego Fig. 6.4. Designation of the geometry of a toothed wheel

Moment bezwładności łożyska, którego ogólny schemat przedstawiono na rys. 6.5, obliczono dla dwóch przypadków:

a) dla nieruchomego pierścienia wewnętrznego:



Fig. 6.5. Geometrical diagram of a roller bearing

gdzie: \_\_\_\_\_

I \_ moment bezwładności pierścienia zewnętrznego,

k – liczba rzędów elementów tocznych,

n - liczba elementów tocznych w rzędzie,

I - zredukowany moment bezwładności elementu tocznego na pierścień zewnętrzny,

I<sub>KOZ</sub> ~ zredukowany moment bezwładności koszyka na pierścień zewnętrzny. Składowe momenty bezwładności określają wyrażenia:

$$I_{pz} = 7.8 \cdot 10^3 \frac{\pi}{32} B(D^4 - D_w^4), \qquad (6.6)$$
  
$$I_{pw} = 7.8 \cdot 10^3 \frac{\pi}{32} B(d_w^4 - d^4). \qquad (6.7)$$

Moment bezwładności przenoszony na zewnątrz I<sub>z</sub> dla tego przypadku (nieruchoma bieżnia wewnętrzna  $\omega_1 = 0$ ) oblicza się poprzez porównanie energii kinetycznej elementu tocznego z energią kinetyczną ruchu obrotowego po redukcji na zewnętrzną bieżnię, wówczas otrzymuje się:

$$I_z = 3I_k (\frac{R}{2r_k})^2$$
, (6.8)

dzie:beierege ale ne pomyletych myralentech, chiiszana eenenty bezeied:eige

I<sub>k</sub> - moment bezwładności elementu tocznego,

R - promień bieżni zewnętrznej (ruchomej),

r\_ - promień elementu tocznego.

b) Dla nieruchomego pierácienia zewnętrznego:

$$\mathbf{I}_{\mathbf{x}} = \mathbf{I}_{\mathbf{0}\mathbf{W}} + \mathbf{k} \cdot \mathbf{n} \cdot \mathbf{I}_{\mathbf{W}} + \mathbf{I}_{\mathbf{K}\mathbf{0}\mathbf{W}}$$

(6.9)

soppolyging aired

gdzie:

I<sub>nw</sub> – moment bezwładności pierścienia wewnętrznego,

- I zredukowany moment bezwładności elementu tocznego na pierścień wewnętrzny,
- I<sub>KOW</sub> zredukowany moment bezwładności koszyka na pierścień wewnętrzny.

carda na vysonku zlozenizavje realaniz koshajnu (rgb. 4.21. vo.dezgladnia-

W wyniku porównania odpowiednich energii kinetycznych, otrzymamy wyrażenie określające moment bezwładności łożyska dla przypadku  $\omega_2 = 0$  w postaci:

$$I_{w} = 3I_{k} \left(\frac{r}{2r_{k}}\right)^{2},$$

gdzie:

 $I_k = 7,8 \cdot 10^3 \frac{3}{32} \cdot b_w \cdot d_w^4$ 

Moment bezwładności koszyka przy wewnętrznym pierścieniu nieruchomym redukowano do pierścienia zewnętrznego I<sub>KOZ</sub> i wówczas otrzymano

$$I_{KOZ} = I_{ko} \left[ \frac{R}{2(r+r_k)} \right]^2.$$
 (6.11)

W przypadku nieruchomego pierścienia zewnętrznego:

$$I_{KOW} = I_{ko} \left[ \frac{r}{2(r+r_k)} \right]^2, \qquad (6.12)$$

gdzie:

Iko – moment bezwładności koszyka.

Opierajęc się na powyższych wyrażeniach, obliczono momenty bezwładności poszczególnych ogniw modelu fizycznego układu napędowego głowicy (rys. 6.1).

Momenty bezwładności poszczególnych ogniw modelu fizycznego wynoszę odpowiednio:

I<sub>o</sub> = 1,7 [kgm<sup>2</sup>] (dana tabelaryczna), I<sub>I</sub> = I<sub>22</sub> + I<sub>75</sub> + I<sub>71</sub>,

gdzie:

I22 - moment bezwładności koła zębatego (koło 1 wg rys. 4.1).

I75 - moment bezwładności łożyska NJ-322 z nieruchomym pierścieniem górnym,

I71 - moment bezwładności łożyska baryłkowego 22.222.

Indeksy, przy poszczególnych momentach bezwładności, sę zgodne z numeracją na rysunku złożeniowym ramienia kombajnu (rys. 4.2). Po uwzględnie-

(6.10)

· ITANON WORKSHITS -

niu wyrażeń (6.2), (6.3), (6.9), otrzymano wartość momentu bezwżadności ogniwa I modelu fizycznego:

 $I_{\tau} = 0,067 [kg.m<sup>2</sup>].$ 

Postępując w analogiczny sposób, otrzymano pozostałe wartości momentów bezwładności

as annalphaning inkended winder a yet

CERCENEL STREEDE T INC.

Loss + Lys + 27gg + 28gg + 1

Ly - Las + Los + Loss + La + Las

- seamer bemeladnost playeds aprelyors

$$I_{TT} = I_{23} + 2I_{72} + I_{96} + 0,5I_{58}$$

gdzie:

- I23 moment bezwładności koła zębatego (koło 2 rys. 4.1),
- 172 moment bezwładności łożyska 22 216 przy dolnym pierścieniu nieruchomym,
- 1<sub>96</sub> moment bezwładności pierścienia sprężystego,

158 - moment bezwładności tulei zębatej.

$$I_{II} = 0,707 [kg.m2].$$

Moment bezwładności:

$$I_{111} = I_{24} + 0,5I_{58} + I_{73} + I_{19} + 2I_{72d} + I_{74} + 2I_{39}$$

gdzie:

- I<sub>24</sub> moment bezwładności koła zębatego (koło 3 rys. 4.1),
- I<sub>73</sub> moment bezwładności łożyska 22 316 z nieruchomym pierścieniem zewnętrznym,
- I19. moment bezwładności wału,
- I72d moment bezwładności łożyska 22 216 z wewnętrznym pierścieniem nieruchomym,
- I74 moment bezwładności łożyska 22 315 z nieruchomym pierścieniem zewnętrznym,
- I moment bezwładności pierścienia sprężystego.

$$I_{TTT} = 0,226 [kg.m2].$$

Moment bezwładności

$$I_{IV} = I_{25} + 2I_{71} + I_{93}$$

- 49 -

gdzie:

I<sub>25</sub> - moment bezwładności koła zębatego (koło 4 - rys. 4.1),

I<sub>71</sub> - moment bezwładności łożyska 22 222 z nieruchomym pierścieniem wewnętrznym,

Ins - Lus - MIns + Los + D. Minst

111 \* 124 \* 0.5180 \* 1 + 1 + 1 + 1

ranys plaraktanta clarate patrop

I<sub>Q3</sub> - moment bezwładności pierścienia sprężystego.

$$I_{TV} = 0,407 [kg.m^2].$$

Moment bezwładności

$$I_V = I_{26} + I_{70d} + I_{20L} + I_3 + I_{98}$$

gdzie:

I 25 - moment bezwładności koła zębatego (koło 5 - rys. 4.1),

I70d - moment bezwładności łożyska baryłkowego 22 228 z nieruchomym pierścieniem zewnętrznym,

Los - mount hourselved and tobarbalance fain 2 - real

- monethy bereinschooles introde an and a right

Anna means beautedonder Janyaka 22 216 przy Bolnya pier

I201 - moment bezwładności części wału,

I - moment bezwładności pokrywy mocującej,

I<sub>98</sub> – moment bezwładności pierścienia sprężystego.

 $I_v = 1.137 [kg.m^2].$ 

Moment bezwładności

$$I_{VI} = I_{55} + I_{20p} + I_{56} + I_{73}$$

gdzie:

<sup>I</sup> 55	-	moment	bezwładności	koża zębatego (koż	ю 6 - гуз.	4.1),
1 <sub>20p</sub>	-	moment	bezwładności	części wału,		Discout - aver
I <sub>56</sub>	-	moment	bezwładności	tulei,	(mymu)	inrue in
I <sub>73</sub>	-	moment	bezwładności	żożyska baryżkoweg	o 22 316 z	nieruchomym

pierácieniem zewnętrznym.

$$I_{VT} = 0,1652 [kg.m2].$$

Moment bezwładności

 $I_{VII} = I_{12} + 2I_{69} + 2I_{34} + I_{35}$ 

gdzie:

I<sub>12</sub> - moment bezwładności koła zębatego (koło 7 - rys. 4.1),

- I<sub>69</sub> moment bezwładności łożyska baryłkowego 22 226 z wewnętrznym pierścieniem nieruchomym,
- I<sub>34</sub> moment bezwładności pierścienia ustalającego, I<sub>35</sub> - moment bezwładności pierścienia sprężystego.

I<sub>VII</sub> = 1,22 [kg.m<sup>2</sup>].

Moment bezwładności

$$I_{VTTT} = I_{27} + I_{0}$$

gdzie:

I<sub>27</sub> - moment bezwładności tulei zębatej (koło 6 - rys. 4.1), I<sub>9</sub> - moment bezwładności części łożyska baryłkowego 23 040.

5.2.3. mpeacesonilla artiguostes akreanat

1829 -

wegen foughting -

·mie - motion Langelon2)

- promisiniowych Zozysk - 015.

 $I_{VIII} = 4,92 [kg.m<sup>2</sup>].$ 

Moment bezwładności

 $I_{1X} = I_{40} + I_{11} + I_{14} + I_{41} + 3I_8 + I_{42} + I_{9d} + I_{52} + I_{70} + I_{54} + 3I_{18},$ gdzie:

I<sub>40</sub> - moment bezwładności jarzma (9 - rys. 4.1), madzonych przez Ribinu I<sub>11</sub> - moment bezwładności części wału głównego, adas philam harseta I<sub>14</sub> - moment bezwładności tulei, wanie i stania zakładności tulei, I<sub>41</sub> – moment bezwładności łożyska baryłkowego 23 052 z nieruchomym Azorojam umzarido op muudpal Ara cumza pierécieniem zewnętrznym, skrepski waldw, odkaztalcań polęczań i I<sub>s</sub> - moment bezwładności satelity, I<sub>42</sub> - moment bezwładności pierścienia dociskowego, "Azimuteld Ideasis Igd - moment bezwładności łożyska baryłkowego 22 040, 5.6. wapóźczynniki po I<sub>52</sub> - moment bezwładności pierścienia oporowego, I<sub>70</sub> - moment bezwładności łożyska baryłkowego 22 228, I<sub>54</sub> – moment bezwładności łożyska kulkowego wzdłużnego 51 240, earth. I<sub>18</sub> - moment bezwładności osi satelity. d - Grednics wartpect Gredniej,

I<sub>IX</sub> = 17,3 [kg.m].

 Moment bezwładności bębne roboczego I, określone na podstawie 38 :

- 52 -

 $I_{X} = 921 \ [kg.m^{2}].$ 

Z przeprowadzonych obliczeń teoretycznych, wynikających z przyjętego modelu fizycznego, wynika, że momenty bezwładności poszczególnych zespołów kinematycznych cechują się znacznym zróżnicowaniem wartości, mogącym mieć istotny wpływ na rozkład drgań poszczególnych punktów korpusu głowicy ramieniowaj.

#### 6.2.2. Współczynniki sztywności skrętnej

Sztywność skrętna k wyraża się stosunkiem przenoszonego momentu skręcającego M do kąta skręcenia  $\varphi$  wywołanego tym momentem

$$\zeta = \frac{M}{Q^2}$$
 (6.13)

" tall Black wards

Trx = 17,3 [hg. 6].

Dyskretny układ napędu głowicy może być opisany za pomocą współczynników podatności e =  $k^{-1}$ .

Skrętna podatność układu napędowego głowicy zależy głównie od podatności<sup>9</sup>następujących elementów, a mianowicie od podatności:

- skrętnej wałów e<sub>is</sub>, - giętnej wałów - e<sub>iw</sub>, - promieniowych łożysk - e<sub>ił</sub>, - połączeń - e<sub>ip</sub>,
- korpusu eik\*

Stosunkowo najmniejszy wpływ na współczynnik podatności skrętnej wywiera podatność samego korpusu. Należy tu podkreślić, że z badań przeprowadzonych przez Ribina [38] wynika, że podatność skrętna wynikająca ze skręceń wałów, odkształceń połączeń i zazębień stanowi przeciętnie 70% całkowitej podatności skrętnej łancucha napędu głowicy. Pozostałe 30% przypada na podatność giętną wałów i promieniową łożysk. W pracy ograniczono się jedynie do obliczeń współczynników sztywności wynikających ze skręceń wałów, odkształceń połączeń i zazębień. Współczynniki sztywności skrętnej są redukowane zawsze na kolejny element układu, np. "k<sub>1-0</sub>" na element pierwszy.

W przypadku połączenia wielowypustowego, o postaci pokazanej na rys. 6.6, współczynniki podatności oblicza się z wyrażenia [42]

$$e = K \frac{4}{d^2 z h l}$$
, (6.14)

d - średnica wartości średniej,



Rys. 6.6. Schemat point point willowypustowego Fig. 6.6. Diagram of multi-spline coupling

(6.15)

Współczynnik podatności skręcanego wału wyraża się zależnością

gdzie:

1 - długość skręcanego wału,

d - średnica, dowiecna wodar with wodar wirobi woombert -

G - aoduł sprężystości poprzecznej G = 7,86 .  $10^{10} \text{ N/m}^2$ .

Współczynnik sztywności połączenia wielowypustowego między wałem silnika a kołem 22 wynosi

$$k_{1-0} = 8,52 \cdot 10^6 \left[ \frac{N.m}{red} \right]$$

Współczynnik sztywności k<sub>6-5</sub> między kołami 26 i 55 obliczone ze wzoru

$$=\frac{1}{e_1+e_2+e_3}$$

gdzie:

e1.e2 - współczynniki podatności kolejnych połączeń wielowypustowych,
 e3 - współczynnik podatności wsłka wielowypustowego.

Po uwzględnianiu wyrażeń (6.14) i (6.15), otrzymano

$$k_{6-5} = 0,28 \cdot 10^7 \left[\frac{N \cdot m}{rad}\right]$$

Z tych samych wzorów wyliczono współczynnik sztywności k<sub>10-9</sub> między bębnem roboczym i jarzmem.

Przy jednolitych korpusach kół zębatych lub też dostatecznie sztywno wykonanych wieńcach zębatych, przyjmuje się

$$k = k_{w}(0,75 \delta_{x} + 0.25), \tag{6.16}$$

gdzie:

k – średnia sztywność właściwa zębów przekładni zębatej,

k. – sztywność właściwa pary zazębiających się zębów,

 $\mathcal{E}_{\infty}$  - czołowa liczba przyporu.

Ola stali przyjmuje się

$$\frac{1}{k_{w}} = 0.047 + \frac{0.155}{Z_{n1}} + \frac{0.258}{Z_{n2}} = 0.0063x_{1} - \frac{0.116x_{1}}{Z_{n1}} - 0.0019x_{2} - \frac{0.242}{Z_{n2}}x_{2} + 0.0053x_{1}^{2} + 0.0018x_{2}^{2}, \quad (6.17)$$

gdzie:

$$\begin{split} & Z_{n1}, Z_{n2} - zastępcze liczby zębów (dla zębów prostych Z_n = Z), \\ & X_1, X_2 - współczynnik korekcji, \\ & Z_n = \frac{Z}{\cos^2\beta}, \ \beta - kąt pochylenia zębów. \end{split}$$

Czołową liczbę przyporu określa wyrażenie

$$f_{\alpha} = \frac{\sqrt{d_{e1}^2 - d_{b1}^2 + \sqrt{d_{e2}^2 - d_{b2}^2 - 2e_w \sin \alpha_{tw}}}}{2m_t \pi \cdot \cos \alpha_t},$$

(6.18)

gdzie:

d<sub>a1</sub>,d<sub>a2</sub> - średnica wierzchołków, d<sub>b1</sub>,d<sub>b2</sub> - średnice zasadnicze, a<sub>w</sub> - rzeczywista odległość osi, \$\alpha\_t\$ - kąt zarysu.

- 54 -

Wykorzystując powyższe wzory oraz dane geomstryczne kół zębatych, obliczono wartości współczynników sztywności poszczególnych ogniw modelu fizycznego układu napędowego głowicy, które zestawiono w tabeli 6.1. W N.B Wezystkie wartości współczynników wyrażono

Tabela 6.1

#### Wartości współczynników sztywności skrętnej poszczególnych ogniw modelu głowicy KGS-320

k <sub>1-0</sub>	k <sub>2-1</sub>	k <sub>3=2</sub>	k4-3	k <sub>5-4</sub>	<sup>k</sup> 6-5
8,52 . 10 <sup>7</sup>	4,89 . 10 <sup>7</sup>	7,1 . 10 <sup>7</sup>	<b>3,4</b> . 10 <sup>7</sup>	6,8 . 10 <sup>7</sup>	0,28.10 <sup>7</sup>

k7-6	k <sub>8-7</sub>	k <sub>9-8</sub>	k <sub>10-9</sub>	
7,82 . 10 <sup>7</sup>	14,8 . 10 <sup>7</sup>	8,91 . 10 <sup>8</sup>	2,6 . 10 <sup>7</sup>	

## 6.2.3. Wepółczynniki tłumienia

Podstawową wielkością, charakteryzującą własności tłumiące układu mechanicznego, jest współczynnik rozproszenia drgań

CaparorLisodal drawn missonysh 28 = AE, (6.19)stat modilerynniki tipotente bedenego ukladu

201 1-1-13

#### adzie:

E - energia układu w czasie jednego okresu,

AE - rozproszona część energii drgań układu w czesie jednego okresu.

Rozproszenie energii drgań w napędzie głównym, zależy od charakterystyki dyssypacyjnej silnika napedzającego i tłumienia w mechanicznych elementach napędu. Rozproszenie energii drgań w części mechanicznej napędu zachodzi w stykach i tworzywie elementów. Rozproszenie energii drgań w materiale konstrukcyjnym jest stosunkowo małe (rzędu 0,01-0,02) w porównaniu z rozproszeniem zachodzącym na granicy styków (rzędu 0,21-0.42) [22] i z tego względu może być często pominięte. W przypadku obliczeń dynamicznych napędu głowicy niezbędne jest wyznaczenie współczynników tłumienia C, opisujących model dyskretny układu (rys. 6.1). Wepółczynniki te wyznaczono uwzględniając zależność wyprowadzoną w pracy [42]

 $C_{\pm} = \frac{\mathcal{H}_{\pm} \cdot k_{\pm}}{2\pi\omega_{\pm}},$ 

(6.20)

Res. B. 7. Wydgiaghor PLG. D.V. Deput sead gdzie:

22. - współczynnik rozproszenia drgań,



Fig. 6.7. Separated two-mass system

(6.21)

- ω<sub>1</sub> częstotliwość drgań własnych wydzielonego układu dwumasowego, przedstawionego na rys.6.7,
- k<sub>i</sub> wspóżczynnik sztywności skrętnej wydzielonego układu dwumasowego.

Na podstawie powyższych danych oraz wzorów (6.21) i (6.20) obliczono wepółczynniki tłumienia oraz częstotliwości rezonansowe, które zestawiono w tabeli 6.2.

Tabela 6.2

1-1-1	f <sub>i-1-1</sub> Hz	C <sub>1-1-1</sub> 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

#### Częstotliwości drgań własnych oraz współczynniki tłumienia badanego układu

wanthoacty, charakteryzujęcą mčas

## 6.3. Model matematyczny napędu głowicy

Budując model matematyczny, określony przez równania ruchu, wykorzystano równania Lagrange's, Wyprowadzenie równań ruchu sprowadza się do napisania i zróżniczkowania wyrażeń na energię kinetycznę, energię potencialna, funkcję dysypacji i siły zewnętrznej oraz wstawienia tych wyrażeń do równań Lagrange'a w postaci:

shalalanta involutioning a sublated operation of the transmission blocks

. (6.22)

-domingerson occupation propagation of

Emmotranymi eilant wogdininnymi na H., nania ruchu rozpatrymoa

+ (17 - Mond + 1 - 1

(6.23)

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_j} + \frac{\partial E_p}{\partial q_j} = Q_j - R_j$$

gdzie:

10.009

- E<sub>k</sub> energia kinetyczna układu, cutrustic bet chetanike taking and
  - E<sub>p</sub> energia potencjalna,
- q, współrzędna uogólniona,
- Q, zewnętrzna siła uogólniona odpowiadająca wepółrzędnej q, skierowana zgodnie z dodatnim zwrotem taj wapółrzędnej,
  - R, uogólniona reakcja odpowiadająca współrzędnej q,, skierowana przeciwnie do Q.

Energia kinetyczna w przypadku układów liniowych ma postać kwadratowej formy prędkości uogólnionych ze stełymi współczynnikami:

$$E_{k} = \frac{1}{2} \sum_{i,j=1}^{n} b_{ij} \cdot \dot{q}_{u} \cdot \dot{q}_{j},$$

V - 292-

gdzie:

bii - współczynnik bezwładności układu o wymiarze masy lub masowego momentu bezwładności.

Energia potencjalna ma również postać kwadratowej formy współrzędnych uogólnionych ze stałymi współczynnikami

$$E_{p} = \frac{1}{2} \sum_{i,j=1}^{n} k_{ij} \cdot q_{i} \cdot q_{j}, \qquad (6.24)$$

.4 + ( .... 9 - .90 ...

Collegante numerystee Hykeneno ne seatynte syframej EHS CORA 1305 k<sub>ij</sub> = k<sub>ji</sub> - współczynniki sztywności rozpetrywanego układu.

order instant and the restance of an in being the restant of an instant of the ru wzajanila aprzęzonych zwiaobe blakowu m Dudazgosząchowaj tworzania programu consumptions bloki i odpowiedziege in części ukiedu przedzczeloReakcja uogólniona ma postać

$$R_{j} = \sum_{i=1}^{n} C_{ij} \cdot \dot{q}_{j}$$

gdzie:

Cii - wapółczynniki tłumienia.

Po podstawianiu wyrażeń (6.23)-(6.25) do (6.22) otrzymano poszukiwane równania ruchu układu o n stopniach swobody. W rozpatrywanym przypadku wyrażania na energię i siłę przyjmuję postać:

$$E_{k} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n} I_{i} \cdot \dot{\varphi}_{i}^{2}, \qquad (6.26)$$

a. doginal kinatysina w przybadku Utłaków liku wsj forwy predholol wogólnionych za stałysi w

do, rdenañ Lagranga'a e poata

cjaing. funkaja dyayoacji 1 stiy zomotrznaj ordz incimizata

$$E_{p} = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n} k_{i} (\mathcal{P}_{i} + \mathcal{P}_{i+1})^{2}$$

$$R = \sum_{i=1}^{n} C_{i} (\dot{\varphi}_{i} - \dot{\varphi}_{i+1}).$$

12

(6.27)

(6.28)

Zewnętrznymi siłami uogólnionymi są M<sub>el</sub> i M<sub>op</sub>. Równania ruchu rozpatrywanego modelu maję zatem postać

$$I_{0} \ddot{\Psi}_{0} + C_{1-0} (\dot{\Psi}_{0} - \dot{\Psi}_{1}) + k_{1-0} (\Psi_{0} - \Psi_{1}) = M_{01}$$

$$I_{1} \ddot{\Psi}_{1} + C_{1-(1-1)} (\ddot{\Psi}_{1} - \dot{\Psi}_{1-1}) + k_{1-(1-1)} (\Psi_{1} - \Psi_{1-1}) + c_{1+1-1} (\dot{\Psi}_{1} - \dot{\Psi}_{1+1}) = 0 \qquad (6.29)$$

$$dl_{0} = 1 = 1, 2, \dots, 9$$

$$I_{10}\varphi_{10} + C_{10-9}(\varphi_{10} - \varphi_{9}) + k_{10-9}(\varphi_{10} - \varphi_{9}) = -M_{op}$$

## 6.3.1. Wyniki obliczeń numerycznych

Obliczenia numeryczna wykonano na maszynie cyfrowej EMC ODRA 1305 w języku symulacyjnym SCOP, która pozwala na badanie właściwości układów z wykorzystaniem modeli. Badany układ przedstawiony jest w postaci zbioru wzajemnie sprzężonych ze sobą bloków. W fazie poczętkowej tworzenia programu poszczególne bloki i odpowiadające im części układu przedstawiono w postaci zależności matematycznych opisanych odpowiednimi równaniami różniczkowymi. Dalezym krokiem było rozłożenie bloków na odpowiednie podbloki, odpowiadające poszczególnym operacjom realizowanym w języku SCOP. W ten sposób, wychodząc z opisanego modelu matematycznego, otrzymuje się przy użyciu zdań strukturalnych języka opis algorytmiczny działania analizowanego układu rzeczywistego. Maszyna cyfrowa dokonuje obliczeń sekwencyjnych wszystkich bloków, rejestrując wyniki w postaci obliczonych wartości sił działających w poszczególnych parach kinematycznych. Całkowania numerycznego równań różniczkowych dokonano stosując metodę Rungego-Kutty IV rzędu z krokiem całkowania 0,00019, natomiast wyniki rejestrowano co 0,001 sek. Obliczenia wykonano w przypadku rozruchu układu bez obciążenia zewnętrznego, a następnie pod obciążeniem zewnętrznym i rozkładzie normalnym.

Przykładowo, na rys. 6.8 przedstawiono przebieg zmian momentu elektromechanicznego silnika podczas rozruchu bez obciążenia zewnętrznego. Po upływie czesu t = 0,5 s włączono obciążenie zewnętrzne. Obserwuje się bardzo duże wahania momentu elektromechanicznego w poczętkowej fazie rozruchu silnika bez obciążenia, które stabilizuje się po upływie t = 0,3 s.



Fig. 6.8. Shape of the electromechanical moment of the engine when starting without outer load

- 59 -

Obciążenie zewnętrzne nie wpływa istotnie na zmianę rozkładu wartości momentu elektromechanicznego. Teoretyczny fakt występowania bardzo silnych stochastycznych zmian wartości momentu elektromechanicznego w fazie początkowej rozruchu może mieć szkodliwy wpływ na eksploatacyjną trwałość całego układu dynamicznego, a w szczególności wejściowego ogniwa kinematycznego układu napędowego. Na rys. 6.9 pokazano teoretyczny przebieg zmian prędkości kątowej silnika podczas rozruchu bez obciążenia zewnętrznego. Po upływie czasu t = 0,5 s włączono obciążenie zewnętrzne.



Rys. 6.9. Przebieg prędkości kątowej silnika podczas rozruchu bez obciażenia zewnętrznego. W chwili t= 0,5 s włączono obciążenie zewnętrzne Fig. 6.9. Shape of the angular velocity of the engine when starting without outer load. At the moment t= 0,5 s, the inner load was turned on

## 6.3.2. Wyznaczenie wzajamnych oddziaływań w parach kinematycznych

a faanka antzugennych usbacie wijsbinguoityim an passan honey

Numeryczne rozwiązanie równań ruchu (6.29) pozwoliło w efekcie uzyskać przebiegi czasowe współrzędnych uogólnionych  $\varphi_i = \varphi_i(t)$ . Różnice współrzędnych  $\Delta \varphi = \varphi_1 - \varphi_{1-1}$  pomnożona przez zredukowany współczynnik sztywności zazębienia k<sub>i-i-1</sub> daje w wyniku moment przenoszony przez parę kinematyczną IV klasy jaką jest zazębienie, określony wyrażeniem

 $i-1-1(\varphi_1 - \varphi_{i-1}).$ (6.30)

Wielkość momentu określona ze wzoru 6.30, może być sprowadzona do siły międzyzębnej

$$i-1-1 = M_{1-1-1} + \frac{1-0}{r_1},$$
 (6.31)

gdzie:

F

i<sub>1-0</sub> - przełożenie pomiędzy 1-tym kołem zębatym a silnikiem,

r. – promień i-tego koła zębatego.

Wyniki obliczeń numerycznych wartości maksymalnych i minimalnych sił międzyzębnych w odpowiednich kołach zębatych zestawiono w tabelach 6.3 oraz 6.4.

Tabela 6.3

F <sub>1-1-1</sub>	F2-1 N	F4-3 N	F5-4 N	F7-6 N	F <sub>8-7</sub> N	Mgł N.m
Fmin	~25003	-59115	-62486	-128556	-132970	-94962
Faax	52005	90326	90326	169404	170672	114617

Wartości sił międzyzębnych podczas rozruchu bez obciążenia. W chwili t = 0,5 s przyłożono M<sub>op</sub> o rozkładzie normalnym

Tabela 6.4

Wartości sił międzyzębnych podczas rozruchu pod obciężeniem zewnętrznym M<sub>op</sub> o rozkładzie normalnym

Fi-1-1	F2-1 N	F4-3 N	F5-4 N	F7-6 N	F <sub>8-7</sub> N	Mg2 N.m
Fmin	-25241	-56495	-59879	-123690	-128049	-91465
Fmax	59713	105442	105309	198468	200308	135080

Przykładowo na rys. 6.10 oraz 6.11 przedstawiono typowe rozkłady czasowe zmian siły międzyzębnej, odpowiednio pary kół 1-2 oraz 6-7, bez zewnętrznego obciężenia początkowego, które następnie zostało włączone w chwili t = 0,5 s w postaci rozkładu normalnego. Wyszczególnione pary kół zębatych cechuję się, w pierwszym przypadku (koła 1-2) minimalnymi wartościami zmian siły międzyzębnej, natomiast w drugim (koła 6-7) maksymalnymi wartościami tych zmian. Z kolei na rys. 6.12 przedstawiono przebieg analogicznych zmian siły działającej na jarzmo przekładni planetarnej w analogicznych warunkach jak poprzednio.



Rys. 6.10. Przebieg zmian siły międzyzębnej pary kół 1 i 2 podczas rozruchu kombajnu bez obciężenia zewnętrznego. W chwili t = 0,5 s włączono obciążenie zewnętrzne o rozkładzie normalnym

Fig. 6.10. Shape of the changes of the intertooth force of a couple of wheels 1 and 2 when starting the combine witout outer load. At the moment t = 0.5 s the outer load of normal distribution was turned on



Rys. 6.11. Przebieg zmian siły międzyzębnej pary kół 6 1 7 podczas rozruchu kombajnu bez obciężenie zewnętrznego. W chwili t = 0,5 s włęczono obciężenie zewnętrzne o rozkładzie normalnym

Fig. 6.11. Shape of the variations of the intertooth force of a couple of wheels 6 and 7 whan starting the combine without outer load. At the moment t = 0.5 a the outer load of normal distribution was turned on



- 63 -

Rye. 6.12. Przebieg zmian siły działającej na jarzmo przekładni planetarnej podczas rozruchu kombajnu z obciążeniem zewnętrznym o rozkładzie normalnym

Fig. 6.12. Shape of the changes in the force operating on planetary transmision cage when starting the combine with the outer load of normal distribution

## 6.3.3. <u>Wyznaczenie reakcji łożyskowych wałów ołównych</u> i pośrednich

Podstawowym zagadnieniem w poprawnym wyznaczeniu obciążenia łożyska jest właściwe określenie miejsca przyłożenia jego reakcji do wału. Poniżej przytoczono przykładowo wyniki obliczeń reakcji łożyskowych wału wejściowego oraz reakcje w łożyskach wału głównego. Na rys. 6.13 przedsta-



wiono schemat obciążenia wału wejściowego, z którego wynika

$$F_{2-1} P = F_{2-1} + tga_n = 21735,5 [N],$$

gdzie  $\alpha_n = 20^\circ$ , określa nominalny kąt przyporu zazębienia.

$$\sum_{y=0}^{P_{y}=0} F_{2=1,R} - Y_{B} = Y_{A}$$

$$\sum_{A}^{M_{A}}(P_{y}) = 0 \quad Y_{B} = \frac{F_{2=1,R} \cdot 65,5}{129,5}$$
zatem otrzymamy:  

$$Y_{A} = 10741,5 \quad [N]$$



Analogicznie dla osi poziomej:

$$\sum P_{z} = 0 \qquad Z_{A} + Z_{B} = F_{2-1}$$

$$\sum M_{A}(P_{z}) = 0 \qquad Z_{B} = \frac{F_{2-1} \cdot 65,5}{129,5}$$

ostatecznie otrzymamy:

$$Z_{A} = 30202$$
 [N].  
 $Z_{B} = 29511$  [N].





Rys. 5.14. Obciążenie wału głównego Fig. 6.14. Main shaft load

Reakcje w łożyskach wału głównego (wyjściowego) obliczono uwzględniając schemat obciążenia wału głównego przedstawiony na rys. 6.14

$$P_{R'} + P_{R''} = P_{R}$$

$$P_{R''} \cdot 0.242 = P_{R} \cdot 0.06, \quad P_{R} = P_{R} - P_{R''}$$

$$P_{R'} = 200308 \cdot 0.364 - 18077.4 = 54834.7 [N]$$

$$\sum P_{y} = P_{p} - Y_{1} - P_{R''} - Y_{2} = 0$$

$$\sum M_{A}(P_{y}) = 0$$
Detrzymamy wartości reakcji

Sted o

$$Y_1 = 78 \ 332 \ [N], \quad Y_2 = -72 \ 744 \ [N]$$

Postępując analogicznie wyznaczono reakcje Z<sub>1</sub> i Z<sub>2</sub>

 $\sum P_{z} = -Z_{1} - P'' - P' - Z_{2} = 0$  $\sum M_{A}(P_{T}) = 0$ ,  $Z_{1} = 91606$  [N],  $Z_{2} = -108\ 702$  [N]

W tabeli 6.5 zestawiono obliczone reakcje żożyskowe wyszczególnionych wałów, Występujące bardzo znaczne zróżnicowania reakcji łożyskowych na poszczególnych wałach mogę być przyczyną złożoności procesów wibroakustycznych, towarzyszących pracy układu napędowego w warunkach symulowania obciążenia statycznego.

Tabula 6.5

UNDERIGINAL

Ab yoldad dhanks a yok-

denie, na rys. N. L piczefi

A Lowent a sambed , noyauSuzabon arrian your methowysever an

Nr ważu wg rys. 4.2	Reakcje łożyskowe wałów N						
	YA	YB	ZA	ZB			
-odos proforma	10741,5	10994	29511	30202			
10	Y <sub>C</sub>	YD	Żc	z <sub>o</sub>			
Juper reading	34000	26116,5	68065	-22336			
esta en bes dan	YE	Y <sub>F</sub>	ZE	ZF			
	3224	-37134	100239	203538			
-yel-nativeleten	Y	Y <sub>2</sub>	Z <sub>1</sub>	Z2			
waz gzowny	78335	-72741	91606	-108701			

# 7. MODEL GENERACJI SYGNAŁÓW WIBROAKUSTYCZNYCH UKŁADU NAPĘDOGWEGO GŁUWICY

Aby w sposób pełny skorzystać z informacji o stanie technicznym badanego układu, zawartych w emitowanych procesach wibroakustycznych, należy uprzednio rozważyć mechanizm ich generacji. Celem doskonalenia analizy identyfikacyjnej możliwych przyczyn drgań poszczególnych elementów, czy ogniw, na rys. 7.1 przedstawiono podział klasyfikacyjny układu napędowego głowicy na ogniwa kinematyczne KII,KIII,KIV,...,KVII, począwszy od wału wejściowego II. W poszczególnych ogniwach przyjętego podziału będą głównie przeważały drgania wywołane zdarzeniami części, kół zębatych, łożysk, jak również noeosłowościę samych wałów. Przy czym w poszczególnych obszarach korpusu głowicy obejmujących określone ogniwa winny ujawniać się głównie drgania pochodzące od elementów leżących 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 sektorech.

0 = 2 - 9 - 9 - 2 = 0

#### 7.1. Modelowe ujęcie przyczyn drgań przekładni planetarnej

Istotnym elementem całego układu napędowego jest przekładnia planetarna, stanowiąca ważne ogniwo końcowe badanego układu. Rzadko istnieją w praktyce możliwości pełnej ilościowej analizy dynamicznej przekładni obiegowej [29]. W wielu jednak przypadkach można podać pewne wskazania jakościowe, analizując model dynamiczny przekładni. Model ten odzwierciedla możliwe źródła drgań, z uwzględnieniem trzech wariantów badań stanowiskowych, a mianowicie:

- przy biegu jałowym, odpowiadającym prędkości roboczej wału wyjściowego,
- przy obciężeniu statycznym, odpowiadającym połowie mocy nominalnej, zachowując prędkość roboczą,
- przy statycznym obciążeniu nominalnym, odpowiadającym prędkości roboczej ważu wyjściowego.

W przekładniach obiegowych występuje poważny problem zapewnienia równomiernego rozkładu momentu i mocy na poszczególne drogi. W przekładni obiegowej wyrównanie obciążenia, tzn. jego równomierny rozkład na trzy drogi, możliwe jest przez zapewnienie swobody promieniowego ruchu jednego zespołu. Z zagadnieniem tym więżą się mniejsze lub większe drgania elementów przekładni planetarnej, uwarunkowane głównie dokładnością ich wykonania i montażu. Dla zapewnienia łatwego wchodzenia zęba jednego koła we wręby drugiego koła, między zębami pozostawia się pewne określone normatywnie luzy, które ułatwiają ruch oleju oraz zabezpieczaję przed nie-



Rys. 7.1. Podział klasyfikacyjny układu napędowego głowicy na ogniwa kinematyczne

Fig. 7,1. Classification division of the head transmission system into kinematic links

korzystnymi skutkami rozszerzalności termicznej. Błędy wykonania i montaże mogą spowodować, że luzy te będę zbyt małe lub zbyt duże, co w warunkach eksploatacji prowadzić będzie do szybkiego zużycia się kół zębatych, a tym samym całej przekładni. Na rys. 7.2 przedstawiono pięć możliwych wariantów kinematyki przemieszczeń poszczególnych elementów obrotowych przekładni planetarnej, odzwierciedlających problem rozdziału mocy na trzy drogi:

 Koło słoneczne nie jest łożyskowane, lecz ma swobodę promieniowych przemieszczeń, których zbyt duża amplituda może powodować nierównimierność obciążeń pochodzących od współpracy z trzema kołami planetarnymi.

2. Duże koło wewnętrzne nie jest łożyskowane, lecz utrzymywane za pomocę odpowiedniego mechanizmu, co może prowadzić do promieniowego przemieszczenia tego koła. W tym przypadku zbyt duża amplituda przemieszczeń może powodować drgania osiowe kół satelitarnych.

Sposób łożyskowania kół obiegowych może być na tyle niekorzystny,
 że powoduje on zbyt duże przemieszczenia samych kół obiegowych.

4. Oba koła centralne mają duże przemieszczenia względem kół obiegowych, powodując niekorzystne efekty drganiowo-rezonansowe układu planetarnego.

5. 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, odzwierciedlają głównie stan dynamiczny osiowości wałów, czy tulei obrotowych, można (przy założeniu poprawności ich wyrażenia) uważać za ciągłe. Przy stanach nieprawidłowych powstają w widmie lokalne maksima o charakterze szumów wąskopasmowych lub sygnałów zbliżonych do zdaterminowanych. Czestotliwości środkowe lokalnych maksimów pokrywają się z częstotliwościami wynikającymi z modelu zdeterminowanego i nazywane sę częstotliwościami charakterystycznymi. Subtelności związane z przemieszczeniami promieniowymi określonych osi czy wałów można wykryć tylko za pomoce bardzo selektywnych filtrów akustycznych o wysokiej zdolności rozdzielczej, a poprzez względna porównanie amplitud przemieszczeń w odpowiednich pasmach częstotliwości można wyodrębnić wały czy koła zębate charakteryzujące się gorszymi własnościami dynamicznymi, a zatem gorszym stanem technicznym.

and anion an valuely service subside model in the set i



## 7.2. Modelowe przedstawienie zazębień kół obiegowych

W przypadku stosowania trzech kół obiegowych i występowania znacznych odchyłek wykonawczych może wystąpić zjawisko przedstawione na rys. 7.3, kiedy koło słoneczne styka się tylko z jednym kołem obiegowym, podczas



Rys. 7.3. Schemat powstawania luzów pomiędzy kołem centralnym i dwoma kołami obiegowymi

Fig. 7.3. Diagram of the formation of clearances between the central wheel planetary wheels

gdy w zazębieniach pozostałych kół występuje duży luz. W przypadku gdy występujące luzy są małe w porównaniu z ugięciem się zęba po obciążeniu przekładni, wówczas trzy pary zębów wejdą w kontakt, z tym że pierwsza para przenosić będzie największę część obciążenia. Natomiast w przypadku występowania odchyłek kinematycznych, może także występić sytuacja najbardziej niekorzystna, kiedy pomimo ugięcia pierwszej pary zębów, następne nie weszły w kontakt. W takim przypadku nawet statycznie, pierwsza para jest trzykrotnie przeciążona w stosunku do przypadku równomiernego rozkładu obciążenia na trzy drogi. Rozkład obciążenia na poszczególne koła obiegowe zależy od wielkości i rozkładu odchyłek kinematycznych kół zębatych. Należy podkreślić, że w porównaniu z ugięciem zęba pod obciążeniem nominalnym, odchyłki kinematyczne są dość znaczne nawet w wysokich klasach dokładności wykonania.
W szczególnym przypadku hartowanych powierzchni zębów, przy odpowiednio dużym obciązeniu, statyczne ugięcie zęba wynosi w przybliżeniu

W związku z tym, np. koło o średnicy d = 100 mm wykazuje ugięcie zęba podczac silnego obciążenia, równe około 20 µm. Natomiast odchyłka kinematyczna koła wewnętrznie uzębionego nawet bardzo starannie dłutowanego wynosi, zależnie od średnicy i modułu zęba w najwyższych klasach dokładności 25-50 µm, a w średnich klasach dokładności 50-150 um. Wynika stąd, że odchyłka kinematyczna jednego tylko koła centralnegd przekracza dwa do ośmiu razy odchyłkę wykonawczą. Z tego względu w przypadku badań diagnostycznych metodą wibracyjną głównie ujawniać się mogą odchyłki kinematyczne badanych kół zębatych, które mogą występować w określonych charakterystycznych pasmach częstotliwości związanych z częstotliwościami zazębień, czy wałów, na których osadzone są koła zębate [58].

Na rys. 7.4 przedstawiono model dynamiczny przekładni obiegowej na podstawie którego przeprowadzono ocenę skutkowo-przyczynową możliwych źródeł drgań emitowanych przez taki układ dynamiczny. W początku układu współrzędnych X, Y umieszczone jest koło centralne zewnętrznie uzębione, które pracuje jako koło sztywno łożyskowane, którego środek pokrywa się z początkiem układu współrzędnych X, Y. Koło wewnętrzne uzębione, którego fragmenty obwodu oznaczono grubą linią, pracuje jako koło nie łożyskowane wspierające się o koła obiegowe. Jest ono obrotowo unieruchomione za pomocą odpowiednich elementów mocujących. Jarzmo mocujące koła obiegowe jest sztywno łożyskowane, współosiowo z początkiem układu X, Y. Posiada ono swobodę obrotu stosownie do koła centralnego. Sztywność zazębień odzwierciedlona jest w modelu za pomocę sprężyn przemieszczających się pomiędzy odpowiednimi ślizgami (A-A) i (B-B). Zakłada się, że zarówno ślizgi jak i sprężyny mogą być obarczone odchyłkami wykonawczymi [41, 42].

Na rysunku zaznaczono symbolicznie te wielkości dynamiczne, które mogą mieć istotny wpływ na odpowiednie estymaty częstotliwościowe zakodowane w rejestrowanych sygnałach wibracyjnych, a mianowicie:

- M. moment obrotowy przyłożony do koła centralnego,
  - 3 przemieszczenie obwodowe wywołane obrotem koła centralnego wokół własnej osi.
- u<sub>1</sub> odchyłka kinematyczna zazębienia koła centralnego i obiegowego,
- r, promień koła zasadniczego,
  - 👌 przemieszczenie obwodowe jarzma mocującego koła obiegowe,
    - b<sub>3</sub> przemieszczenie obwodowe wywołane obrotem wieńca zębatego wokół własnej osi,



Rys. 7.4. Model dynamiczny przekładni obiegowej Fig. 7.4. Dynamic model of the planetary transmission gear

An an an analysis and an are drain an analysis and a second and a second a

- u<sub>3</sub> odchyłka kinematyczna zazębienia wieńca zębatego z kołem obiegowym,
- \[
   \Lambda x\_2 odchyłka płynności pracy wieńca centralnego z kołem obiegowym,
   \]
  - z<sub>1</sub> przemieszczenie obwodowe koła obiegowego na skutek obrotu koła wokół własnej osi.

Z przedstawionego modelu widać, jak różnorodne mogą być przyczyny powodujące drgenia układu planetarnego i nie wszystkie one mogą zostać ujawnione nawet w przypadku stosowania wąskopasmowej analizy częstotliwościowej [27]. Złożoność układu nie oznacza jednak niemożliwości wyznaczenia, przynajmniej niektórych odchyłek wykonawozych czy montażowych, w szczególności będzie to możliwe w przypadku korelacji niektórych odchyłek z odpowiednimi częstotliwościami charakterystycznymi określonych elementów obrotowych.

## 7.3. Wyznaczenie częstotliwości charakterystycznych układu napędowego głowicy

Zła posadowienie, przyleganie, ułożenie lub uszkodzenia części jest przyczyną zmian uporządkowania, jakie konstruktor założył dla danego układu dynamicznego [1, 2]. 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.

Zła zazębiania się kóż zębatych stanowi przyczynę nierównomierności w ich obrotach, co powoduje powstawanie szkodliwych dla przekładni drgań uwarunkowanych zmianę składowych prędkości obrotowych. Ruch niedopasowanych lub uszkodzonych części, wynikający z pasożytniczych stopni swobody, prawis zawsze ma charakter drgań typu relaksacyjnego.

Okres ruchu części odpowiadający jednemu z pasożytniczych stopni swobody zależy od konstrukcji pary kinematycznej, jak również od warunków pracy (obciążenia). Amplitudy drgań generowanych przez koła zębate i łożyska toczne zależę od rodzaju i wielkości odchyłek wykonawczych. Uwzględniając wyrażenia przytoczone w punkcie 5.2.1, obliczono częstotliwości charakterystyczne łożysk tocznych odpowiadające określonym defektom technologicznym. Wyniki tych obliczeń zestawiono w tabeli 7.1. Uwzględniając następnie model kinematyczny układu napędowego głowicy (rys. 4.1) oraz wyrażenia podane w punkcie 5.3.3, obliczono częstotliwości obrotowe wałów i zazębień kół zębatych wyszczególnionych w układzie kinematycznym napędu. Wyznaczone w ten sposób częstotliwości charakterystyczne zestawiono w tabelach 7.2 i 7.3. Celem zobrazowania wielkości popędu siły międzyzębnej działającej między kołami współpracującymi, w oparciu o wyrażenie (5.20) obliczono równoważnę wielkość impulsu uderzeniowego, odpo-

Pozycja na schemacie	Nr Łożyska	Względna częstotli- wość obr. f Hz	Defekt bieżni zew. ŕ <sub>2</sub> Hz	Dafakt bieżni wew. f <sub>1</sub> Hz	Defekt elementów tocznego f <sub>3</sub> Hz	Bicie luzy kosztka f <sub>5</sub> Hz	Bicie bieżni lub wał f Hz
1	NU 322	24,3	27,16	173.1	126,2	6'6	24.3
N	2222A	24,3	63,4	501,3	164,6	10,4	24,3
3	22315A	90'6	24,9	151,8	44,37	3,64	0'6
4 2 4	22216A	90'6	22,3	194,5	68,7	3,94	0'6
S	22316A	90°6	22,9	149,8	48,6	3,72	0'6
Q	2222A	6,4	16,8	133 . 4	43,8	2,77	6,4
7	22228A	4,65	12,2	95,9	31,2	1,99	4,6
8	22316A	4,65	11,7	76,8	24,9	1,91	4,6
6	22226A	2,82	7,16	55,1	18,4	1.2	2,8
10	23040A	2,1	5,5	58,8	20,5	0,96	2,1
11	G0315/2	1,63	1,57	29,3	28,7	0,77	1,6
12	G11011	2,13	2,6	45,2	35,3	1,0	2,1
13	23052A	0,64	1,73	17,8	5,96	0,29	0,6
14	22228A	0,64	1,63	13,3	4,33	0,28	0,6
15	W240	0,64	0,7	7,15	5.8	0,3	0,6

- 74 -

wiadającego zetknięciu się zębów. Otrzymane w ten sposób dane zestawiono w tabeli 7.4.

Obliczone wyżej częstotliwości charakterystyczne wraz z wartościami impulsu uderzeniowego pozwolę w procesie analizy częstotliwościowej na identyfikację i ocenę względną stanu dynamicznego wyszczególnionych elementów układu napędowego głowicy.

Tabela 7.2

and manager he her po	Ohn (ata	Częstotliwość, Hz			
NF Wagu	ODr./min	fi	2f <sub>i</sub>	3f <sub>i</sub>	
II	1460	24,3	48,6	73	
III	543,9	9,06	18,1	27,2	
IV	388,5	6,5	12,9	19,4	
V	279	4,65	9,3	13,9	
VI	169,2	2,82	5,64	8,4	
VII	38,7	0,65	1,3	1,94	

Częstotliwości obrotowe i ich harmoniczne wyszczególnionych wałów układu napędowego

#### Tabela 7.3

Częstotliwości zazębiania i ich harmoniczne wyszczególnionych kół zębatych

Walte makete	Częstotliwości zazębienia, Hz				
KOŁO ZĘDATO	fzi	2f <sub>zi</sub>	3f <sub>zi</sub>		
z <sub>1</sub>	464,1	928,2	1392,3		
z <sub>2</sub>	464,1	928,2	1392,3		
z <sub>3</sub>	182	364	546		
Z <sub>4</sub>	182	364	546		
z <sub>5</sub>	182	364	546		
z <sub>6</sub>	79	158	237		
Z7	79	158	237		
z <sub>8</sub>	79	158	237		
z <sub>g</sub>	62,1	124,2	186,3		
z <sub>10</sub>	30,9	61,9	92,9		

42.00	Impuls siły q N.s	9 <sub>12</sub> = 0.143	9 <sub>34</sub> = 0,089	9 <sub>45</sub> = 0,113	9 <sub>67</sub> = 0,034	9 <sub>78</sub> = 0,052	q <sub>010</sub> = 0.827
	Prodkość katowa rad	152,9	56,9	40 , 7	29,2	17.73	13,42
2 6	Błąd podzisłki t m .10 <sup>-6</sup>	42	47	47	53	53	47
u siły cębatych	Moduž m . 10 <sup>-3</sup>	4	10	10	12	12	10
wartości impuls gólnych kołach z	Moment bezwład. koła napędzanego kg.m <sup>2</sup>	0,4142	0,2107	0,651	0,188	3,94	5,28
Obliczone na poszcze	Momant bezwład. koła napędzającego kg m <sup>2</sup>	0,02256	0,11175	0,2107	0,143	0,188	3,94
	Liczba zębów koła napędzanego	Z <sub>2</sub> = 51	Z <sub>4</sub> = 28	2 <sub>5</sub> = 39	Z <sub>7</sub> = 28	Z <sub>8</sub> = 37	Z <sub>10</sub> = 19
	Liczba zębów koła napędzającego i	Z1 = 19	z <sub>2</sub> = 20 .	2 <sub>4</sub> = 28	Z <sub>6</sub> = 17	Z <sub>7</sub> * 28	Z <sub>9</sub> = 29

#### 8. ANALIZA DROGI PRZEJŚCIA SYGNAŁU WIBRACYJNEGO

Sposób generowania sygnału wibroakustycznego przez meszynę jest złożonym procesem fizycznym, odzwierciedlającym stan mechanicznej współpracy jej elementów. Wzajemne uderzenia części maszyn o siebie, następujące z różną siłą i częstotliwością, wywołują impulsy generujące w maszynie drgania eprężyste o szerokim widmie, które są następnie przekazywane poprzez korpus otoczeniu w postaci drgań ścianak i hałasu. Istotne znaczenie w diagnostyce wibroakustycznej maszyn posiada tzw. sygnał charakterystyczny, odzwierciedlający drganie mechanizmu, który jest wywołany w danej chwili przez określoną parę kinematyczną. Jednak do czujnika drgań, zamocowanego na korpusie przekładni, docierają również eygnały wysyłane przez inne pary kinematyczne pracujące jednocześnie, z tego względu istotnego znaczenia nabiegają metody właściwej selekcji i separacji rejestrowanych przez czujnik sygnałów [3, 50, 51] . Nalaży tu zwrócić szczególną uwagę na zagadnienie drogi przejścia sygnału x(t) od źródła drgań (poszczególnych par kinematycznych) do punktu odbioru sygnału przez przetwornik mocowany na ściance maszyny. Przyjmuje się, że mamy do czynienia z sygnałami ergodycznymi, a reprezentowany układ jest liniowy o stałych parametrach, określonych odpowiedzię impulsową h(?) i transmitancję H(f), które określaję wyrażenia:

$$y(t) = \int_{0}^{\infty} h(\vec{z}) \cdot x(t - \vec{z}) d\vec{z},$$

a togo welled in contach grantach grantachy of loss opt  $H(f) = [h(t)] \cdot exp(-j2%ft)dt,$  (8.2) (poincien). Fals apretyets as powisyichel graditurel dissiling) at out-

gdzie:

x(t) - wartość aygnału wejściowego,

y(t) - wartość sygnału wyjściowego.

wynika stęd, że transmitancję H(f) określa się jako transformatę Fouriera odpowiedzi impulsowej h(%).

1959 I movecame intervals relationstration along a Minister presidents

Zatem sygnał x(t) generowany przez określoną parę kinematyczną w wyniku skomplikowanych często dróg przejścia, będzie rejestrowany ne ściance jako sygnaž y(t).

Przy powyższych założeniach, zależność między funkcją gęstości widmowej mocy dla sygnałów na wejściu x(t) i wyjściu y(t) można wówczas opiseć równaniem

hewyoh. Missh funkoja h.(i) oznacza odposiadi impulazwa ukiedu, do zła-

 $G_{yy}(f) = |H(f)|^2 \cdot G_{xx}(f),$  (8.3)

(8.3)

(8.1)

als w daiye brodowible esterialnys, renters

canand berrout all blance

gdzie:

$G_{XX}(f), G_{yy}(f) =$	jednostronne funkcje gęstości widmowej mocy sygnałów x(t) i y(t),
H(f) -	amplitudowo-fazowa charakterystyka drogi przejścia

sygnażu (transmitancja). Tese al winchmuch singon W ogólnym przypadku transmitancja jest wielkością zespoloną, którą do-

godnie jest przedstawić za pomocą modułu i argumentu -ab w you

$$H(f) = |H(f)| \cdot \exp[-j\varphi(f)] \cdot (8.4)$$

exoconnego on torpuste priekzant, doctoraje reentes sygnaly waylant

rest Whish , unit Anarian atmants yage Instruments

Moduł H(f) nazywa się współczynnikiem wzmocnienia, natomiast argument  $\mathscr{G}(f)$  - współczynnikiem fazowym układu. Z równania (8.3) wynika, że amplitudowo-fazowa charakterystyka drogi przejścia opisuje filtracyjny i rezonansowy charakter tej drogi. Z fizycznego punktu widzenia oznacza to, że niektóre składowe widma mocy sygnału x(t) ulegną wzmocnieniu, natomiast inne mogą ulec wytłumieniu.

a syundayi aronoyeznyal, a representementy whiled lost linkery o gradyon parametreck, shradlanych adapatedile inpulsions h(C) : transairentil

# 8.1. Model układu liniowego wielowyjściowego

W wyniku zderzenia poszczególnych elementów maszyn w całym układzie napędowym powstają sprężyste fale materiałowe, 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. Cslem uproszczenia tego zagadnienia, można cały mechanizm generacji fal traktować jako zespół liniowych oscylatorów harmonicznych pokrywających szeroki zakres częstotliwości. W tym celu rozpatrzmy obecnie odpowiedź układu liniowego o stałych parametrach, którego poszczególne elementy generują stacjonarne wyjściowe sygnały losowe. Załóżmy następnie, że na wajściu układu występuje 🛛 🚽 sygnałów wejściowych, natomiast na wyjściu układu otrzymuje się tylko jeden sygnał wyjściowy podlegający pomiarom. Schemat takiego układu przedstawiono na rys. 8.1. Na wejściu układu występuje n ściśle określonych sygnałów wejściowych x<sub>i</sub>(t), (1 = 1,2,3,...,n), na które składają się oddziaływania zderzeniowe powstające w poszczególnych parach cząstkowych. Niech funkcja h $_{\star}(\tilde{\epsilon})$  oznacza odpowiedź impulsową układu, do któ-

TARALIZA CROCI PRICINC AND AND AND AND AND AND



Rys. 8.1. Wielowejściowy układ liniowy Fig. 8.1. Multi-input linear system

shi welst

rego wejścia dołączony jest sygnał x<sub>i</sub>(t). Obok sygnałów x<sub>i</sub>(t) przez układ przechodzą również zakłącenia wewnętrzne z<sub>i</sub>(t) nieskorelowane z sygnałem x<sub>i</sub>(t). Na wyjściu układu otrzymuje się tylko jeden sygnał wyjściowy, który może być rozpatrywany jako suma n sygnałów wyjściowych y,(t), (i = 1,2,3,...,n), to znaczy:

$$y(t) = \sum_{i=1}^{n} y_{i}(t),$$
 (8.5)

gdzie y<sub>i</sub>(t) oznacza część sygnału sumarycznego na wyjściu układu, pochodzącą od sygnału wsjściowsgo dołączonego do i-tego wsjścia, przy braku

sygnału na pozostałych wejściach. Wtedy, jak wynika ze wzoru (8.1), sygnał wyjściowy będzie równy

$$y_{i}(t) = \int_{0}^{\infty} h_{i}(t) \cdot x_{i}(t - t) dt,$$
 (8.6)

przy założeniu, że z<sub>i</sub>(t) — O. Zatem całkowity sygnał wyjściowy będzie określony wzorom

$$y(t) = \sum_{i=1}^{n} \int_{0}^{\infty} h_{i}(\tilde{c}) \cdot x_{i}(t - \tilde{c}) d\tilde{c},$$
 (8.7)

Uwzględniajęc przyjęte założenia, obliczamy funkcje gęstości widmowej mocy sygnału wyjściowego. W tym celu należy wykorzystać znane wyrażenie Wienera-Chinczyna:

$$S_{x} = \int_{-\infty}^{\infty} R_{x}(\tilde{c}) \cdot \exp(-j2\pi f\tilde{c}) d\tilde{c}$$

$$S_{y} = \int_{-\infty}^{\infty} R_{y}(\tilde{c}) \cdot \exp(-j2\pi f\tilde{c}) d\tilde{c}$$
(8.8)

oraz wyrażenia określejące funkcję autokorelacji przy założeniu, że proces jest stacjonarny:

$$R_{y} = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{n} \iint_{0} h_{i}(\tilde{c}_{1}) \cdot h_{j}(\tilde{c}_{2}) \cdot R_{ij}(\tilde{c}_{1} - \tilde{c}_{2} + \tilde{c}) d\tilde{c}_{1} \cdot d\tilde{c}_{2} \quad (8.9)$$

Ostatnie równanie stanowi wynik ogólny, dotyczący skorelowanych sygnałów wejściowych. Przyjmując, że wszystkie sygnały wejściowe są wzajemnie nieskorelowane, a ich wartości średnie równa zeru, wówczas

$$R_{ij}(\tilde{c}) = \begin{cases} R_i(\tilde{c}), & \text{dla } i = j \\ 0 & \text{dla } i \neq j \end{cases}$$
(8.10)

Stosując transformację Fouriera do równania (8.9), otrzymuje się gęstość widmową mocy sygnału wyjściowego w poetaci wyrażenia:

14.4

$$S_{y}(f) = \int_{-\infty} \exp(-j2\pi f\tilde{c})R_{y}(\tilde{c})d\tilde{c} = \int_{-\infty}^{\infty} \exp(-j2\pi f\tilde{c}) \sum_{i} \sum_{j} \iint_{0}^{\infty} h_{i}(\tilde{c}_{1}) \cdot h_{j}(\tilde{c}_{2}) \cdot R_{ij}(\tilde{c}_{1} - \tilde{c}_{2} + \tilde{c})d\tilde{c}_{1}d\tilde{c}_{2}) d\tilde{c} (8.11)$$

Po prostych przekształceniach, otrzymujemy

$$s_{y}(f) = \sum_{i=1}^{n} \sum_{j=1}^{n} H_{i}(f) \cdot H_{j}(f) \cdot s_{ij}(f),$$
 (8.12)

gdzie funkcje  $S_{ij}(f)$  odpowiada wzajemnej gęstości widmowej mocy między sygnażami  $x_i(t)$  i  $x_i(t)$ .

W przypadku procesów nieskorelowanych, gdy funkcja autokorelacji określona jest przez wyrażenie (8.10), równanie (8.12) przyjmuje postać

$$s_{y}(f) = \sum_{i=1}^{n} |H_{i}(f)|^{2} \cdot s_{i}(f).$$
 (8.13)

Uwzględniając, zgodnie ze schematem przedstawionym na rys. 8.1, zakłócenia wewnętrzne z(t), wówczes wyrażenie określejące gęstość widmowę mocy sygnału wyjściowego przyjmuje postać

$$s_{y}(f) = \sum_{i=1}^{n} |H_{i}(f)|^{2} (s_{i}(f) + s_{iz}(f)). \qquad (8.14)$$

nych, tan, wieden wessumnych, Odbiereite sygnel z Oswoinego punktu

Wyprowadzone wyżej zależności mogę być wyrażone w sposób bardziej zwięzły za pómocę zapisu wektorowego [59], dzięki temu wyniki etaję eię bardziej czytelne. W ogólnie przyjętym sposobie zapisu [32], wektor sygnału w przestrzeni n-wysiarowej można zapisać w postaci

$$\dot{x}(t) = [x_1(t), x_2(t), \dots, x_n(t)].$$
 (8.15)

Analogicznie, dle wektora transmitancji i wzajemnej gęstości widmowej mocy, między sygnażem wyjściowym y(t) a sygnażemi wejściowymi  $x_4(t)$ :

 $\vec{H}(f) = \left[H_1(f), H_2(f), \dots, H_n(f)\right],$  (8.16)

$$S_{xy}(t) = [S_{1y}(t), S_{2y}(t), \dots, S_{ny}(t)].$$
 (8.17)

Wszystkie sygnały wejściowe x<sub>1</sub>(t) możne przedstawić w postaci n-wymierowej kwadratowej macierzy widmowej

$$\vec{s}_{XX}(f) = \begin{bmatrix} s_{11}(f) \ s_{12}(f) \ \dots \ s_{1n}(f) \\ s_{21}(f) \ s_{22}(f) \ \dots \ s_{2n}(f) \\ \dots \\ s_{n1}(f) \ s_{n2}(f) \ \dots \ s_{nn}(f) \end{bmatrix}$$
(8.18)

- 92 -

Wówczas wynik reprezentowany przez wyrażenie (8.12) można przedstawić macierzowo

- 82

$$s_{yy}(f) = \vec{H}(f) \cdot \vec{s}_{xx}(f) \cdot \vec{H}^{*T}(f),$$
 (8.19)

gdzie:

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

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

$$s_{yy}(f) = \begin{bmatrix} H_{1}(f), H_{2}(f), \dots, H_{n}(f) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} s_{11}(f) & s_{12}(f) & \dots & s_{1n}(f) \\ s_{21}(f) & s_{22}(f) & \dots & s_{2n}(f) \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ s_{n1}(f) & s_{n2}(f) & \dots & s_{nn}(f) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{1}(f) \\ H_{2}(f) \\ \vdots \\ H_{n}(f) \end{bmatrix}$$
(8.20)

Równanie (8.19) stanowi także właściwy sposób przedstawienie równania (8.13), w przypadku gdy elementy macierzy S<sub>XX</sub>(f), nie leżące na głównej przekętnej, staję się zerami dla nieskorelowanych sygnałów wejściowych. Przedstawiony wyżej wynik może być zastosowany tylko dla przypadków idealnych, tzn. układów bezszumnych. Odbierając sygnał z dowolnego punktu ścianki maszyny, otrzymuje się zatem sygnał zniekształcony, którego wartość istotnie zależy od drogi przejścia sygnału.

bardetaj ezytelne. W ogdinia przyjętyc aposobile zapiau [32], bokrar ayg-

and a prostream magaiarment makes asplant a postact

# 8.2. <u>Minimalizacja warunków określających niezmienniczość</u> transmitancji układu

Zgodnie z wynikami pracy (32), każdą maszynę można traktować jako przekształtnik funkcyjny (operator) wektora stanu X w wektor sygnału S, zgodnie z równaniem

$$\vec{s} = \vec{F}(\vec{x}, \vec{z}),$$

(8.21)

gdzie: Instant a therisher of an and (1) a settetter viergys addresses

Ź – wektor opisujący zakłócenia wewnętrzne.

W wyniku przejścia sygnału od źródła do punktu odbioru drgań przez układ dynamiczny, opisywany transmitancją H(f), parametry sygnału wejściowego zostaną przekształcone w parametry sygnału wyjściowego, które w postaci estymat widmowych można opisać przez wektor S<sub>vy</sub>

(1) ..... (1) .... (1) .....

 $\vec{s}_{yy} = \varphi(\vec{s}_{xx}, \vec{s}_{zz}),$ 

(8.22)

Aby postawić efektywną diagnozę, oprócz znajomości klas stanów, istotna jest również znajomość częstotliwości charakterystycznych sygnału, odpowiadających parametrom sygnału wyjściowego. W tym celu sygnał x(t) odzwierciedlający stan najdogodniej jest przedstawić w postaci widm, co pozwala na przeprowadzenia identyfikacji odpowiednich składowych charakterystycznych.

Składowe charakterystyczne widma tworzę wektor sygnału na wejściu, opisany wyrażeniem (8.17), zatem można napisać

$$\vec{s}_{xx} = \left[ s_{xx}(f_1, \Delta f), s_{xx}(f_2, \Delta f), \dots, s_{xx}(f_n, \Delta f) \right], \quad (8.23)$$

gdzie:

S<sub>XX</sub>(f<sub>i</sub>,△f) – składowe charakterystyczne widma jako składowe wektora stanu sygnału na wejściu,

∆f f,

Podstawiając składowe sygnału na wejściu w postaci widma, wektor widmowy sygnału wyjściowego można przedstawić w postaci

$$\mathbf{S}_{yy} = \left[ \mathbf{S}_{yy}(f_1, \Delta f), \mathbf{S}_{yy}(f_2, \Delta f), \dots, \mathbf{S}_{yy}(f_n, \Delta f) \right]. \tag{8.24}$$

Każdemu parametrowi sygnału na wejściu przypisuje się pasmo o szerokości ∆f i częstotliwości środkowej f<sub>i</sub>. Zatem uproszczony związek między składowymi wektora sygnału na wejściu i wyjściu w każdym punkcie pomiarowym w myśl równania (8.14) można zapiaać w postaci

$$\vec{s}_{yy}(f_i, \Delta f) = \left| H_n(f_i, \Delta f) \right|^2 \left[ s_{xx}(f_i, \Delta f) + s_{zz}(f_i, \Delta f) \right]. \quad (8.25)$$

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 (8.25) można wówczas zapisać dla obu kierunków obrotu w postaci:

$$\begin{split} s_{yy}^{P}(f_{i}, \Delta f) &= \left| H_{n}(f_{i}, \Delta f) \right|_{P}^{2} \left[ S_{xx}^{P}(f_{i}, \Delta f) + S_{zz}^{P}(f_{i}, \Delta f) \right], \\ s_{yy}^{L}(f_{i}, \Delta f) &= \left| H_{n}(f_{i}, \Delta f) \right|_{L}^{2} \left[ S_{xx}^{L}(f_{i}, \Delta f) + S_{zz}^{L}(f_{i}, \Delta f) \right], \end{split}$$

$$\end{split}$$

$$\tag{8.26}$$

Z uwagi na symetrię obiegowę 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:

$$\left|H_{n}(f_{i}, \Delta f)\right|^{2}_{P} = \left|H_{n}(f_{i}, \Delta f)\right|^{2}_{L} = h_{n}(f_{i}, \Delta f) = \text{const}$$
(8.27)  
dla n=const

 $S_{ZZ}^{(f_1, \Delta f)} = S_{ZZ}^{*}(f_1, \Delta f) = S_{ZZ}^{*}(f_1, \Delta f) = \text{const}$ (8.28) dla n= const

Ostatnie równania stanowią podstawę przyjętej przez autora metody oceny stanu dynamicznego nowych głowic kombajnowych [59, 61]. Uwzględniając przyjęte założenia, wówczas różnica i iloraz odpowiednich składowych na wejściu i wyjściu, uwarunkowane zmianę kierunku obrotu układu, mogę być zapisane w postaci:

$$\Delta S_{yy} = S_{yy}^{P}(f_{i}, \Delta f) - S_{yy}^{L}(f_{i}, \Delta f) =$$

$$= h_{n}(f_{i}, \Delta f) \left[S_{xx}^{P}(f_{i}, \Delta f) - S_{xx}^{L}(f_{i}, \Delta f)\right] =$$

$$= h_{n}(f_{i}, \Delta f) + \Delta S_{xx}(f_{i}, \Delta f)$$

oraz

$$y = \frac{S_{yy}^{\mu}(f_{1}, \Delta f)}{S_{yy}^{L}(f_{1}, \Delta f)} = \frac{S_{xx}^{\mu}(f_{1}, \Delta f) + S_{zz}^{\mu}(f_{1}, \Delta f)}{S_{xx}^{L}(f_{1}, \Delta f) + S_{zz}^{L}(f_{1}, \Delta f)},$$

$$\frac{s_{xx}^{r}(f_{1},\Delta f) + s_{zz}(f_{1},\Delta f)}{s_{xx}^{L}(f_{1},\Delta f) + s_{zz}(f_{1},\Delta f)}$$
(8.30)

resignionych, oxnecities wowczas uncents

ringrad die obu Eterunide obrotu w gostant:

and the way as a state of the one of the first of the first of the state of the sta

DURING BORRELLY AND ALTO ALTONY AND AN IDAGS X

dla n = const

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

$$s_{xx}^{P,L}(f_1, \Delta f) \gg s_{zz}(f_1, \Delta f)$$
. (8.31)

Ostatecznie wyrażenie (8.30) przyjmie postać:

$$L_{yy} = \frac{S_{xx}^{P}(f_{1}, \Delta f)}{S_{xx}^{L}(f_{1}, \Delta f)}$$

Istotne znaczenie w procesie diagnozowania kontrolnego złożonych układów mechanicznych, może mieć estymata powstała ze stosunku wektora myg-

(8.29)

nału na wyjściu, odpowiednio dla obrotu prawego i lewego, będąca jak wynika z równania (8.32) bezpośrednim odzwierciedleniem odpowiednich składowych wektora sygnału na wejściu układu. W wyrażeniu tym nie występuje transmitancja, która zgodnie z przyjętym założeniem winna być stała w poszczególnych punktach pomiarowych n, co oznacza, że wprowadzona w ten sposób estymata nie jest obciążona błędem estymacji związanym ze zmianą transmitancji.

### 9. STOSOWANE ESTYMATY SYGNALU WIBRACYDNEGO

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 s(t) stanowi zasadniczo efekt sumarycznego oddziaływania wszystkich par kinematycznych. Z faktu tego wynikają dwa podstawowe problemy, których rozwiązanie stanowi podstawowy cel współczesnej diagnostyki wibroakustycznej [1, 4]. Pierwszy z tych problemów dotyczy znalezienia optymalnych metod rozdzielenia sygnału wyjściowego s(t) na takie składowe s<sub>1</sub>,s<sub>2</sub>,...,s<sub>n</sub>, 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 parametrów struktury układu.

Wyściowy sygnał wibroakustyczny można ogólnie przedstawić w postaci

$$s(t) = k(t) \cdot s_{-}(t) + m(t),$$

(9.1)

gdzie:

 s<sub>0</sub>(t) - użyteczna część sygnału, wyrażającego informację o stanie pary kinematycznej,

k(t) - zakłócenia multiplikatywne,

m(t) - zakłócenia addytywna.

Zakłócenia addytywne m(t) występuję niezależnie od sygnału, natomiast multiplikatywne k(t) występuję razem z sygnałem. Ocena stanu technicznego maszyny polega głównie na porównaniu dwu stanów – badanego i wzorcowego. Każdemu stanowi przyporzędkowany jest określony sygnał. Z tego względu przy ocenie jakościowej lub ilościowej etanu, 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 [52, 55].

## 9.1. Estymaty liczbowe amplitudy procesów wibracyjnych

Do najczęściej stosowanych i mierzonych miar amplitudowych w opisie sygnału wibracyjnego i hałasowego należą [62, 63]:

- 86 -

- wartość skuteczna, która zawiera informację o energii badanego sygnału

$$X_{RMS} = \left[\frac{1}{T}\int_{0}^{T} x^{2}(t)dt\right]^{\frac{1}{2}},$$
(9.2)

- wartość średnia, określająca moduł amplitudy sygnału

$$\bar{X} = \frac{1}{T} \int_{0}^{t} |x(t)| dt,$$

wortshould be tood packy, brane noosulate on atphintone misisterious wartość szczytowa, zawierająca informację o rozkładzie wartości maksy-

Sangya-yournablesters | youndable

N(1) - zekidoonig sultespicion

SukRégenie addyrymne a(s) systepuja ni anitspillarymone b(r) wentyputs fallering

to, sandary erencel orrequiredbowery jest, nireel ix

, una ta Remainanti dui tempiosatet eloso (9.7) staphtu bedeny avgnet jest pedabny de avgnetu uznu $\overline{\mathbf{x}}$ 

(9.3)

(9.5)

(9.6)

atom state sumarycanago oddelatyments servetitat our bis  $-X = \max |x(t)|$ , (9.4) haun savidonpalo, Herensblonen Les ymenishoo Je 0 < t < T

boden novelany or allestaniant should be available when a year and

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

malnych amplitud sygnału:

$$x^{2} = \frac{1}{T} \int_{0}^{T} [x(t) - \bar{x}]^{2} dt, \qquad (9)$$

gdzie T - jest czasem obserwacji sygnału wibracyjnego.

Na bazie wartości skutecznych parametrów drgań wprowadzono opierając sie na wyrażeniu (8.32) względne miary oceny intensywności drgań w postaci współczynnika kierunkowego, odpowiednio przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia drgań, zdefiniowanych wg zależności [56]:

ate E ive angedmianiam increania colosmiadnich ontypel eveneide mibrochu-

atvernych 1 pmazukiwanie wrajemnego Lon podoblaneres [52, 55].

- szczytowy współczynnik kierunkowy

$$x_{P,L}^{i} = 20 \cdot \log \left[ \frac{x_{P}^{i}}{x_{L(\min)}} \right]$$

– średni współczynnik kierunkowy

 $\overline{K}_{p}^{1} = 20 \cdot \log$ 

the withrouse . Wisin

- 87 -

- wagowy współczynnik kierunkowy

gdzie:

x.

- X<sub>L(min)</sub> minimalna wartość skuteczna jednego z parametrów drgań w danym punkcie pomiarowym ujawniona w badanej kopulacji wszystkich głowic dla obrotu lewego układu,
  - średnia wartość skuteczna w danym punkcie uśredniona względem wszystkich badanych głowic dla obrotu lewego,

(9.8)

X<sub>P</sub>, X<sub>L</sub> - skuteczne wartości chwilowe mierzonych parametrów drgań w danym punkcie pomiarowym, odpowiednio dla obrotu prawego i lewego.

Uwzględniając następnie równanie (8.29) 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 [72]

$$\Delta L_{P,L} = 20 \cdot \log(X_{P} - X_{L}).$$
 (9.9)

Istotnym zagadnieniem w doświadczalnej diagnostyce maszyn jest właściwe określenie poziomów drgań, wyjściowego i granicznego. Pewną istotną pomocą w ustaleniu tych granic może być norma ISO,3945 z 1975 r., w myśl której zmiana poziomu drgań w stosunku 6:1 (w skali decybelowej około 16 dB) winna być zaweze przyczyną zmiany klasyfikacji stanu drganiowego z dobrego na niedopuszczalny, grożący w każdej chwili awarię. Należy jednak tu podkreślić, że na podstawie pomiarów wprowadzonych współczynników kierunkowych wartości skutecznych nie można dokonać analizy bardziej szczegółowej, tzn. wskazać element lub część maszyny, która wymaga wymiany czy też naprawy. Tego typu informacje zawarte sę głównie w rozkładzie częstotliwościowym sygnałów wibroakustycznych, czyli w ich widmach [53, 54].

#### 9.2. Gestość widmowa mocy procesu

Każdy poruszający się element maszyny, wykonując ruchy przewidziane przez konstruktora, generuje procesy wibroakustyczne zawarte w określonym pasmie częstotliwości. Fakt ten oznacza, że ocena stanu technicznego elementu maszyny może być przeprowadzona za pomocę 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 [3]

$$X_{RMS}^{2} = \frac{1}{2T} \int_{-T}^{T} x^{2}(t) dt = \int_{-\infty}^{\infty} G_{xx}(f) df,$$

gdzie G<sub>xx</sub>(f) oznacza gęstość widmową mocy procesu.

saurecine wertoedt cheileme mierconych persention digen w de

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

nym punkola poslarowys, sdposiadnia dle mbrord

$$G_{yy}(f) = \frac{1}{2\pi} |X(f)|^2$$
, (9.11)

gdzie

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot \exp(-j2\pi ft) dt.$$

Z równań (9.10) i (9.12) wynika, że gęstość widmowa mocy ze względu na swój uśredniony charakter stanowi estymatę funkcyjnę określającę uśrednione własności procesu w dziedzinie częstotliwości f.

Istnieje obecnie wiele sposobów realizacji pomiarowej tej estymaty, wśród których na podkreślenie zasługują metody obróbki cyfrowej z szybką transformacją Fouriera.

# 9.2.1. Podstawowe założenia metody szybkiej transformacji Fouriera

Szeregi Fouriera, czy w ogólności transformaty Fouriera, występujące w analizie przebiegów czasowych, w wyniku odpowiednich przekształceń analitycznych pozwalają na znalezienie szeregu estymat dotyczących funkcji gęstości widmowej mocy. Transformaty Fouriera w nieskończonym przedziale realizacji x(t) przedstawione przez wyrażenie (9.12) można zapisać w postaci dyskretnej dla sygnału x(t) próbkowanego w N punktach następująco:

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) \cdot \exp(-j \frac{2\pi k n}{N}), \quad k = 0, \dots, N-1 \quad (9.13)$$

oraz

$$x(n) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} x(k) \cdot \exp(j \frac{2\pi nk}{N}), \quad n = 0, \dots, N-1 \quad (9.14)$$

editorenych drged, Federers analizy widowest test televisions

(9.12)

(9.10)

Znaczne podobieństwo obu wyrażeń sprawia, że oba przekształcenia mogę być realizowane za pomocą jednej procedury. Realizacja takiego przekształcenia wymaga wykonania N<sup>2</sup> mnożeń, co bardzo przedłuża czas obliczeń. Algorytmy umożliwiające wielokrotną redukcję czasu obliczeń transformat Fouriera pojawiły się w roku 1965. Istota szybkiego przekształcenia Fouriera polega na tym, że można wykonać znacznie mniej niż N<sup>2</sup> mnożeń, podczas wyznaczania członów o postaci

$$\exp(-j \frac{2\pi kn}{N}) = W(u).$$

Podstawiając ostatnie wyrażenie do równania (9.13), przekształcenie Fouriera można napisać w postaci

$$S(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) \cdot W(kn), \qquad k = 1, 2, \dots, N-1$$
 (9.15)

S. 4 . Flink =

Rozkładając szereg N liczb na dwa szeregi odpowiadające liczbom parzystym i nieparzystym, otrzymamy dla każdego z nich wyrażenie, równoważne zapisowi (9.13):

$$y^{2}(k) = y(k) \cdot W(kn), \qquad k = 0, 2, 4, \dots, N-2$$

$$z^{2}(k) = z(k) \cdot W(kn), \qquad k = 1,3,5,\ldots,N-3$$

Zatem:

N

$$x^{N}(k) = \frac{1}{2} \exp(j \frac{2\pi k}{N}) y^{N}(k) + \frac{1}{2} z^{N}(k)$$
 (9.16)

$$0 \leq k \leq \frac{N}{2} - 1$$

Gdy liczba próbek N jest całkowitą potęgą 2, czyli przy długości szeregu N =  $2^p$ , powtarzając tę procedurę p razy, otrzymamy szereg zawierający jeden człon, który po przekształceniu Fouriera jest z nim zgodny. W wyniku tego, zamiast  $2N^2$  operacji mnożeń, koniecznych przy procedurze dyskretnej transformacji Fouriera, uzyskuje się tylko  $2N\log_2 N$  operacji mnożeń.

Najczęściej stosowaną metodą obliczenia gęstości widmowej mocy jest metoda standardowa, zwana metodą Blackmanna-Tukeya. Polega ona na obliczeniu funkcji korelacji, a następnie na wyznaczeniu jej transformaty Fouriera. Jeżeli  $\{x_i\}$ , i = 1,2,...,N oznacza ciąg próbek (o wartości oczekiwanej równej zero), to funkcja korelacji  $R_r$ , r = 0,...,m, ma postać:

N-r  $= \frac{1}{N-r} \sum_{i=1}^{N-r} x_i \cdot x_{i+r}$ 

Widmo ciągu {\*<sub>i</sub>}, oznaczone przez G<sub>k</sub>, k = 0,...,m, oblicza się z zależności

$$G_{k} = 2\Delta t (R_{o} + 2 \sum_{r=1}^{m-1} R_{r} \cdot \cos \frac{\pi kr}{m} + R_{m} \cos \frac{\pi k}{m}),$$
 (9.18)

dents wynage wykonania W

przy czym G<sub>k</sub> odpowiada mocy skupionej wokół częstotliwości 🗶

Istniejące programy numeryczne szybkiego przekształcenia Fouriera umożliwiają znalezienie i graficzne przedstawienie funkcji gęstości widmowej mocy.

Głównie dzięki metodzie szybkiego przekształcenia Fouriera, metody częstotliwościowe stanowią skuteczne narzędzie identyfikacji diagnostycznej elementów badanej maszyny, szczególnie, w przypadkach gdy sygnały wejściowe i wyjściowe są długotrwałe oraz liczba punktów próbkowania jest bardzo duża.

## 9.2.2. Pasmowy współczynnik gęstości widmowej pracy

Anotan, oo bardan praudiusa azas obiitoten.

Analiza widmowe przemieszczenia drgań przeprowadzona w pasmie częstotliwości O-100 Hz dla obu kierunków ruchu wału wyjściowego ujawniła amplitudy odpowiadajęce częstotliwościom charakterystycznym wałów głównych i pośrednich, natomiast analiza widmowa prędkości drgań, przeprowadzona w pasmie częstotliwości O-800 Hz, ujawniła amplitudy odpowiadajęce częstotliwościom charakterystycznym niektórych kół zębatych [60, 61]. Uwzględniając znanę realację między średnim kwadratem procesu i jego gęstościę widmowę

$$\bar{x}^2 = \int_0^\infty G_x(f) df.$$

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

$$\bar{x}^{2} = \sum_{i=1}^{n} G_{x}(f_{i}) \Delta f = \sum_{i=1}^{N} N_{i}, \qquad (9.19)$$

funicit korelanit, a neelaphie na wyanazaniu jej transforaty fouriera.

N. - średni kwadrat procesu zmierzony w i-tym pasmie o szerokości △f.

Wówczas w przypadku obrotu prawego oraz lewego układu, można odpowiednio napisać:

$$\begin{split} G_{\mathbf{X}}^{\mathbf{P}}(\mathbf{f}_{\mathbf{i}}) &= \frac{\mathbf{N}_{\mathbf{i}}^{\mathbf{P}}}{\Delta \mathbf{f}}, \\ G_{\mathbf{X}}^{\mathbf{L}}(\mathbf{f}_{\mathbf{i}}) &= \frac{\mathbf{N}_{\mathbf{i}}^{\mathbf{L}}}{\Delta \mathbf{f}}, \end{split}$$

gdzie:

G<sub>x</sub><sup>P</sup>, G<sub>x</sub><sup>L</sup> - gęstości widmowe mocy przemieszczenia lub prędkości drgań dla obrotu prawego (P) i lewego (L) wału wyjściowego.

No optical range and an over manufactor, indemails and a the second s

(9.20)

Tworząc stosunek tych wielkości, otrzymamy estymaty punktowe, charakteryzujące poziom zmian gęstości widmowych mocy przemieszczenia lub prędkości, uwarunkowane zmianą kierunku obrotu układu:

$$O_{X}^{P*L}(f_{i}) = \frac{G_{X}^{P}(f_{i})}{G_{X}^{L}(f_{i})} = \frac{N_{i}^{P}}{N_{i}^{L}}$$
(9.21)

Gęstość energii przypadającej na przedział częstotliwości 🛆 f można wyrazic przez kwadrat funkcji gęstości widmowej amplitudy w postaci

$$G_{E}(f_{1},x_{1}) = \frac{|G_{x}(f_{1})|^{2}}{T},$$
(9.22)

Wynika stąd, że kwadrat funkcji gęstości widmowej amplitudy dla obrotu prawego i lewego będzie odpowiednio równy:

$$|G_{x}^{P}(f_{i})|^{2} = T \cdot G_{E}^{P}(f_{i},x_{i}),$$

$$|G_{x}^{L}(f_{i})|^{2} = T \cdot G_{E}^{L}(f_{i},x_{i}).$$
(9.23)

Podnosząc wyrażenie (9.21) do kwadratu i podstawiając wyrażenie (9.23). otrzymamy :

$$\left[0_{X}^{P,L}(f_{1})\right]^{2} = \frac{G_{E}^{P}(f_{1}, x_{1})}{G_{E}^{L}(f_{1}, x_{1})}.$$
(9.24)

Zatem kwadrat współczynnika pasmowego gęstości widmowej mocy można interpretować jako stosunek gęstości energii przypadającej na przedział częstotliwości 🛆 f, odpowiednio dla prawego i lewego kierunku obrotu. Wyraża więc on w sensie fizycznym wagę energetyczną określonego kierunku W przypadku prawidłowej (idealnej) współpracy dynamicznej poszczególnych elementów kinematycznych głowicy, po zmianie kierunku obrotu powinna byc zachowana pełna symetris w rozkładzie amplitud w poszczególnych pasmach częstotliwości. Oznacza to, że stan graniczny odpowiadający zarazem teoretycznemu stanowi wzorcowemu winiem cechować się równością amplitud w poszczególnych pasmach częstotliwości dla obrotu prawego i lewego, zatóm:

$$G_{x}^{P}(f_{i}) \cong G_{x}^{L}(f_{i}), \ \Theta_{x}^{P,L}(f_{i}) = 1.$$
 (9.25)

Współczynnik  $\Im_{x}^{P*L}(f_{i})$ , stanowiący nową estymatę punktową dla danego pasma, można by nazwać pasmowym współczynnikiem gęstości widmowej mocy, odpowiednio przemieszczenia oraz prędkości drgań.

Odstępstwa od stanu cdpowiadającego poprawnej (wzorcowej) współpracy dynamicznej określonych elementów układu mogą być wówczas scharakteryzowane przez wyrażenie

$$\Delta \Theta_{\chi}^{P,L} = \Theta_{\chi}^{P,L} - 1. \tag{9.26}$$

Wówczas przypadek  $\Delta \Theta_{\mathbf{x}}^{\mathbf{P},\mathbf{L}} > 0$ , określa pewną klacę odchyłek dodatnich, natomiast  $\Delta \Theta_{\mathbf{x}}^{\mathbf{P},\mathbf{L}} < 0$ , klasę odchyłek ujemnych. Klasa odchyłek dodatnich odzwierciedla przewagę drgań uwarunkowanych obrotem układu w kierunku prawym, natomiast klasa odchyłek ujemnych (harakterystyczna jest dla przewagi drgań uwarunkowanych obrotem układu w kierunku lewym.

## 9.3. Metoda cepstrum

Oprócz wyżej omówionych metod obróbki sygnałów diagnostycznych, istnieje szereg metod specjalnych, wymagających jednak dość złożonej aparatury pomiarowej i znacznego nakładu pracy. Do chwili obecnej ich praktyczna przydatność do diagnozowania przekładni zębatych nie została w pełni zbadana [4, 7].

Niektóre rodzaje odchyłek wykonawczych, jak np. mimośrodowość osadzenia kół, mogą powodować modulację głównego sygnału pochodzącego z zazębienia się kolejnych par kół, które mogą być identyfikowane po zastosowaniu specjalnych metod obróbki sygnału. Obecność w sygnale diagnostycznym większej liczby składowych okresowych powoduje małą czytelność obrazu reprezentowanego przez funkcję gęstości widmowej mocy i z tego względu bez 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 pochodzące z dalazych etopni. Na bazie tych rozważań powstała metoda zwana cepstrum. Widmo cepstrum zdefiniowano jako widmo mocy wyznaczone na podstawie uprzednio sporządzonego logarytmicznego widma mocy badanego sygnału. Aby wyjaśnić sens fizyczny tej metody załćżmy, że do danego punktu odbioru drgań korpusu maszyny dociera sygnał drganiowy x(t) oraz część tego samego sygnału przebywającego inną drogę z opóźnieniem  $\tilde{v}$  oraz współczynnikiem osłabienia  $\alpha < 1$ . Zatem w punkcie odbioru wystąpi sygnał wypadkowy, określony przez wyrażenie:

$$w(t) = x(t) + x(t - z)$$
, (9.27)

Transformata Fouriera tego sygnału będzie równa

$$W(f) = X(f) + \alpha X(f) \cdot \exp(-2\pi j f C_0).$$
 (9.28)

Funkcja gęstości widmowej mocy ma postać

$$G_{WW}(f) = G_{XX}(f) \left[ 1 + 2\alpha \cos 2\Re f \tilde{c}_0 + \alpha c^2 \right]. \qquad (9.29)$$

Z ostatniego równania wynika, że widmo mocy sygnału pierwotnego zmieszane ze swoim echem cechuje się okresowością w skali częstotliwości, a maksima widmowe będą się powtarzały z częstotliwością wynikającą z opóźnienia f =  $1/7_0$  ( $\alpha > 0$ ). Logarytmując wyrażenie (9.21), przy założeniu  $\alpha < 1$ ,  $\alpha \sim 0$ , otrzymamy

$$\log G_{m}(f) = \log G_{m}(f) + 2 \cdot 0.4343 \alpha \cos 2\pi d c_{m}$$
 (9.30)

Kwadrat modułu transformaty Fouriera ostatniego wyrażenia daje poszukiwaną funkcję cepstrum:

$$C_{X}(\tilde{c}) = \left| F\left\{ \lg_{WW}(f) \right\} \right|^{2} = \left| F\left\{ \lg_{XX}(f) \right\} + 0,4343 \alpha \delta(\tilde{c} - \tilde{c}_{0}) \right|^{2} \quad (9.31)$$

Funkcja cepstrum charakteryzuje się występowaniem maksimum we współrzędnej č<sub>o</sub>.

Zastosowanie analizy cepstrum przy określaniu stanu dynamicznego maszyny polega na uogólnieniu zależności (9.21). Wynika to z faktu, że widma procesów wibracyjnych szeregu maszyn wykazują charakter okresowy o częstotliwości powtarzania prążków widmowych  $f_0$ . Zastępując w zależności (9.21) opóźnienie  $\mathcal{T}_0$  przez częstotliwość  $f_0 = 1/\mathcal{T}_0$ , otrzymamy

$$G_{WW}(f) = G_{WW}(f) \left[1 + 2 \cos \frac{2\pi f}{f_0} + c^2\right] = G_{XX}(f) \cdot \phi(f, f_0),$$
 (9.32)

gdzie:

\$\phi(f,f\_c) = stanowi czynnik modulujący gystości widrowej z interwołem
 repetycji f\_c.

Należy tu podkreślić, że logarytmowanie gęstości widmowej zmniejsza rozpiętość między małymi i dużymi maksimami, w wyniku czego następuje kompresja dynamiki widma, przyczyniając się do zwiększenia okresowości widma, co zostało zobrazowane na rys. 9.1.



Rys. 9.1. Wpływ operacji logarytmowania na dynamikę i kształt widma mocy Fig. 9.1. Effect onf finding the logarithm on the dynamics and shape of power spectrum

wyralanza daje nusaukiwaną

Logarytmując zatem zależność (9.24), otrzymamy zgodnie z definicją cepstrum wyrażenie:

$$C(\tilde{c}) = \left| F\left\{ \lg G_{ww}(f) \right\} \right|^{2} = \left| F\left\{ \lg G_{xx}(f) \right\} + F\left\{ \lg \phi(f, f_{o}) \right\} \right|^{2}. \quad (9.33)$$

Wykorzystując pseudookresowość funkcji  $\phi$  (f,f<sub>o</sub>) można skorzystać z roz-kładu fourierowskiego:

$$lg\phi(f,f_0) = \sum_{-\infty}^{\infty} \phi_n \cdot \exp(2\pi jn \frac{f}{f_0}) = \phi_0 + \phi_1 \cdot \exp(2\pi j \frac{f}{f_0} + \dots + (9.34))$$

Podstawiając wyrażenie (9.26) do (9.25) po rozpisaniu transformaty otrzymamy ostatecznie

$$C(\tilde{c}) = \left| F\left\{ lgG_{XX}(f) \right\} + \phi_{0} + \phi_{1}\delta(\tilde{c} - \frac{1}{f_{0}}) \right|^{2}.$$
(9.35)

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

Z przedstawionych rozważań wynika, że wykorzystanie analizy cepstralnej w badaniach identyfikacyjnych stanu dynamicznego może dać szczególnie pozytywne wyniki podczas badania przekładni zębatych. W przekładniach, w których występują np. duże luzy międzyzębne wywołane błędami montażowo-wykonawczymi, wokół częstotliwości zazębienia i jej harmonicznych pojawia się w widmie cały szereg harmonik częstotliwości obrotowej, uwarunkowanych zjawiskiem modulacji, co preferuje w tych badaniach metodę cepstrum.

## 9.4. Liczba przejść procesu wibracyjnego przez zadany poziom wartości

Z analizy funkcji gęstości rozkładu prawdopodobieństwa amplituda parametrów wibracyjnych wynika, że do rozróżnienia stanów dynamicznych niektórych elementów maszyn (łożyska, koła zębate) nie jest często potrzebna znajomość całej krzywej gęstości rozkładu [5, 6]. Wystarczy często wyznaczyć tylko gęstość rozkładu w punkcie o amplitudzie X<sub>y</sub> = 0 [55] lub też w innym punkcie charakterystycznym, np. X<sub>x</sub> = a, albo też zamiennie wyznaczyć wielkości pochodne, jak np. częstotliwość przejścia procesu przez zadany poziom X w kierunku dodatnim lub ujemnym. Rozpatrzmy w ogólności niestacjonarny ciągły proces stochastyczny x(t) o łącznej gęstości prawdopodobieństwa p(x,x;t) samego procesu i jej pochodnej x. wybierzmy z przedziału możliwych wartości x(t) pewną zdeterminowaną wartość stałą X<sub>\*</sub> i obliczmy następnie średnią liczbę przejść procesu x(t) przez poziom X<sub>\*</sub>. Należy przy tym rozróżnić przejścia, dla których pochodna  $\dot{x}>0$ (przejścia dodatnie) oraz, dla których x < 0 (przejście ujemne), co pokazano na rys. 9.2. Średnią liczbę przejść dodatnich przez poziom X<sub>\*</sub> w jednostce czasu będziemy oznaczać przez 🔹 (X\_:t), natomiast średnię liczbę przejść ujemnych, przez 🗞 (X<sub>\*</sub>;t). Ze względu na to, że średnia liczba przejść w niejednakowych przedziałach czasu posiada cechę addytywności, zatem średnią liczbę  $N_{4}(X_{4}; 0 \leq i \leq t)$  przejść dodatnich przez poziom x, w czasie 0≤% ≤ t można wyrazić przez średnią liczbę przejść dodatnich w jednostce czasu 🖓 (X\_it), wykorzystując wyrażenie

$$N_{*}(X_{*}; 0 \leq \tilde{v} \leq t) = \int_{0}^{t} \phi_{*}(X_{*}; \tilde{v}) d\tilde{v}_{*}$$
(9.36)

Analogicznie w przypadku przejść ujemnych można napisać

$$N_{(X_{*};0 \leq \tau \leq t)} = \int_{0}^{t} \sqrt[n]{(X_{*};\tau)} d\tau, \qquad (9.37)$$



Rys. 9.2. Schemat przejść dodatnich (x > 0) i ujemnych (x < 0) poziomu zdeterminowanego x Fig. 9.2. Diagram of positive transitions (x > 0) and negative ones (x < 0) of the determined level X<sub>\*</sub>

uwzględniając fakt, że procesy wibracyjne należą do procesów stacjonarnych, wówczas

$$\phi_{+}(X_{*}) = \phi_{-}(X_{*}).$$
 (9.38)

Można teraz ustalić związek między średnią liczbą przejść, np. dodatnich w jednostce czasu a łączną gęstością prawdopodobieństwa p(x,\*,t). W tym celu rozpatrzmy dostatecznie mały przedział czasu  $\triangle t$ . Oznaczmy przez P<sub>1</sub>(X<sub>\*</sub>; $\triangle t$ ) prawdopodobieństwo tego, że w czasie  $\triangle t$  nastąpi jedno przejście poziomu X<sub>\*</sub>, przez P<sub>2</sub>(X; $\triangle t$ ) - µrawdopodobieństwo tego, że w czasie  $\triangle t$  nastąpią dwa dodatnie przejścia itd. Wówczas średnia liczba przejść w przedziałe czasu  $\triangle t$  będzie określona przez wyrazenie

$$N_{+}(X_{*};t \in \tilde{c} \leq t + \Delta t) = \sum_{k=1}^{\infty} k \cdot P_{k}(X_{*};\Delta t), \qquad (9.39)$$

Średnią liczbę dodatnich przejść w jednostce czasu znajdziemy wykorzystując związek

$$\varphi_{+}(X_{*};t) = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{N_{+}(X_{*};t \leq \ell \leq t + \Delta t)}{\Delta t}$$
(9.40)

Wyrażenie (9.32) można zapisać w postaci

$$\sum_{k=1}^{\infty} k \cdot P_{k}(X_{*} j \Delta t) = P_{1}(X_{*} j \Delta t) + \sum_{k=2}^{\infty} k \cdot P_{k}(X_{*} j \Delta t). \quad (9.41)$$

Uwzględniając przypadek graniczny, gdy  $\Delta t \rightarrow 0$  zadanie sprowadza się do obliczenia prawdopodobieństwa zdarzenia losowego, polegającego na tym, że w małym przedziałe czasu  $\Delta t$  następuje jedno dodatnie przejście poziomu X<sub>w</sub>. Z przyjętego założenia wynika zwięzek

$$\Psi_{+}(X_{*};t) = \lim_{\Delta t \to 0} \frac{P_{1}(X_{*};\Delta t)}{\Delta t}$$
(9.42)

Prawdopodobieństwo to wyrazimy przez łączną gęstość prawdopodobieństwa p(x,x;t). Rozpatrzmy schemat przejścia poziomu przedstawiony na rys. 9.3, kiedy punkt przejścia dzieli przedział ∆t na dwa przedziały ∆t<sub>1</sub> 1∆t<sub>2</sub>, wówczas szukane prawdopodobieństwo zdarzenia losowego będzie można wyrazić:

$$P_{1}(X_{*} \wedge t) = \vec{P} \begin{bmatrix} X_{*} - \Delta X_{1} \leq X(t) \leq X_{*} + \Delta X_{2} \\ X > 0 \\ t \leq t \leq t + \Delta t \end{bmatrix}$$

$$P_{1}(X_{x} i \Delta t) = \int_{0}^{\infty} d\dot{x} \int_{X_{x}}^{X_{x} + \Delta x_{2}} p(x, \dot{x}; t) dx$$

ABREF, A. MIG / 20 ] = ( = 37201 AF.W

Uwzględniając, że

$$\Delta t_1 + \Delta t_2 = \Delta t$$
$$\Delta x_1 + \Delta x_2 = \dot{x}(t) \cdot \Delta t$$

otrzymamy ostatecznie szukane prawdopodobieństwo przejścia:

$$P_1(X_{\pm};\Delta t) = \Delta t \int_0^{\infty} p(X_{\pm}, \dot{x}, t) \dot{x} dx$$

(9.43)

intysais , ansoinais eich



Rys. 9.3. Pomocniczy schemat przejść poziomu ustalonego X, dla obliczenia łącznej gęstości prawdopodobieństwa p(x,x)t)
 Fig. 9.3. Auxiliary diagram of transitions of the determined level X, for calculating of the joint concentration of probability p(x,x;t)

Podstawisjąc wyrażenie (9.35) do wzoru (9.34) i uwzględniając przejście graniczne, otrzymamy końcową poszukiwaną postać tego związku:

$$\varphi_*(X_*it) = \int_0^\infty p(X_*, \dot{x}_{it}) \dot{x} d\dot{x}$$
(9.44)

Po uwzględnieniu wyrażenia (9.28), średnia liczba przejść dodatnich w czasie  $0 \leq \tilde{c} \leq t$  będzie równa:

$$N_{\star}(X_{\star}; 0 < \tilde{c} < t) = \int_{0}^{t} d\tilde{c} \int_{0}^{\infty} p(X_{\star}, \tilde{x}, \tilde{c}) \dot{x} d\tilde{x}$$

Dla stacjonarnego procesu losowego

$$N_{\pm}(X_{\pm}) \in \mathcal{C} \leq t) = \mathcal{P}_{\pm}(X_{\pm})t.$$

(9.45)

(9.46)

To have parallel

 $P_{\underline{x}}(x_{\underline{x}}, to x) = \Delta x \int u(x_{\underline{x}}, x, x) \dot{x} dx$ 

Przyjmując, że proces wibracyjny spełnia wymogi stacjonarnego procesu gaussowskiego, obliczmy średnią liczbę przejść dla takiego procesu, który zgodnie z definicję spełnia własność [3]:

$$p(x,x) = p_{x}(x) \cdot p_{y}(x)$$
 (9.47)

countries becaused and addressed

ates a simple of the Lankon do (9.48)

- GAR THE CALLERY AVE

 $\left[ 0_{\mu}(u)u^{2}du = u^{2}_{\alpha} \int a_{\mu}(u)du,$ 

atra a detain a ferrar, de des proposites que entre prorecente de catego en conserve a presenta entre entre

A And 2313 Bio mandant eres a plo

s second a second a provide starough

(9.50)

5.

przy czym:

$$p_{1}(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}6_{x}} \cdot \exp\left[-\frac{x-a^{2}}{26_{x}^{2}}\right],$$
$$p_{2}(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}6_{x}} \cdot \exp\left[-\frac{x^{2}}{26_{x}^{2}}\right],$$

Jeśli dana jest widmowa gęstość mocy procesu  $G_{\chi}(\omega)$ , to wówczas opisane wariancje można przedstawić przez związki:

$$G_{\mathbf{x}}^{2} = \int_{-\infty}^{\infty} G_{\mathbf{x}}(\omega) d\omega, \quad G_{\mathbf{x}}^{2} = \int_{-\infty}^{\infty} G_{\mathbf{x}}(\omega) \omega^{2} d\omega \qquad (9.49)$$

Podstawisjąc wyrażenie (9.47) do wyrażenie (9.44), otrzysamy:

$$v_{+}(x_{*}) = p_{1}(x_{*}) \int_{0}^{\infty} p_{2}(x) x dx$$

Uwzględniając następnie wyrażenie:

$$\int_{0}^{\infty} \exp - \frac{x^2}{26_x^2} \quad x \, dx = 6^2 \frac{x^2}{x}$$

otrzymemy :

$$\varphi_{+}(x_{*}) = \frac{6\dot{x}}{26_{x}} \cdot \exp\left[-\frac{(x_{*} - e)^{2}}{26_{x}^{2}}\right]$$

Wprowadzając oznaczenie:

$$\omega_{\rm B} = \frac{6 \dot{\mathbf{x}}}{\mathbf{x}} = \begin{bmatrix} \int_{0}^{\infty} G_{\mathbf{x}}(\omega) \omega^2 d\omega \\ \\ \int_{0}^{\infty} G_{\mathbf{x}}(\omega) d\omega \end{bmatrix}^{\frac{1}{2}}$$
(9.51)

(2) - (a) - (a, a) (4, a) (9,51)

"y zgodnie z definicje spelnie wlasność (3

partial = axa = 1 = 25

deldahim real anab lieut

Parametr w\_ posiadający wymiar sek.<sup>-1</sup> można nazwac efektywną częstotliwością procesu x(t). Jeśli proces x(t) jest wąskopasmowy o częstotliwości nośnej w<sub>n</sub>, to zgodnie z twierdzeniem o średniej

$$\int_{0}^{\infty} G_{\mathbf{x}}(\omega) \omega^{2} d\omega = \omega_{0}^{2} \int_{0}^{\infty} G_{\mathbf{x}}(\omega) d\omega.$$

2

Wynika stąd ważny wniosek, że dla procesu wąskopasmowego, częstotliwość efektywna w\_ pokrywa się z częstotliwością nośną w\_. Po uwzględnieniu oznaczenia (9.51) wyrażenie (9.50) przyjmie postać

$$\varphi_{+}(x_{*}) = \frac{\omega_{0}}{2\pi} \exp\left[-\frac{(x_{*} - a)^{2}}{2\delta_{x}^{2}}\right]$$
 (9.52)

Przyjmując, że wartość graniczna poziomu zdeterminowanego X, = a, otrzymamy końcowe wyrażenie określające liczbę przejść dodatnich w jednostce czasu

$$(x_{*}) = \frac{\omega_{0}}{2\pi}$$
 (9.53)

rodstanistic wrateria (9.47) do wrainnin (9.44), utrayannyi

Wynika stąd wniosek, że efektywna częstotliwość  $\omega_{\mathbf{e}}$  może być interpretowana jako średnia częstotliwość dodatnich przejść średniego poziomu procesu.

Z punktu widzenia diagnostyki wibracyjnej ważna jest również znajomość średniej liczby maksimów 🖓 max(X<sub>\*</sub>;t) prz wyższających zadany poziom odniesienia, którą można obliczyć jako średnią liczbę ujemnych przejść procesu x(t) przez poziom zerowy, którą często nazywa się częstotliwością Rice'a. Można wykazać, że dla procesów gaussowskich po uwzględnieniu wyrażenia (9.51), otrzymamy wyrażenie określające, tzw. częstotliwość Rice'a

$$f_{R} = \frac{1}{2\pi} \left[ -\frac{R_{x}''(0)}{R_{x}(0)} \right]^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{2\pi} \left[ \int_{0}^{\infty} G_{x}(f) f^{2} df \\ \int_{0}^{0} G_{x}(f) df \\ \int_{0}^{0} G_{x}(f) df \\ \end{bmatrix}^{\frac{1}{2}} = \frac{1}{2\pi} \frac{Gx}{Gx}.$$
(9.54)

Z ostatniej relacji wynika, że mierząc częstotliwość dodatnich (lub ujemnych) przejść przez poziom zerowy można wnioskować o zmianie funkcji korelacji czy też gęstości widmowej mocy procesu wibracyjnego. 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 ogniw układu kinematycznego w zależności od występujących niedokładności montażowotechnologicznych może mieć istotny wpływ na amplitudę i częstotliwość dominującą w widmie, z tego względu wprowadzona wielkość widmowa może w wielu przypadkach stanowić dobrą dyskryminantę stanu technicznego obiektu.

#### 10. STOSOWANY SYSTEM POMIAROWY

Z ustaleń przeprowadzonych wyżej wynika, że sygnał wibracyjny pracującej głowicy może być rozłożony na składowe, z których każda odzwierciedla atan dynamiczny pojedynczej pary kinematycznej. Po wyznaczeniu odpowiednich estymat rejestrowanych sygnałów można będzie dokonać oceny atanu technicznego określonej pary badanego układu, z uwzględnieniem całej procedury identyfikacji, której etapy pokazano schematycznie na rys. 10.1.

Zarejestrowane realizacje stanowiły bazę wyjściową umożliwiającą uzyskania ocen charakterystyk statystycznych procesów wibracyjnych. W badaniach uwzględnione zostały następujące charakterystyki:

- wartości skuteczne przemieszczeń (Z<sub>RMS</sub>), prędkości (V<sub>RMS</sub>) i przyspieszeń (A<sub>RMS</sub>);
- wąskopasmowe widmo amplitudowe przemieszczenia, prędkości i przyspieszania uśrednione w czasie T.

Pomiary zostały przeprowadzone 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. 10.2 przedstawiono całościowy układ pomiarowy do rejestracji, odtwarzania, analizy oraz przetwarzania danych pomiarowych '[66]. Sygnały z czujników piezoelektrycznych (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 laboratoryjny, w którego skład wchodziły, dwukanałowy analizator B-K typu 2034 (4), rejestrator cyfrowy 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, 2 przedstawiono stosowany laboratoryjny system pomiarowy.



Rys. 10.1. Etapy procesu identyfikacji diagnostycznej Fig. 10.1. Stages of the diagnostic identification process





Rys. 10.2. Układ pomiarowy do rejestracji, odtwarzania i analizy wyników Fig. 10.2. Measuring system for the registering, reproduction and analysis of results

type 2034 (4), rejestrator tytrown 1-W avou 2313 fbr. Monouler wraz a pin-

- 103 -

10,14 Oote funkcionalny enaltantors 8-K typu 2034

manh brodemenes

w becentech laboretoryjnych, zwiozenych z obróbłe uprzednio negranego



Firmy B-K i tych na pri matilitod, v Stonowa niaž wygodi granu prao,

o isanak anb az serkes go sizistyk oyismotus -

Fot. 1. Ogólny widok stosowanej aparatury laboratoryjnej w badaniach wibracyjnych

Phot.1. General view of the laboratory equipment being applied in vibratory tests



Fot. 2. Widok analizatora 2034 wraz z rejestratorem graficznym 2313 firmy Bruel-Kjaer

Phot.2. View of the analyser 2034 together with the graphical logger 2313 made by the firm Bruel-Kjaer

### 10.1. Opis funkcjonalny analizatora B-K typu 2034

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.

- 104 -

Stosowany analizator cechuje się nowoczesnością konstrukcji, jak również wygodą obsługi, polegającą na zaprogramowaniu odpowiedniego harmonogramu prac.

Główne własności i parametry analizatora 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 zestawów danych pomiarowych i dziesięciu zestawów danych przetwarzania oraz łatwość wywoływania 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, korelacje własna i wzajemna, funkcja gęstości prawdopodobieństwa, dystrybuanta i inne,
- przedstawienie wyników analizy w różnych układach współrzędnych,
- własny generator funkcyjny do celów testowania,

10 type, 10.2, third peaker my do mappel again.

 specjalna jednostka testująca typu ZZ 0201 w postaci filtru pasmowoprzetwarzającego z własną zwłoką czasową.

Analizator z programem FFT umożliwia realizację pomiarów i analiz sygnałów analogowych w zakresie częstotliwości od 0 do 25,6 kHz z rozdzielczością 2 mHz do 32 Hz, posiada możliwość liniowego, wykładniczego i szczytowego uśrednienia do 32767 widm.

LEES, WARRANT TRANSPORTED BUT THE STARTED STARTED START STARTED ST

service and a same son and an and a service and a service

Parametry przetwarzania:

KOD PRZETWARZANIA - 1

W - kod bieżący

kody definiowane

```
11
     kody programowe
20
Struktura obróbki syngałów:
0 - przebieg czasowy - k.A
 1 - przebieg czasowy - k.B
2 - przebieg czasowy A względem B
 3 - sygnał czasowy uśredniony synchronicznie - k.A
 4 - sygnał czasowy uśredniony synchronicznie - k.B
 5 - sygnał czasowy uśredniony synchronicznie A względem B
6 - gestość prawdopodobieństwa - k.A
 7 - gestość prawdopodobieństwa - k.B
8 - dystrybuanta - k.A
9 - dystrybuanta - k.B
10 - spektrum czasowe - k.A
11 - spektrum czasowe - k.B
12 - uwypuklone spektrum czasowe - k.A
13 - uwypuklone spektrum czasowe - k.B
14 - spektrum częstotliwościowe - k.A
15 - spektrum częstotliwościowe - k.B
16 - spektrum wzajemne
17 - charakterystyka częstotliwościowa H1
18 - odwrotna charakterystyka częstotliwościowa H1
19 - charakterystyka częstotliwościowa H2
20 - odwrotna charakterystyka częstotliwościowa H2
21 - koherencja
22 - stosunek sygnału do szumu
23 - moc koherentna
24 - moc niekoherentna
25 - autokorelacja - k.A
26 - autokorelacja - k.B
27 - cepstrum - k.A
28 - cepstrum - k.B
29 - charakterystyka impulsowa.
```

- 105 -

11. BADANIA STANOWISKOWE GLOWIC RAMIENIOWYCH

Schemat laboratoryjnego stanowiska do badań stanu dynamicznego głowic ramieniowych przedstawiono na rys. 11.1. Głowica badana (2) napędzana przez kombajnowy silnik prędu przemiennego jest połęczona za pomocę sprzęgła (3) bezstopniowego z drugę głowicę (1) obciężającę, tworzęc w ten sposób układ dynamiczny o stałej prędkości obrotowej. Głowicę (1) obcię-



Schwast Luboratoryjnugo stanumizka do badah stanu dynastdonego glavić rasioniowych promistaniono na rys, 11.1. Olomiro budana (21 naoglanna prose combejnowy silnih predu promismogo jest polękona za pomoce sprieg gis (3) bezetopniowego z druge glawice (1) obolężające, tworege w zen spowób wkład dynaminany o stażaj prędkodki obretemuje Glawice (3) obolęż


Rys. 11.2a. Schemat lokalizacji punktów pomiarowych na korpusie głowicy, przekrój A-A Fig. 11.2a. Location diagram of the measuring pointe on the head frame,

section A-A



Rys. 11.2b. Schemat lokalizacji punktów pomierowych na kerpusie głowicy, przekrój B-B Fig. 11.2b. Location diegram of the measuring pointe on the head frame, section B-B żano za pomocą hamującego silnika prądu stałego, pracującego w układzis Leonarda o mocy nominalnej 132 kW, z możliwością realizacji obciążenia w przedziale mocy od 0 do wartości nominalnej. Straty mocy w obu przekładniach sę pokrywane przez silnik elektryczny, którego moc stanowi tylko część mocy krążącej w przekładniach. Głowica hamująca jest napędzana przez dwa silniki elektryczne: jeden silnik, zwykle asynchroniczny, służy do uzupełnienia strat mocy powstałych zarówno w układzie mechanicznym, jak i elektrycznym, natomiast drugi silnik prądu stałego, odzyskuje moc wytworzoną w prądnicy prądu stałego, stanowiącej dla drugiej głowicy hamulec elektryczny. W tych warunkach jedna głowica pracuje jako zmniejszająca, a druga jako zwiększająca odpowiednie prądkości obrotowe stosowanie do wymogów prędnicy.

Przy pomiarach diagnostycznych, bardzo istotnym zagadnieniem jest ustalenie punktów pomiarowych, odpowiednio rozmieszczonych na korpusie głowicy. Uwzględniając fakt, że w maszynach z elementami obrotowymi największe nadwyżki sił dynamicznych przencszone sę przez łożyskowania i koła zębate przekładni [9], punkty pomiarowe usytuowano w bezpośrednim sąsiedztwie miejsc łożyskowania i kół zębatych. Rozmieszczenie punktów pomiarowych przedstawiono schematycznie na rys. 11.2a,b. W sumie wybrano n = 12 punktów pomiarowych, które zostały rozmieszczone w pobliżu głównych węzłów napędowych, obejmując swym zaeięgiem zarówno przekładnie walcową jak i planetarną. Doboru punktów pomiarowych dokonano ponadto uwzględniając algorytm umożliwiający pokrycie wszystkich sektorów korpusu głowicy wyodrebnionych w modelu kinematycznym przedstawionym na rys. 7.1.

# 12. WYNIKI BADAŃ WIBRACYJNYCH I ICH ANALIZA

and annual on status dry success on beaus hydrox

in userialt ississed in the instancing

syn preyondbu din sumbring

attended synthe deficit and an and

states and a second and a second

 $(\Delta \bar{\pi})^{\rm L}_{\rm o} = (\bar{\pi}^{\rm L}_{\rm L})_{\rm o} = (\bar{\pi}^{\rm L}_{\rm L})_{\rm c} = (\bar{\pi}^{\rm L}_{\rm L})_{\rm c}$ 

to a network formit projectaria in teaned, parturge a for number

Przedmiotem pomiaru i analizy były podstawowe parametry drgań, takie jak przemieszczenie, prędkość i przyspieszenie 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 identyfikacyjnych stanu dynamicznego 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 dynamicznej wałów głównych i pośrednich. Launarda u aucy noninaling 122 kW, 1 conlinedata remitracti obotanente

#### 12.1. <u>Wartości skuteczne parametrów drgań</u>

Celem ogólnego zorientowania się w rozkładzie wartości mierzonych parametrów drgań w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu głowicy, obliczono wartości średnie mierzonych parametrów przy trójstopniowym obciążeniu układu, równym 0%, 50%, 100% obciążenia nominalnego, dla obu kierunków obrotu wału wyjściowego. Przykładowo, na rys. 12.1 przedstawiono diagram rozkładu wartości średnich przyspieszenia drgań dla obrotu prawego w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu. Obciążenie układu wywołuje każdorazowo wzrost wartości średniej przyspieszenia drgań w każdym pun.;cie pomiarowym. Zmiana kierunku obrotu układu wywołuje w niektórych punktach pomiarowych znaczną zmianę rozkładu wartości średnich przyspieszenia drgań, Również w przypadku pozostałych parametrów drgań, kierunek obrotu wywiera istotny wpływ na dynamike zmian wartości średnich przemieszczenia i prędkości drgań, przy czym rozkłady tych zmian są znacznie zróżnicowane, co świadczy o ich różnych wrażliwościach diagnostycznych na zmiany dynamiczne elementów kinematycznych znajdujących się w bezpośrednim sąsledztwie wybranych punktów pomiarowych.

Aby zobrazować wpływ kierunku obrotu wału wyjściowego na zmianę intensywności drgań, w poszczególnych punktach pomiarowych badanych głowic, na rys. 12.2 przedstawiono diagram odzwierciedlający średnie różnice wartości skutecznych przyspieszenia drgań odpowiednio dla obrotu prawego i lewego podczas trójstopniowego stanu obciażenia statycznego. Istotny brak symetrii drganiowaj obserwuje się głównie dla punktów n = 4, 7, 9. Maksymalne wartości różnic przyspieszeń średnich występują w tych punktach pomiarowych przy obciążeniu wynoszącym 50% obciążenia nominalnego, co stanowi wynik dość zaskakujący, wskazujący jak się wydaje na pewne błędy konstrukcyjno-technologiczne węzłów kinematycznych, leżących w bezpośrednim sąsiedztwie tych punktów. Również na uwagę zasługuje rozkład analogiczny wartości średnich prędkości, przedstawiony w postaci diagramu na rys. 12.3. Istotny brak symetrii ujawniono w tym przypadku dla punktów n = 11,12 (układ planetarny), w których maksymalne wartości różnic występują podczas biegu jałowego. Obciążenie układu prowadzi do zaniku różnic wartości średnich prędkości uwarunkowanych zmianą kierunku obrotu układu.

Wydaje się, że interesujące informacje diagnostyczne mogą być także zawarte w różnicach obciążeniowych wartości średnich RMS przyspieszenia, prędkości i przemieszczenia drgań w poszczególnych punktach pomiarowych, określonych przez wyrażenia

 $(\Delta \bar{x})_{o}^{P} = (\bar{x}_{\bar{P}}^{1})_{o} - (\bar{x}_{p}^{1})_{j},$  $(\Delta \bar{x})_{0}^{L} = (\bar{x}_{L}^{1}) - (\bar{x}_{L}^{1})$ 

(12.1)

doyniopamoneog w a'abin 1988



- 111 -



Rys. 12.2. Distribution of the mean variations of the effective values of vibration acceleration respecti-valy for the right and left revolution durign three-stage state of static load

- 112 -



- 113 -



- 114 -

gdzie: w beiszor etroitere greedetentono greficzote rozzied w: eizbg

 $(\overline{X}_{p}^{1})$ ,  $(\overline{X}_{p}^{1})$  - średnia wartość skuteczna jednego z parametrów drgań odpowiednio dla obrotu prawego i lewego pod obciążeanyiqu ain ubal niem nominalnym, dla punktu pomiarowego i = const, dira Idamunia

 $(\bar{x}_{P}^{1})$ ,  $(\bar{x}_{L}^{1})$ totynning bin-

średnia wartość skuteczna jednego z parametrów drgań, 👘 odpowiednio dla obrotu prawego i lewego na biegu jałowym, dla punktu pomiarowego u = const.

Wyrażenia (12.1) przedstawiające różnice obciążeniowe intensywności drgań charakteryzują zmiany parametrów drgań uwarunkowane zmianą obciążenia układu od wartości zerowej do wartości nominalnej, odpowiednio dla obrotu prawego i lewego, w poszczególnych punktach pomiarowych. Z analizy rozkładu różnic obciążeniowych przyspieszenia drgań w poszczególnych punktach pomiarowych wynika, że obciążenie układu wywołuje w każdym punkcie pomiarowym wzrost intensywności drgań, zarówno dla obrotu prawego jak i lewego układu. Jednak zarówno w przypadku rozkładu różnic obciążeniowych prędkości i przyspieszenia drgań występują pewne anomalia w intensywności drgań, obserwowane w kolejnych punktach samego układu planetarnego. Stwierdzono mianowicie, że w obu przypadkach dla prawego kierunku obrotu, obciążenie układu powoduje zmniejszenie intensywności drgań, natomiast lewy kierunek obrotu przy obciążeniu nominalnym cechuje się nieznacznym wzrostem intensywności drgań. Sytuację tę przedstawiono przykładowo na rys. 12.4 obrazującym rozkład różnic obciążeniowych przemieszczenia 

### 12.1.1. Wagowy współczynnik kierunkowy parametrów drgań

Uwzgledniając związek (9.7) utworzono względną miarę diagnostyczną w postaci tzw. wagowego współczynnika kierunkowego, odpowiednio przyspieszenia, prędkości i przemieszczenia drgań w postaci [72] :

degan isabala 12.2). geoutes avaivation a klasis nisidaynaed ujadaton.

weighted internet calterone do tednet a tych blas, Pray arva m

r) atumoto ol 1 -ollawor	CINCUIC WIGHT	pacendary torations of w	2081:029
$(K^{1}) = 20 . \log$	T anto Loo LonA	[dB] , of utende als happe	(12.2)
0, 4, 6	~	a commentational and between the	

prosentes drant die shroty present (Lak. 12.2). Heroeleer snellte u: eisbe

x<sup>1</sup><sub>p</sub>, X<sup>1</sup><sub>1</sub> – skuteczne wartości mierzonych parametrów drgań w danym punkcie pomiarowym i, odpowiednio dla obrotu prawego (P) i le-

ve emplication biscurbowym przybytestenia i przemieszcienia drąma

w Maste missioneder tyles (admit allericy N = 11 w pumbels n = 1, proy

Pewną pomocą w ustaleniu stanu granicznego wagowego współczynnika kierunkowego parametrów drgań może być norma ISO 3945 z 1975 r., z której wynika, że zmiana poziomu parametrów drgań w etosunku §:1 winna stanowić przyczynę zmiany klasyfikacji stanu drganiowego z dobrego na niedopuszczalny.

Przykładowo, na rys. 12.5a,b przedstawiono graficznie rozkład wartości wagowego współczynnika kierunkowego przyspieszenia, prędkości i przemieszczenia drgań, odpowiednio na biegu jałowym i pod obciążeniem nominalnym. Z porównania obu rozkładów wynika, że obciążenie układu nie wpływa w sposób znaczący na zmianę wartości wagowego współczynnika kierunkowego wszystkich badanych głowic w kolejnych punktach pomiarowych. Opierając się na uzyskanych wynikach rozkładów wartości wagowego współczynnika kierunkowego. przyspieszenia, prędkości i przemieszczenia drgań po uwzględnieniu wytycznych normowych ISO 3945, przeprowadzono trójstopniowy podział klasyfikacyjny wszystkich badanych głowic, wyróżniając przy tym:

- klasę sprawności dynamicznej odpowiadającej przypadkowi (K<sup>1</sup>) ≤ 8 dB; a.v.z
- 2) klasę zdatności dynamicznej odpowiadającej przypadkowi 8 dB < (K<sup>1</sup>) ≤ 12 dB; a,v,z
- 3) klasę niezdatności dynamicznej, odpowiadającej przypadkowi (K<sup>1</sup>) > 12 dB. a.v.z

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

Opierając się na uzyskanych wynikach obliczeń granicznych i ponadgranicznych wartości wagowego współczynnika kierunkowego, odpowiednio przyspieszenia, prędkości i przemieszczenia drgań w tabelach 12.1, 12.2, 12.3 wyszczególniono głowice zaliczone do jednej z tych klas. Przy czym przez "J" oznaczono pracę układu na biegu jałowym, a przez "O" - pracę układu pod obciażeniem nominalnym, natomiast "P" oznacza przewagę drgań uwarunkowanych obrotem prawym, zaś "L" - przewagę drgań uwarunkowanych obrotem lewym. W przypadku wagowego współczynnika kierunkowego przyspieszenia drgań (tabela 12.1), 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 kierunkowego prędkości drgań pozwoliła na ujawnienie w klasie niezdatności tylko jednej głowicy N = 11 w punkcie n = 1, przy przewadze drgań dla obrotu prawego (tab. 12.2). Natomiast 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. 12.3). Pomiędzy wagowym współczynnikiem kierunkowym przyspieszenia i przemieszczenia drgań stwierdzono występowanie pewnej korelacji, zarówno na biegu jałowym, jak również pod obciażeniem nominalnym, o czym świadczy fakt ujawnienie w klasie niezdatności w obu przypadkach tej samej głowicy N = 14, co występuje szczególnie wyraźnie w punktach n = 4, 7.



- 117 -



- 118 -

vibrations under nominal load displacement of

Tabela 12.1

r punktu omiarowego n	1	N	м	4	ŝ	9	7	8	5	10	11	12
towice w klasie	dct	140L	140L	• ;	20p	20L	JCOL	4C11	147	4C11	14J	140
renicznej zdatno- ci (K <sub>W</sub> ) <sub>a</sub> = 8-12 dB	140L		2. 2		10,041	140L	110p	14J_0_ 20L	140L	147L	140L	0.2,2
towice w kleate	1641	1041	1431	JC41	age.	1641	1431	110p	and a state	and a	23p	102
iezdatności w ) <sub>a</sub> > 12 dB	-	17	2 100	140L	15	6.20	100	- B	n	2	\$	12

- 119 -

SPET aladay

Tebela 12.2

Glow1	ce cechu	jąca ei	e grant	cznym i unkowym	ponad	péci dr	ogaw mago	W W W	06 2czyn	nikiem		
Nr punktu pomierowego n	1	N	м	4	IJ	Q	2	ω	o	10	11	12
Głowica w klasie	20L	20L	20L	qC11	3J <sub>P</sub>	11Jp	11J <sub>P</sub>	11Jp	11Jp	30 <sub>P</sub>	3.0p	11Jp
granicznaj zdatno-	1	N		0.0		20L	20L	20L	JCII	11Jp	11Jp	
$ic1(K_{W})_{V} = 8-12 dB$					242/ D		2405	302	Ĝ	16Jp	50L	
Leuronea squille	740	25			rish	1401	37210	242 0	24060	語を	200L	
Głowice w klesie	12 <sup>10</sup>	N.	-		128	Jon .	acal	-CEI		Acre	Jert.	Jake
niezdetności	11Jp	1	1	1	1						1	1
(K <sub>W</sub> ) v > 12 dB -	94	21		*			×	0	-	10	12	17
	-	-		- and	the stand			+	-			
ayout et	e cooper-	1	Reiner and	ala z b		Vices Line			The start	and a	1	
			1									1100 0
												1 1 1 1 1

marunkowing	i rest	glosts	The star dynamiczny	Previouses on outpervert
ele 12.3	infactor	12	163 <sub>P</sub> 33 <sub>P</sub> 113 <sub>P</sub> 123 <sub>P</sub>	rucht, schneder og giveryde. Nø, schne przyjet, za sniem
Tabe	Inuna	11	123 <sub>P</sub> 163 <sub>P</sub> 20_L 50_L	a) preparatonalina da anglica mi i nimotecamoteca nalge
-owner and a second	of noya	10	113p 123p 163p 160p	b) preparatorelta do seplitiv Acia espolápracy hól igher a) preparatorelas do serito
parally of	шлмо	0	160p 11Jp 12Jp 140L	Contraction of the source of
unicosnore un o utenico Kovintépinese	nym wag drgań	Ø	non pontenn pont	tyrannal utilda n obertanis cheruiteryreryrerzagone (pran uzwebene urzaci
	raniczr czenia	2	113 <sub>P</sub> 120 <sub>P</sub> 150 <sub>L</sub> 160 <sub>P</sub>	
	ponadg zeniesz	Q	fanite sy weiden we	40,0 <sub>P</sub>
-edet Shid-Lud onepalipteve	znym 1 wym pr:	LC LC	14JL 10.0P 150L	
Anzing the	granic	4	150 9טר 11טף 30ר	J.C41
(6b), nestep- dis obroru La drgañ	sce aiç ikiem k	м	123 <sub>P</sub> 143 <sub>L</sub> 140 <sub>L</sub>	20 <sup>L</sup> .
u mpäyna na datanta uzya-	cechuja	S	113 <sub>P</sub> 120L	<pre>w punktle n = 1 wynike Yakt, zmiane wialaniti saplitud w ianvoh orzablache zzasowech</pre>
Amun vial and announce an	3łowice wspd	т Т	د 1 د 4	liczbę przejśriekadarnich prz tów postarznych icholau, w a czestorijywckej kradnie przez
attaryah gio-	COAL AN	110 V		tervervezere ni potendatege V i evitetoere
aves beroziel svis beroziel sromes, # pe- belatikarobi bist czesto-	Looperation of the second seco	° punktu omiarowego n	towice w klasi -anicznej zdat ości / z = 8-12 dB	towice w klasi Lezdatności v)z>12 dB
Sonyes ale-	1000 C	N	19 7 10 10 10	0 2 2

- 121 -

Przyjmując tu założenie, że stan dynamiczny głowic jest uwarunkowany przez tzw. intensywność drgań oraz uwzględniając fakt, że częstotliwość ruchu podstawowego głównych elementów napędowych jest stosunkowo niewielka, można przyjęć, że intensywność ta winna być zgodnie z wytycznymi ISO 3945:

- a) proporcjonalna do amplitudy przemieszczenia drgań uwarunkowanych luzami i nieosiowościę wałów napędowych,
- b) proporcjonalna do amplitudy prędkości drgań wywołanych nieprawidłowościę współpracy kół zębatych,
- c) proporcjonalna do amplitudy przyspieszenia 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. W oparciu o uzyskane przebiegi czasowe tych parametrów, wyznaczono w poszczególnych punktach pomiarowych liczby przejść procesu wibracyjnego przez poziom zerowy, odzwierciedlające tzw. częstotliwości Rice's.

## 12.1.2. <u>Liczba przejść procesu wibracyjnego</u> przez poziom zerowy

Celem identyfikacji niektórych elementów obrotowych, (wałów, kół zębatych) w poszczególnych punktach pomiarowych korpusú głowicy, wyznaczono doświadczalnie charakterystyki czasowe przemieszczenia i prędkości drgań. Przykładowo na rys. 12.6a,b,c,d przedstawiono zarejestrowane przebiegi czasowych zmian przemieszczenia drgań, odpowiednio w punktach n = 2 w przypadku obrotu prawego (rys. 12.6a) oraz lewego (rys. 12.6b), następnie w punktach n = 6 (rys. 12.6c) oraz n = 12 (rys. 12.6d), dla obrotu prawego. Już z porównania amplitud skutecznych przemieszczenia drgań w punkcie n = 2 wynika fakt, że zmiana kierunku obrotu układu wpływa na zmiane wielkości amplitud w obu przebiegach czasowych. Na podstawie uzyskanych przebiegów czasowych przemieszczeń wyznaczono następnie średnię liczbę przejść dodatnich procesu przez poziom zerowy dla wszystkich punktów pomiarowych korpusu. W większości przypadków określone tym sposobem czestotliwości średnie przemieszczeń odpowiadają częstotliwościom charakterystycznym niektórych wałów, a w szczególności wału wejściowego II, pośredniego V i wyjściowego VII (rys. 4.1). Przy czym dla niektórych głowic, przebiegi czasowe przemieszczeń były mniej periodyczne i w tych przypadkach wyznaczenie 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 częstotliwościami charakterystycznymi tych wałów, co było prawdopodobnie spowodowane przez superpozycję drgań wywołanych niestabilną pracą innych elementów o nieznacznie różniących się częstotliwościach obrotowych.

123 4=10<sup>-2</sup>[mm] a)

f. = 25,2 Hz n=2

Przebieg czasowy przemieszczenia drgoń w punkcie n = 2, obrół prawy układu, f <sub>R</sub> = 25,2 Hz, N = 140

4=10" [mm]

n=2 abrót lawy bieg jatowy f==24.3 Hz gtowica N=140 Ь)

c)



n=6 Fa= 4,8 Hz



F<sub>R</sub> = 0,72 Hz n = 12

Rys. 12.5s,b,c,d. Przebiegi czasowe zaian przemieszczenia drgań, odpowiednie w punktach n = 2 dla obrotu prawego (s) oraz lewege (b), n = 6 (c) eraz n = 12 (d) dla obrotu prawego

Fig. 12.6s,b,c,d. Time charts of vibration displacement variations, respectively in points n = 2 for the right revolution (a), and left (b), n = 6 (c) and n = 12 (d) for the right revolution

124 mm

0

f<sub>R</sub> = 80 Hz p. 11 N = 210



f<sub>R</sub> = 81 Hz p. 12

Rys. 12.7a,b. Przebiegi czasowe prędkości drgań odpowiednio w punktach n = 11, 12 na biegu jałowym dla obrotu prawego Fig. 12.7a,b. Time charte of vibration displacement variatione, respectively in points n = 11, 12 in idle run for the right revolution



f<sub>g</sub> = 185 Hz n = 5 N = 210

f<sub>R</sub> = 184 Hz n=6

0/10/27/42744

Rys. 12.8s,b. Przebiegi czasowe prędkości drgań, odpowiednio w punktach n = 5, 6 na biegu jałowym dla obrotu prawego Fig. 12.8s,b. Time charte of vibration velocities respectively in pointe n = 5, 6 in idle run for the right revolution

Z kolei dla przykładu na rys. 12.7a,b przedstawiono przebiegi czasowe predkości drgań w punktach n = 11, 12 głowicy N = 210 podczas pracy układu na biegu jałowym w przypadku obrotu prawego. Z obliczeń średnich częstotliwości przejść dodatnich prędkości drgań przez poziom zerowy wynika, że uzyskane na tej podstawie częstotliwości Rice'a predkości odpowiadają w tych punktach w przybliżeniu częstotliwościom charakterystycznym zazębień kół zębatych Z<sub>6</sub>, Z<sub>7</sub>, Z<sub>9</sub>. Następnie na rys. 12.8a,b przedstawiono analogiczne przebiegi czasowe prędkości w punktach pomiarowych n = 5, 6 głowicy N = 210 podczas pracy układu na biegu jałowym w przypadku obrotu prawego.

Opierając się na przeprowadzonych, analigicznych obliczeniach, jak w przypadku poprzednim, wyznaczono średnie liczbę przejść dodatnich prędkości przez poziom zerowy, stwierdzając jednocześnie, że w tych punktach pomiarowych obliczone wartości częstotliwości Rice'a są w przybliżeniu równe częstotliwościom charakterystycznym zazębień kóż zębatych Z<sub>3</sub>, Z<sub>4</sub>, Z<sub>5</sub>, leżących w bliskim sąsiedztwie tych punktów. W pozostałych punktach pomiarowych, średnie liczby przejść procesu V(t) przez poziom zerowy, obliczona na podstawie charakterystyki czasowej prędkości były w większości przypadków znacznie większe od częstotliwości zazębień kół zębatych usytu-Yowanych w bezpośrednim agsiedztwie określonych punktów pomiarowych.

Z analizy wyznaczonych częstotliwości Rice'a w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu wynika, że w przeważającej większości ze drgania w poszczególnych punktach pomiarowych odpowiedzialne są te elementy obrotowe, które znajdują się najbliżej danego punktu pomiarowego. Stwierdzono ponadto, że wartość skuteczna przemieszczenia drgań zawiera istotne informacje dotyczące prawidłowości ruchu, głównie wałów, natomiast wartość skuteczna prędkości drgań zawiera informacje dotyczące głównie stanu transmisji zazębienia kół zębatych [58], umiejscowionych w pobliżu określonego punktu pomiarowego. Informacje te są szczególnie ważne w przypadku doraźnej kontroli stanu jakości głowie kombajnowych, gdyż pozwalają za pomocą stosunkowo prostej aparatury uzyskać potrzebne informacje o stanie współpracy dynamicznej określonych węzłów kinematycznych.

## 12.1.3. Obciążeniowy współczynnik kierunkowy parametrów drgań

(K\_1) = 20 . log -

drund. whore prishrootyly dis

Opierajac sie na związku (9.7), utworzono względną estymatę diagnostyczną w postaci tzw. obciążeniowego współczynnika kierunkowego, odpowiedniego przyspieszenia, prędkości i przemieszczenia drgań w myśl definicji:

nis i prizeiteztenis e odpowiednich pulcyon posisrowych nie ujewnie ny-

P

-nyasson Pja,v,zessiode lok (Xj) novnemoalnicha einemoastern tiet saose  $(K_0^i)_{L_0^0, V_0^0} = 20 \cdot \log \frac{(X_0)_L}{(X_0)_L},$  (12.3) menaq daynamentamien openedromati (12.3)  $L_{ja,v,z} = 20 \cdot lg \frac{L}{(x_j)}$ 

redney horelact stoney type rockie

dis abs kierwokow obroim-ma

Mic oil elidivisionvol dimessionele wilke

gdzie:

ANLOVA VHOTAL MALLON

-BERE WEREOVIEWINITAT

P.L

skuteczne martości mierzonych parametrów drgań, odpowiednio podczas obciążenia nominalnego oraz biegu jażowego, dla obrotu prawego (P) i lewego (L) układu, i = 1,2,...,12 numer punktu pomiarowego.

Children & Reach a sheet and the 12 alongay

Z fizycznego punktu widzenia, wprowadzony współczynnik charakteryzuje poziom wzrostu intensywności drgań względem biegu jałowego, odpowiednio dla obrotu prawego i lewego wału wyjściowego [59].

Przykładowo, na rys. 12.9a,b zobrazowano rozkład zmian wartości obciążeniowego współczynnika kierunkowego przyspieszenia, prędkości i przemieszczenia drgań odpowiednio dla obrotu prawego (rys. 12.9a) i lewego (12.9b) w punkcie pomiarowym n = 4. Generalnie należy stwierdzić, że obciążenie układu wywołuje wzrost wartości obciążeniowego współczynnika kierunkowego przyspieszania drgań. Nie stanowi to jednak reguły obejmującej wszystkie głowice, bowiem w niektórych punktach pomiarowych określonych głowic obserwuje się wzrost obciążeniowego współczynnika kierunkowego niektórych parametrów drgań na biegu jałowym, czego dowodem może być wykres rozkładu wartości tego współczynnika w punkcie n = 11 podczas obrotu prawego układu, przedstawiony na rys. 12.10. W tym przypadku dla głowicy N = 199 obserwuje się ujemną wartość tego współczynnika zarówno w odniesieniu do przyspieszenia prędkości, jak również przemieszczenia. Jest to wynik dość zaskakujący, wskazujący na fakt występowania tak znacznych luzów w parach kinematycznych układu planetarnego na biegu jałowym, że obciażenie układu nie powoduje istotnych zmian parametrów struktury elementów napędowych układu planetarnego.

Interesującą korelację otrzymano porównując teoretycznie obliczone różnice sił międzyzębnych  $F_{i-i-1}$  pod obciążeniem i na biegu jałowym, obliczone w oparciu o dane wyszczególnione w tabelach 6.3 i 6.4 z analogicznymi różnicami obciążeniowymi wartości średnich prędkości obliczonymi w oparciu o wyrażenie (12.1). Wyniki tych obliczeń zestawiono w tabeli 12.4. Z załączonych danych tej tabeli wynika, że większym wartościom różnic sił międzyzębnych odpowiadają większe wartości różnic obciążeniowych dla obu kierunków obrotu wału wyjściowego, co świadczy o korelacji tych rozkładów i stanowi potwierdzenie prawidłowości wyboru przyjętego do rozważań teoretycznych modelu fizycznego układu napędowego głowicy.

Analiza wartości sił reakcji łożyskowych na wałach głównych i pośrednich (tab. 6.5) oraz różnic obciążeniowych wartości średnich przyspieszenia i przemieszczenia w odpowiednich punktach pomiarowych nie ujawnia wyraźnej korelacji między tymi rozkładami. Na podkreślenie zasługuje tu jeszcze fakt występowania zróżnicowanych wartości obciążeniowego współczynnika kierunkowego rejestrowanych parametrów drgań, które przekroczyły dla niektórych głowic wartość 15 dB. W tabeli 12.5 wyszczególniono głowice, dla których obciążeniowy współczynnik kierunkowy przekracza w określonym



- 127 -



Fig. 12.9b. Distribution of variations of the values of the load directional coefficiant of accelara-

- 128 -



- 129 -

## Tabela 12.4

Fi-i-1	F2-1	F <sub>4-3</sub>	F <sub>5-4</sub>	F7-6	F8-7
Fmax N	7.708	15.116	14.983	29.064	29.636
X <sub>o</sub> <sup>P</sup> mm	1,6.10-2	1,9.10 <sup>-2</sup>	1,95 . 10 <sup>-2</sup>	2,4 . 10 <sup>-2</sup>	2,2.10 <sup>-2</sup>
XL mm o s	1,8.10 <sup>-2</sup>	2,1 . 10 <sup>-2</sup>	2,15 . 10 <sup>-2</sup>	2,6.10 <sup>-2</sup>	2,3.10 <sup>-2</sup>

## Tabela 12.5

Wykaz g	Wykaz głowic przekraczających względny poziom odniesienia (K <sup>i</sup> <sub>0</sub> ) a,v,z > 15 dB P,L						
Nr punktu pomiarowego	a dB	V dB	Z dB				
1	-12-12-22	13P 25	TOT INTO INTO INTO INTO INTO INTO INTO I				
2		E CC. C B	at a to				
3	÷	A DE					
4	4P 16, 1L 15						
5	-	ST TRUE T	12P 16				
6	12P 21, 18L 15	12P 16, 13L 15	12P 25				
7	12P 18	144-51 gz	16L 22				
8	13P 16		2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2 2				
9	ITT I Parent	a and the second					
10			16P 15				
11		10P -21	->				
12	-	10P -23	10P -16				

tera-

punkcie pomiarowym wartość 15 dB. W nawiasach kwadratowych podano wartości liczbowe w dB, jakie osięga ten współczynnik dla obrotu prawego (P) i lewego (L). Wartości ujemne uzyskane dla głowicy N = 10 w punkcie n = 11, 12, podczas obrotu prawego, wskazuję 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 znacznę minimalizację wyatępujących luzów międzyzębnych w kołach satelitarnych tego układu [27]. Występowanie tak dużych wartości obciążeniowego współczynnika kierunkowego przyspieszenia, prędkości i przemieszczenia może dla niektórych głowic świadczyć o gorszym stanie montażowo-wykonawczym niektórych elementów kimematycznych układu napędowego.

#### 12.2. Estymaty widmows procesów wibracyjnych

Na podstawie pomiaru samych skutecznych wartości parametrów drgań i utworzonych na ich podstawie estymät bezwymiarowych nie meżna dokenać analizy bardziej szczegółowej, tzn. wskazać wadliwie działający element lub część maszyny.

Bardziej szczegółowy opie własności statystycznych sygnału wibracyjnege przedstawiają charakterystyki częstotliwościowe, uzyskane w oparciu o metodę szybkiej transformacji Fouriera. W pracy ograniczono się głównie do praktycznych aspektów wykorzystania wprowadzonych przez autora estymat, pewnej tylko klasy charakterystyk częstotliwościowych, przedstawiających zależność średniej mocy przemieszczenia, prędkości i przyspieszenie drgań od częstotliwości [13]. Podstawową przesłanką wykorzystania funkcji gęsteści widmowej mocy parametrów drgań, był fakt występowania. w niektórych węskich pasmach częstotliwości analizowanego widma, częstotliwości charakterystycznych odpowiedających prędkościom obrotowym niektórych elemantów kinematycznych badanego układu.

# 12.2.1. Funkcje gestości widmowej mecy

Wyniki analizy widmowej rejestrowanych sygnałów wibracyjnych zostały przedstawione na oryginalnych kartach pomiarowych, podczas trójstopniowego obciężenia układu, dla obu kierunków obrotu wału wyjściowego.

Przykładowo, na rys. 12.11 przedstawiono węskopasmowe widmo amplitudowe przyspieszenia drgań pionowych węzła wejściowego, uśrednione na zbiorze 18 realizacji na biegu jałowym podczas obrotu prawego układu. Zakres realizowanych częstotliwości wynosił w tym przypadku od 0 do 3000 Hz. Celem tego postępowania było wyznaczenie istotnych dla celów diagnostyki technicznej częstotliwości dyskretnych, których wartości zostały zaznaczone w górnej części rysunku 12.11. Z analizy otrzymanego widma wynika, że najbardziej interesujący przedział częstotliwości rozkładu amplitud przy-



Głowica 244/87 obr. prawe P=0 ACC 6

Rys. 12.11. Uérednione widmo przyspieszenia drgań na biegu jałowym podczas prawego układu

Fig. 12.11. Averaged spectrum of acceleration of vibrations in idle run during the right revolution of the system

spieszenia zawarty jest zasadniczo w pasmie częstotliwości od 9 do 1000 Hz, które będzie przedmiotem szczegółowej analżzy. Na podkreślenie zasługuje fakt ujawnienia częstotliwości rezonansowej f<sub>R</sub> = 964 Hz, co stanowi potwierdzenie prawidłowości przyjętego modelu fizycznego opierając się na którym otrzymano, teoretycznie w przybliżeniu, analogiczną wartość częstotliwości rezonansowej ogniwa 6-5 przyjętego modelu (tabela 6.2).

Celem zwiększenia zdolności rozdzielczej wartości dyskretnych, występujących w niektórych wąskich pasmach częs' tliwości, do analizy amplitudowo-częstotliwościowej przyspieszenia i prędkości drgań przyjęto przedział częstotliwości od 0 do 800 Hz. Przykładowo, na rys. 12.12a,b przedstawiono widmo przyspieszenia drgań wraz z zaznaczonymi częstotliwościami dominującymi w punkcie n = 4 dla obrotu lewego, odpowiednio na biegu jałowym (rys. 12.12a) i przy obciążeniu nominalnym (rys. 12.12b). Z porównania obu widm wynika, że zmiana obciążenia (przy zachowaniu tych samych obrotów) nie wpływa w sposób istotny na strukturę rejestrowanego widma, natomiast wpływa na dynamikę tego widma poprzez zwiększenia dyskretyzacji poszczególnych składowych.

Na rys. 12.13a,b przedstawiono z kolei widmo prędkości drgań w punkcie n = 6 korpusu dla głowicy N = 201, odpowiednio na biegu jałowym (rys.12.13a) i pod obciążeniem nominalnym (rys. 12.13b), z zaznaczonymi wartościami dyskretnymi częstotliwości. Również w tym przypadku, wyszczególnione czę-



Rys. 12.12a,b. Widmo przyspieszenia drgań wraz z zaznaczonymi częstotliwościami dominującymi w punkcie n = 4 dla obrotu lewego, odpowiednio na biegu jałowym (a) oraz pod obciążeniem nominalnym (b)

Fig. 12.12a,b. Spectrum of acceleration of vibrations with marked dominant frequencies in point n = 4 for the left revolution, respectively in idle run (a) and under nominal load (b)

- 133 -



- 134 -



Głowica 244/87 obr. prawe P=0 DIS 1

Rys. 12.14a,b. Widmo przemieszczenia drgań, obejmujące obroty prawe, odpowiednio na biegu jałowym (a) oraz w przypadku obciążenia nominalnego (b) Fig. 12.14a,b. Spectrum of vibration displacement including right revolutions respectively in idle run (a) and in the case of nominal load (b) stotliwości dyskretne występują zarówno na biegu jałowym, jak taż pod obciążeniem nominalnym. Obciążenie układu wywołuje w większości przypadków nieznaczny wzrost amplitud prędkości w niektórych pasmach częstotliwości. Z analizy składowych dyskretnych częstotliwości wynika, że w widmie prędkości występują wyrażnie częstotliwości charakterystyczne zazębień niektórych kół zębatych (tabela 7.3). Następnie, przykładowo na rys.12.14a,b zamieszczono widmo przemieszczenia drgań dla głowicy N = 201, obejmujące obroty prawe, odpowiednio na biegu jałowym (12.14a) oraz w przypadku obciążenia nominalnego (12.14b). W widmie tym ujawniają się głównie częstotliwości charakterystyczne wałów głównych i pośrednich.

Opisane funkcje gęstości widmowej mocy były podstawą do wprowadzenia odpowiednich współczynników pasmowych gęstości widmowej mocy, na których opierając się przeprowadzono następnie względną ocenę stanu dynamicznego badanych głowic.

#### 12.3. Pasmowe współczynniki gęstości widmowej mocy

Wiele prac z dziedziny poświęconej identyfikacji parametrów dynamicznych maszyn wykorzystuje bezpośrednio funkcje gęstości widmowej mocy, głównie do oceny stanu dynamicznego w różnych fazach eksploatacji maszyn [11]. Należy tu jednak pamiętać o tym, że estymaty wymiarowe sę wrażliwe nie tylko na stan maszyny, lecz również na czynniki zewnętrzne i wewnętrzne [12]. 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 węskich 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 węskie pasma częstotliwości, w których zawarte sę częstotliwości charakterystyczne określonych elementów kinematycznych układu. Te nowo utworzone estymaty zostały szczegółowo opisane w punkcie 9,2,2.

Opierając się na wyrażeniu (9.20), obliczono tzw. uśredniony współczynnik pasmowy gęstości widmowej przemieszczenia drgań w poszczególnych punktach pomiarowych korpusu głowicy na biegu jałowym (J) oraz pod obciążeniem nominalnym (O) dla częstotliwości środkowych odpowiadających częstetliwościom charakterystycznym wałów głównych i pośrednich, ujawnionych w widmie przemieszczenia drgań. Przykładowo, na rys. 12.15 przedstawiono zmiany uśrednionego pasmowego współczynnika gęstości widmowej przemieszczenia drgań w poszczególnych punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic, dla zaznaczonych częstotliwości środkowych f = 9; 24 Hz. Maksymalne zmiany tego współczynnika obserwowano w punktach pomiarowych leżących w bezpośrednim sęsiedztwie tych elementów kinematycznych (wałów), których



Rys. 12.15. Uśredniony pasmowy współczynnik gęstości widmowej przemieszczenia drgań w poszczególnych punktach pomiarowych na biegu jałowym (J) i pod obciążeniem nominalnym (O)

suplified. Coles pressered anter continue

Fig. 12,15. Averaged band coefficient of spectral concentration of vibration displacement in particular measuring points in idle run (J) and under nominal load (O) częstotliwości charakterystyczne pokrywały się z analizowanymi częstotliwościami środkowymi widma przemieszczenia. Potwierdzona została również dobra współzależność przestrzenna pomiędzy zmianami uśrednionego współczynnika pasmowego gęstości widmowej przemieszczenia, prędkości i przyspieszenia, a uśrednionym wagowym współczynnikiem kierunkowym skutecznych wa-tości wyznaczanych parametrów drgań, ce potwierdzają również przedstawione w punkcie 12.1.2 wyniki analizy liczby przejść procesu wibracyjnego przez poziom zerowy.

Przykładowo, na rys. 12.16 pokazano względne zmiany odchylenia pasmowego współczynnika gęstości widmowej przemieszczenia drgań względem umownego poziomu wzorcowego dla zaznaczonych częstotliwości środkowych f = 4,5 Hz (wał V), 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. 12.15). Dla niektórych głowic ujawnieno bardzo znaczne wahania odchyleń tego współczynnika w poszczególnych pasmach pomiarowych, co świadczy o dużym zróżnicowaniu odpowiednich dynamicznych parametrów struktury, charakteryzujących ruch precesyjny poszczególnych wałów badanego układu.

Z kolei na rys. 12.17 przedstawiono wykres opisujący zmiany odchyleń pasmowego wapółczynnika gęstości widmowej prędkości drgań, charakteryzujące stan współpracy dynamicznej zazębień poszczególnych kóż zębatych (tabela 7.3), odpowiadających częstotliwościom charakterystycznym zazębień f = 80 Hz (koła  $Z_6$ ,  $Z_7$ ,  $Z_8$ ), 180 Hz (koła zębate  $Z_3$ ,  $Z_4$ ,  $Z_5$ ) oraz 460 Hz (koła zębate  $Z_1$ ,  $Z_2$ ) pod obciążeniem nominalnym. Również i w tym przypadku występują duże wahania wartości odchyleń tego współczynnika dla niektórych głowic, do jest świadectwem znacznych różnic występujących w samej dynamice transmisji zazębień wyszczególnionych kół zębatych.

Na rys. 12.18a,b przedstawiono spektrogramy cepstralne prędkości drgań w punkcie pomiarowym n = 3 dla głowicy N = 241, przy obciążeniu nominalnym, odpowiednio dla obrotu prawego (rys. 12.18a) i lewego (rys. 12.18b) wału wyjściowego. Otrzymane w ten sposób widma cepstralne są bardziej informatywne, zawierają one szereg istotnych dyskretnych składowych częstotliwości, odpowiadających częstotliwościom charakterystycznym wałów, kół zębatych, jak również pewnym niezidentyfikowanym częstotliwościom generowanym w badanym układzie.

Obciążenie układu nie wpływa na zmianę rozkładu częstotliwości dyskretnych w widmie cepstralnym, wpływa natomiast na wartości skuteczne amplitud w poszczególnych pasmach częstotliwości, powodując w większości przypadków nieznaczny wzrost wartości amplitud. Celem przedstawienie rozkładu względnych zmian intensywności drgań w zakresie przemieszczeń na rys.12.19 pokazano zmiany tego rozkładu dla poszczególnych głowic, wyrażone poprzez pasmowy współczynnik gęstości cepstralnej przemieszczeń w wyszczególnionych pasmach częstotliwości, obejmujących częstotliwości charakterystyczne wyszczególnionych wałów. Analizę ograniczono do punktów leżących w bez-



Rys. 12.16. Względne ochylenie pasmowego współczynnika gęstości widmowej przemieszczenia względem umownego poziomu wzorcowego dla zaznaczonych częstotliwości środkowych pod obciążeniem nominalnym

Fig. 12.16. Relative deviation of the band coefficient of spectral concentration of displacement against conventional standard level for the marked middle ffrequencies under nominal load



Rys. 12.17. Względne odchylenie pasmowego współczynnika gęstości widmowej prędkości względem umownego poziomu wzorcowego dla zaznaczonych częstotliwości środkowych, pod obciężeniem nominalnym

Fig. 12.17. Relative deviation of the band coefficient of spectral concentration of velocity against conventional standard level for the marked middle frequencies, under nominal load



48-6-1



Rys. 12.19. Względne odchylenie pasmowego współczynnika gęstości cepstrum przemieszczenia względem umownego poziomu wzorcowego pod obciążeniem nominalnym

Rys. 12.19. Relative deviation of the band coefficient of capatrum concentration of displacement against conventional standard level under nominal load


pośrednim sąsiedztwie tych wałów, charakteryzujących się jednocześnie maksymalnymi wartościami amplitud cepstralnych, występującymi w pasmach obejmujących ich częstotliwości charakterystyczne. Z uwagi na mniejszy zakres zmian pasmowego współczynnika gęstości cepstralnej przemieszczeń drgań, zmieniono w tym przypadku skalę wartości względnego odchylenia tego współczynnika. Następnie na rys. 12.20 przedstawiono rozkład względnych odchyleń pasmowego współczynnika gęstości cepstralnej prędkości w pasmach częstotliwości obejmujących wyszczególnione częstotliwości zazębień f = 80 Hz (koła zębate  $Z_6$ ,  $Z_7$ ,  $Z_8$ ), 180 Hz (koła zębate  $Z_3$ ,  $Z_4$ ,  $Z_5$ ) oraz 464 Hz (koła zębate Z1, Z2). We wszystkich przypadkach obserwuje się znaczne wahania odchyleń pasmowego współczynnika gęstości cepstralnej względem umownie przyjętego poziomu wzorcowego. Należy tu wyraźnie podkreślić, że obciążenie układu nie ma istotnego wpływu na wartości odchyleń wprowadzonych współczynników pasmowych, zarówno przemieszczenia, jak i prędkości drgań (rys. 12.15). Wynik ten posiadać może istotne znaczenie w procesie badań identyfikacyjnych układów mechanicznych, pozwalając na przeprowadzenie właściwej klasyfikacji stanów dynamicznych układu już na biegu jałowym, eliminując tym samym stosowanie kosztownego układu obciążającego. Porównując rozkłady odchyleń pasmowego współczynnika gęstości widmowej mocy z odpowiednimi rozkładami odchyleń pasmowego współczynnika gęstości cepstralnej, uzyskano bardzo dobrą zgodność zmian wartości tych odchyleń dla wszystkich głowic objętych badaniami, co należy uznać za wynik świadczący o dużej determinacji diagnostycznej wprowadzonych estymat widmowych.

> 13. WZGLĘDNA KLASYFIKACJA STANÓW DYNAMICZNYCH NIEKTÔRYCH ELEMENTÓW KINEMATYCZNYCH UKŁADU NAPĘDOWEGO

Istotnym zagadnieniem w procesie oceny stanu dynamicznego układów mechanicznych jest przeprowadzenie odpowiedniej klasyfikacji stanów dynamicznych obiektu jako całości lub też jego głównych elementów kinematycznych. Badania klasyfikacyjne, prowadzone w końcowej fazie kontroli technicznej gotowego wyrobu, polegaję na wyznaczeniu stanu obiektu, a otrzymane wyniki stanowię podstawę dopuszczenia lub też niedopuszczenia do eksploatacji wyrobu obarczonego nadmiernymi wadami.

W celu dokonania oceny stanu dynamicznego obiektu, stosuje się zwykle pewną gradację stanów zdatności i niezdatności całego obiektu lub jego określonych węzłów kinematycznych. Skala ocen w zależności od przyjętej umowy, może zawierać dwa lub więcej stopni. W związku z tym można rozróżnić stany zdatności W<sup>I</sup> oraz stany niezdatności W<sup>II</sup> różnych klas,

1-20 A BL- 02-1

przy czym $\Delta \Theta_{\chi}$  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 rozkłady wartości odchyleń pasmowego współczynnika gęstości widmowej przemieszczenia drgań:

₩ <mark>I</mark> €	$[0,1) \rightarrow 1$ -	stan klasy pierwszej, odpowiada mu ocena wyróż- niająca;
₩ <mark>1</mark> €	[1,2) → 2 -	stan klasy drugiej, odpowiada mu ocena bardzo dobra;
w <sup>I</sup> <sub>3</sub> €	[2,3) → 3 -	stan klasy trzeciej, odpowiada mu ocena dobra;
WI E	[3,4) → 4 -	stan klasy czwartej, odpowiada mu ocena dosta- teczna;
$W_5^{II} \in$	[4,5) → 5 -	stan klasy piętej, odpowiada mu ocena niezado- walająca;
wII n>6	[6,n>6) → -	stan klasy większej od szóstej, odpowiada mu ocena niedopuszczalnie zła.

Opierając się na wyszczególnionych schematach podziału klasyfikacyjnego, przeprowadzono względną wielostopniową klasyfikację stanów dynamicznych wałów głównych i pośrednich, uwzględniając rozkład względnych odchyleń pasmowego współczynnika gęstości widmowej przemieszczenia drgań, obejmującego wąskie przedziały częstotliwości, w których dominują amplitudy odpowiadające częstotliwościom charakterystycznym wałów.

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

WI	E	0,1)→1 – stan klasy poprawnej, odpowiada mu ocena dobra;
W12	E	[1,2)→2 – stan klasy zadawalającej, odpowiada mu ocena do-
		stateczna;
W <sup>I</sup> <sub>3</sub>	E	2,3)
w <sub>4</sub> II	E	[3,4)→4 - stan klasy granicznej, odpowiada mu ocena niezado- walająca;



income, note include in lot standard for a real of the soles of the so



- 147 -





- 149 -

J<sup>II</sup><sub>n>4</sub> € [4,∞0)>4 - stan klasy niedopuszczalnej odpowiada mu ocena bardzo zła.

- 150 -

Na podstawie ustalonej klasyfikacji stanów, przeprowadzono ocenę stanu dynamicznego prawidłowości ruchu wałów oraz transmisji zazębień kół zębatych badanego układu. Wyniki oceny stanu dynamicznego z podziałem na klasy, uwzględniające wartości odczyleń pasmowego współczynnika gęstości widmowej mocy przemieszczenia drgań podano w postaci diagramów przedstawionych na rys, 13,1a,b. Dla niektórych głowic obserwuje się bardzo znaczne zróżnicowanie ocen klasyfikacyjnych w różnych pasmach, odzwierciedlające stan dynamiczny ruchu precesyjnego wałów głównych i pośrednich. Wyszczególnione w prostokątach wały charakteryzują się granicznym stanem dynamicznym, uwarunkowanym głównie znacznymi luzami promieniowymi powstałymi prawdopodobnie na skutek nieprawidłowego ich montażu czy też złego wyważenia. Głowice, w których zamontcwane zostały wały zaliczone do klasy szóstej, winny być niedopuszczone do eksploatacji z uwagi na duże prawdopodobieństwo ich uszkodzenia. Potwierdzeniem tej klasyfikacji oceny stanów dynamicznych wałów są również analogiczne wyniki, otrzymane po uwzględnieniu pasmowego współczynnika gęstości cepstralnej, zamieszczone w postaci diagramów przedstawionych na rys. 13.2. Uwzględniając następnie przyjętą klasyfikację oceny stanów dynamicznego transmisji zazębień na rys. 13.3 przedstawiono przyjęty podział klasyfikacyjny ocen dla wyszczególnionych głowic ramieniowych. Porównanie otrzymanych diagramów klasyfikacyjnych w zakresie przemieszczeń i prędkości ujawnia dużą współzależność pomiędzy dynamicznymi stanami granicznymi wałów i kół zębatych, co świadczy o występującym sprzężeniu dynamicznym pomiędzy tymi elementami.

> 14. KORELACJA USZKODZEŃ EKSPLOATACYJNYCH GŁÓWNYCH ELEMENTÓW KINEMATYCZNYCH Z WARTOŚCIAMI NIEKTÓRYCH ESTYMAT DRGANIOWYCH

Uszkodzenie elementu 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 w własnościach początkowych. Z tego względu istotne znaczenie będą miały

tutaj opisane wyżej metody oceny własności początkowych, pozwalające na klasyfikację początkową stanu dynamicznego obiektu w aspekcie określenia prawdopodobieństwa przyszłych uszkodzeń określonych elementów badanego układu [15]. W związku z tym w procesie poprawy jakości obiektów technicznych istotną rzeczą staje się zbadanie ich dynamicznych własności w warunkach symulacji obciążeń dynamicznych i ustalenia związku przyczynowego pomiędzy określonymi uszkodzeniami eksploatacyjnymi a odpowiednimi miarami procesów dynamicznych generowanych już w fazie badań kontrolnych wyrobu finalnego. udgrywa to istotną rolę 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, lacz również dostarczają wytycznych dla podniesienie niezewodności obiektów, poprzez wskazenie najbardziej zawodnych zespołów i elementów maszyn ulegających uszkodzeniom. Aby z tem uzyskać ocene niezawodności pracy obiektu i podać wytyczne dla poprawy trwałości i niezawodności, zebrano szereg danych dotyczących głównie uszkodzeń i napraw elementów głowicy, jak również warunków pracy oraz czasu pracy. Celem wykrycia zakładanej korelacji plmiędzy uszkodzeniami określonych elementów napędowych głowicy, a wprowadzonymi przez autora miarami względnymi generowanych procesów dynamicznych w warunkach poczętkowych, 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 doty zęże przebiegu pracy obiektu data wystąpienia uszkodzenia, warunki pracy obiektu, sumaryczny czas pracy obiektu do moment<sup>1</sup> wystąpienia uszkodzenia;
- c) dane dotyczące uszkodzenia nazwa i numer części, która uległa uszkodzeniu, rodzaj lub postać uszkodzenia.

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

Punktem wyjścia do takiego wyboru jest sprecyzowanie odpowiednich kryteriów wyboru, które zależą od specyfiki badanych przekładni, ich dokładności technicznej orazliczebności populacji 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 wymienionych elementów w serii badanych przekładni.



- 152 -









Fig. 14.2. Probability of shaft damages  $P(w_1)$ , bearings  $P(l_1)$ , and toothed wheels  $P(z_1)$ 

- 153 -

Opierając się na zebranych informacjach, na rys. 14.1a,b,c przedstawiono diagramy, wyrażające liczbę uszkodzeń wałów (rys. 14.1a), łożysk tocznych (rys. 14.1b) oraz kół zębatych (14.1c) uzyskaną dla 60 kombajnów, pracujących w różnych kopalniach, charakteryzujących się zróżnicowanymi warunkami eksploatacyjnymi. Opierając się na uzyskanej liczbie uszkodzeń głównych elementów kinematycznych badanych głowic, na rys. 14.2 przedstawiono wykres wyrażający prawdopodobieństwa uszkodzeń wałów P(w<sub>i</sub>), łożysk P(l<sub>4</sub>) oraz kół zębatych P(Z<sub>4</sub>).

Największym prawdopodobieństwem uszkodzeń spośród wałów głównych 1 pośrednich układu cechuje się wał wejściowy II i wyjściowy VII, jak również niektóre elementy obrotowe bezpośrednio osadzone na tych wałach. Daje się tutaj 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<sub>9</sub>, Z<sub>10</sub>, Z<sub>11</sub> 1 łożysk l<sub>1</sub> = 12, 13, 14, 15 wapółpracujących bezpośrednio z wałem wyjściowym VII. Koła zębate Z\_-Z, jak również wały III-VI, występujące w pośrednich stopniach przenoszenia napędu, charakteryzują się stosunkowo niewielkim, prawie jednakowym prawdopodobieństwem uszkodzeń. Podwyższonym prawdopodobieństwem uszkodzeń kół zębatych Z<sub>8</sub>-Z<sub>11</sub>, charakteryzuje się cały układ planetarny, co szczególnie zaznacza się dla satelitarnych kół zębatych. Na podkreślenie zasługuje fakt, że wśród 120 głowic objętych zbiorem informacji eksploatacyjnych, wymieniono 24 wały wyjściowe, a ich awarie polegały 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 poprzez wprowadzony przez autora obciążeniowy współczynnik kierunkowy mierzonych parametrów drgań, na co wskazują diagramy zamieszczone na rys. 14.3 oraz 14.4. Ujawnione znaczne wartości obciążeniowego współczynnika kierunkowego przyspieszenia i przemieszczenia (K ) > 10 dB w punkcie n = 3 były w większości przypadków powodem dużej awaryjności żożyska l, = 1, a także koża zębatego Z, oraz samego ważu wejściowego II. Również w punkcie n = 10 (rys. 14.4), występujące znaczne wartości obciążeniowego współczynnika kierunkowego przyspieszenia, prędkości i przemieszczenia drgań (K<sub>0</sub>)<sub>a.v.z</sub> > 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<sub>10</sub>. Ujawniony fakt występującoj współzależności pomiędzy awaryjnością wyszczagólnionych elementów kinematycznych badanego układu a wprowadzoną estymata obciażeniową winien być podstawą do szerszego zastosowania tej wielkości w badaniach stenu dynamicznego nie tylko głowic kombajnowych, lecz również szeregu maszyn i urządzeń górniczych. Zagadnienie to powinno stanowić priorytetowe znaczenie w poprawie jakości i niezawodności działania,



- 155 -



ogcyAjeuje qechpeloch -

156 -

szczególnie odpowiedzialnych maszyn górniczych, co ma istotne znaczenie w poprawie efektywności działania tych maszyn i ekonomice wydobycia węgla.

#### 15. PODSUMOWANIE WYNIKÓW BADAŃ MODELOWO-WIBRACYJNYCH

Przyjęty w pracy model dynamiczny układu napędowego głowicy kombajnu KGS-320 o 10 stopniach swobody z uwzględnieniem sprzężenia elektromechanicznego pozwala na wyznaczenie oddziaływań dynamicznych w poszczególnych parach kinematycznych. Uzyskane wyniki obliczeń numerycznych, przeprowadzone wg założonych algorytmów, pozwoliły na szczegółową analizę dynamiczną rozważanego układu, umożliwiającą wyznaczenie reakcji siłowych w poszczególnych parach kinematycznych przyjętego modelu. Opierając się na przyjętym modelu obliczone częstotliwości rezonansowe poszczególnych ogniw układu napędowego są znacznie większe od znamieniowych częstotliwości charakterystycznych poszczególnych elementów przekładni i z tego względu, z uwagi na przyjęty w systemie pomiarowym zakres częstotliwości, nie były przedmiotem analizy Fourierowskiej.

W wyniku przeprowadzonych badań eksperymentalnych i rozważań teoretycznych powstał nowy sposób ujęcia zagadnienia identyfikacji wprowadzonych parametrów dynamicznych, określających stopień trwałości i niezawodności badanego obiektu.

W pracy przedstawiono podstawowe problemy związane z wibracyjną diagnostyką techniczną maszyn górniczych w aspekcie kontroli stanu jakości produkowanych seryjnie głowic ramieniowych. Prezentowane w pracy wyniki badań wibracyjnych stanowią uogólnienie prowadzonych długoletnich prac naukowo-badawczych, z których wynika szereg wniosków szczegółowych, wśród których należy wymienić następujące:

 Utworzone na bazie wartości skutecznych proste estymaty diagnostyczne w postaci wagowych i obciążeniowych współczynników kierunkowych parametrów drgań zawieraję zróżnicowane informacje o stanie dynamicznym określonych elementów napędowych przekładni.

2. Wprowadzone względne miary diagnostyczne pozwoliły na przeprowadzenie względnego 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 sęsiedztwie uprzednio ustalonych punktów pomiarowych korpusu głowicy. Wynik ten ma istotne znaczenie praktyczne, pozwalające na atosowanie uproszczonej aparatury pomiarowej w procesie identyfikacyjnych badań jakościowych głowic ramieniowych.

gil [10] . Generacjo tej energii sole być mynikima procenóm tomerzyszących

4. Istotne znaczenie w badaniach diagnostycznych posiada również obciążeniowy współczynnik kierunkowy parametrów drgań, określając 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 przyspieszenia, prędkości i przemieszczenia przekraczała ustalony poziom graniczny. Obserwowane duże zróżnicowania wartości tego współczynnika świadczę o dużej jego wrażliwości diagnostycznej a tym samym o jego przydatności w badaniach diagnostycznych maszyn.

5. Metoda szybkiej transformacji Fouriera umożliwiała przeprowadzenie właściwej identyfikacji amplitudowo-częstotliwościowej głównie węzłów kinematycznych układu napędowego, a wprowadzone pasmowe współczynniki gęstości widmowej mocy pozwoliły na przeprowadzenie względnej klasyfikacji dynamicznej wałów i niektórych kół zębatych.

6. Obliczone teoretycznie częstotliwości odpowiadające różnym typom uszkodzeń żożysk 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.

7. Jednym z istotnych etapów procesu identyfikacji diagnostycznej jest zbieranie informacji o aktualnych uszkodzeniach, elementów układu napędowego głowicy, powstałych w warunkach eksploatacji kombajnów. Stwierdzenie istotnej korelacji uszkodzeń eksploatacyjnych wałów, kół zębatych oraz łożysk tocznych z wartościami wprowadzonych przez autora miar względnych, stanowi potwierdzenie przydatności wprowadzonych miar w procesie kontrolnego diagnozowania wibracyjnego badanych głowic.

Dalsze prace naukowo-badawcze z tej dziedziny winny przyczynić się do opracowania optymalnych metod identyfikacji diagnostycznej w odniesieniu do szeregu maszyn górniczych o priorytetowym znaczeniu, co winno przyczynić się do poprawy trwałości, jak również niezawodności produkowanych maszyn górniczych.

### 16. EMISJA AKUSTYCZNA W BADANIACH DIAGNOSTYCZNYCH MASZYN

estrig drued zam ereje providentenene informacje o stanie dynamicznym okra-

Oprócz zjawisk wibroakustycznych stosowanych w diagnostyce maszyn, autor wykorzystał równocześnie w tym samym celu zjawisko emisji akustycznej, jako nową metodę stosowanę po raz pierwszy w procesie kontrolnego diagnozowania złożonych układów mechanicznych, do jakich należą głowice kombajnowe [65]. Emisja akustyczna stanowi zanikającę falę sprzężystą, generowaną w wyniku szybkiego wyzwalania zakumulowanej w materiale energii [10]. Generacja tej energii może być wynikiem procesów towarzyszących bardzo różnorodnym zjawiskom, począwszy od zjawisk zachodzących w skali submikroskopowej, jak np. przeskok atomów w sąsiednie położenie w sieci krystalicznej, ponadto obejmuje ona również wydarzenie występujące w skali makroskopowej wywołane nagłymi zmienemi naprężeń w elementach maszyn [67].

W początkowej fazie rozwoju tych badań (od roku 1950) mierzono częstotliwości rzadko przekraczające 20 kHz, w miarę jednak doskonalenie urzędzeń pomiarowych, zakres ten uległ ciągłemu poszerzaniu, aby obecnie osięgnąć wartość przekraczającę 30 MHz [17, 31]. Zjawisko emieji akustycznej (AE) w niejednorodnych ciałach stałych charakteryzuje się dużę złożonościę i zmiennościę generowanych fal sprężystych. Jednorodność materiału ma bardzo istotny wpływ na jego emisję skustycznę [34, 35]. W materiałach zawierających wtrącenia – obce fazy (rozwarstwienie) lub składniki o znacznie różniących się własnościach – powstaje całkiem inna emieja, niż w materiale jednorodnym. Samoczynna, czy też wymuszona, zmiena stanu naprężenia w materiale powoduje zmianę jego AE o znacznym niejednokrotnie nasileniu [68, 70].

Stosowane obecnie przyrządy pomiarowe są w stanie rejestrować fale naprężeń, wywożane zarówno przez rozprzestrzeniejące się makropęknięcia, jak również mikropęknięcia o rozmiarach podkrytycznych [33, 36]. Odkeztażcenie plastyczne – jako proces wywożany ruchem wielu dyslokacji – daje znaczne efekty akustyczne w wielu czystych metalach i ich stopac [37]. Jednak w obecnym stania rozwoju aparatury pomiarowej nie udaja się jaszcze wykryć AE wywożanej przez ruch pojedynczych dyslokacji, sle co jest godne podkreślenia, wykrywane jest np. dziażanie źródeż Francka-Reada, generujących nowe dyslokacje [20]. W ciażach stażych rozproszenie energii fal aprężystych jest stosunkowo nieznaczne, co oznacza, że po wypromieniowaniu impulsu przez jego źródżo, fale te szybko rozprzestrzenią się w cażym badanym ukżedzie. Dzięki temu nie ma specjalnych wymageń dotyczących lokalizacji detektorów emieji.

Z drugiej strony fale odbite od przeszkód lub powierzchni elementów badanego układu mogę wielokrotnie powracać do detektora w postaci zanikającego acha, które powinno być wyeliminowane przez odpowiednie urządzania pomiarowe, aby nie fałszować właściwych wyników. Wynika stęd, że AE może być również dobrym narzędziem fizycznym w badaniach nieniszczących wykrywania wad i defektów wewnętrznych, obniżających wytrzymałość całych konstrukcji lub też jej elementów.

o) wana zdarzań AL uzyakana jest w wyniku slizzania od prozetko do końce preideru, zdarzań proskrestojących okreklony przew dyekrystnecji d) terpo twb pystość zdarzań sternet sveg zdarzań w jednostkowym przedziele czenu;

## 17. PARAMETRY EMISJI AKUSTYCZNEJ

Źródła AE mogą wytwarzać fale sprężyste różnych rodzajów: podłużne, poprzeczne, giętne i powierzchniowe. Wytworzone fale rozchodzę się w elementach maszynowych z różnymi predkościami. Ze wzgledu na bardzo krótki czas narastania impulsów AE, rzędu nanosekund, energia fal zawarta jest w bardzo szerokim pasmie częstotliwości i może być odbierana przez przetworniki o częstotliwościach razonansowych od 50 kHz - 30 MHz, Najbardziej praktyczny zakres pomiarowy w przypadku głowic ramieniowych kombajnów ścianowych leży w przedziale 100-500 kHz. Jednoznaczna charakterystyka ilościowa zjawiska AE napotyka na wielorakie trudności związane z zakłóceniami i przekształceniem sygnału w samym badanym materiale (niezależnie od jego rodzaju) lub elemencie maszynowym. Źródłem zakłóceń sę różnego rodzaju zjawiska, takie jak mechaniczne, elektryczne, hydrauliczne itp., związane ściśle z warunkami pracy elementu lub stanowiska badawczego. Powstające w tych warunkach fale odkształceń sprężystych docierają do powierzchni korpusu układu napędowego, gdzie są zamieniane za pomoca przetwornika piezoelektrycznego na sygnał elektryczny, którego sama charakterystyka ma również pewien wpływ na odbierany sygnał. Z tego względu nigdy nie znamy pierwotnego kształtu fali sprężystej AE, co powoduje, że w badaniach używa się różnych charakterystyk tego zjawiska [17].

Na rys. 17.1 przedstawiono reakcję przetwornika AE na pobudzenie mechaniczne generowane impulsem AE. Fala sprężysta, wywołana określonym zdarzeniem fizycznym, może wielokrotnie powracać w postaci zanikającego echa. Układ pomiarowy może rejestrować wszystkie sygnały o amplitudach przekraczających określony poziom dyskryminacji (PD) i w tych warunkach jedno zdarzenie fizyczne zostaje zliczone jako pewna liczba amplitud, względnie też można rejestrować obwiednie amplitud i wtedy zliczane są tylko same zdarzenia fizyczne, jednak w drugim przypadku wymagana jest bardziej złożona aparatura i z tego względu najczęściej zliczane są amplitudy.

Do najważniejszych i najczęściej wykorzystywanych parametrów AE należa:

- a) suma amplitud sygnału AE (rys. 17.1) oznacza liczbę amplitud przekraczających pewien wybrany poziom dyskryminacji, odpowiadający określonej wartości napięcia elektrycznego;
- b) tempo lub gęstość amplitud AE stanowi sumę amplitud przekraczających próg dyskryminacji w kolejnych jednostkach czasu, czyli w tzw. podstawach czasu;
- c) suma zdarzeń AE uzyskana jest w wyniku zliczenia od poczętku do końca pomiaru, zdarzeń przekraczających określony poziom dyskryminacji;
- d) tempo lub gęstość zdarzeń stanowi sumę zdarzeń w jednostkowym przedziale czasu;

processing a synchro publicage synchronic addressing a reteriate support





Fig. 17.1. Reaction of piezoelectric transducer on the mechanical activation generated by pulse AE

a provente obstatente juez preparejonalme do Licoby nume prestajenjeh ambie L makedand, W Lesenh eledentzianiquých etminizance, se inteninje balannedd geniedby predbeskie propagacji branquizi ppin<u>i</u> sin a perciosymptites Loreneymondes neprejania K [36] a portaci pregomej

Derite Latertrys Departments a belantath synersystephiets antaly show

 e) średnia kwadratowa napięcia lub też wartość RMS zdefiniowana przez wyrażenie

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

gdzie:

x(t)- chwilowa wartość napięcia, T – czas pomiaru;

f) suma energii, którą uzyskuje się poprzez ecałkowanie sygnału RMS;

g) tempo energii etanowi sumę odniesionę do jednostkowego przedziału czasu.

Sumę i tempo amplitud uzyskuje się w dość prosty sposób, tzn. poprzez odpowiednie zliczanie. Parametry te obarczone są jednak poważnymi błędami merytorycznymi, gdyż nie reprezentuję żadnej wielkości fizycznej charakteryzującej sygnał AE, a ponadto bardzo silnie są uzależnione od ustawienia progu dyskryminacji. Znikomo mały jest wpływ poziomu dyskryminacji na sumę i tempo zdarzeń, które ponadto mają dobrę korelację z rzeczywistą ilościę zdarzeń AE, zachodzących w badanym materiale i dlatego stanowię wyniki o większej wartości użytkowej [35].

> 18. UWARUNKOWANIA CHARAKTERYSTYK AE OD STANU DYNAMICZNEGO MATERIAŁU

Uszkodzenia struktury badanego elementu mają charakter nieodwracalny i z tego względu w badaniach AE obserwuje się pewne zjawisko nieodwracalności nazywane efektem Kaisera [31]. Występuje ono podczas obciążenia materiału poddanego uprzedniemu obciężeniu do naprężenia  $\mathcal{D}_g$ , wówczas procesowi temu towarzyszy określona liczba zliczeń impulsów. Po odciężeniu i powtórnym obciężeniu do wartości naprężenia  $\mathcal{D}_g$ . Liczba zliczeń w procesie obciężenia jest proporcjonalna do liczby nowo powstających wad i uszkodzeń. W latach siedemdziesiątych stwierdzono, że istnieje zależność pomiędzy prędkością propagacji krawędzi pęknięcia a współczynnikiem intensywności naprężenia K [34] w postaci potęgowej

lub

 $V = A \cdot (K^n - K_p^n),$ 

(18,1)

gdzie:

- A pewna stała materiałowa,
- n wykładnik potęgowy zależny od materiału,
- K<sub>p</sub> wartość progowa współczynnika K.

Występująca zależność między generowanymi sygnałami akustycznymi i tworzącymi się pęknięciami może być skorelowana w przybliżeniu przez wyrazenie

 $\frac{t}{dt} \stackrel{e}{\to} N_0 \frac{e}{dt}, \qquad (18.2)$ 

· sonistonys slasysiotsenry-permut

N, - liczba zliczeń sygnałów AE, N<sub>e</sub> - liczba procesów pęknięć,

No - stała detekcji.

Zakładając następnie, że proces pękania związany jest ze średnię wielkością ziarna i prędkością rozchodzenia się pęknięcia wy zależności

$$\frac{dN_{\chi}}{d\tau} \cong \frac{1}{G} \frac{d1}{d\tau} = \frac{1}{G} \cdot V, \qquad (18.3)$$

gdzie:

G - wielkość ziarna,

V = dl/dt - prędkość propagacji pęknięcia. predholdt AE. no untglednieniu rhwnenia Uwzględniając wyrażenia (18.2) i (18.3), otrzymamy

$$\frac{dN_{t}}{dt} = \frac{N_{0}}{G} \cdot \frac{d1}{dt} \cdot (18.4)$$

Wyrażenie (18.4) podaje zatem zależność między prędkoście propagacji pęknięcia i natężeniem AE. Równanie (18.1) można ostatecznie zapisać w postaci

E ceretniej zalezności wymika, za przy stałym obulązeniu W a C, netwieni Al rome jest zero, Zelets toj selody wynika wigNbz febtu, że istnioje  $V = A \cdot K'' = B \cdot \frac{5}{dt} \cdot (18.5)$ streamte neest drobnych mitan w obtobcte bedenije sihord calmont -

Wynika więc stąd, że poprzez pomiar liczby impulsów akustycznych można wyznaczyć prędkość propagacji pęknięcia.

Bardzo istotnym zagadnieniem w badaniach wykorzystujących emisję akustycznę jest rozróżnienie, czy uzyskiwane sygnały emitowane są przez pęk∞ nięcia podkrytyczne, czy też uwarunkowane są rozwojem makropęknięć wewnątrznych lub powierzchniowych, które mogą powodować niestabilność struktury materiału. Z uwagi na to, badania te mogą być prowadzone w trzech kierunkach zwięzanych:

- z rozwojem pęknięć podkrytycznych, przy zadanym naprężeniu eksploatacyjnym,
- z wykrywaniem pęknięć krytycznych w procesie obciężenia symulowanego,
- z określeniem wytrzymałości materiału na podstawie progowej EA.

Sygnał zwięzany z obecnościę wad występujęcych w materiałe można wydzielić z sumarycznej AE. Oznaczajęc przez N<sub>e</sub> ilość mikroskopowych aktów pękania (ilość pęknięć krytycznych), a przez N<sub>m</sub> ilość mikropęknięć mogecych wysłać sygnał akustyczny, to prawdopodobieństwo występienia mikropęknięcia wysyłajęcego sygnał AE przy naprężeniu <sup>7</sup>0 można określić przez funkcję Weibula:

$$\frac{N_{\Theta}}{1+N_{B}}=1-\exp(-\frac{T_{O}}{C_{O}}).$$

Dla przypadku N<sub>e</sub> << N<sub>o</sub>, otrzymamy

$$\frac{N_{o}}{1+N_{m}} \cong \left(\frac{\gamma_{o}}{\gamma_{o}}\right)^{m},$$

gdzie 🖏 i m stanowią parametry rozkładu.

(18.7)

W przypadku kiedy proces pękania nie jest zakłócony przez rozwój pęknięć podkrytycznych, wówczas równanie (18.7) można stosować do obliczenia prędkości AE, po uwzględnieniu równania (18.2).

Podczas stałej prędkości obciężenia È = dF/dt = const, AE związana z pękaniem pojawi się wówczas, gdy É osiągnie wartość krytyczną. Uwzględniając to założenie w równaniach (18.2) i (18.4), otrzymamy

$$\frac{dN_{t}}{dt} = N_{0}\left(\frac{F}{F_{0}}\right)^{n-1} \cdot \dot{F}$$
(18.8)

Z ostatniej zależności wynika, że przy stałym obciążeniu F = O, natężenie AE równe jest zero. Zaleta tej metody wynika więc z faktu, że istnieje ścisła zależność parametrów AE od mechaniki pękania, umożliwiajęca wykrywanie nawet drobnych zmian w obiekcie badanym.

wymikan więk atęd, że poprzaz postar liczby izpuleów skustychwych możne wyznaczyć prędkość propegacji pękniecie. Derdzo istornym zegućnieniem w bedeniach wykorzystujących mateję akustyczne jest rozróżnienie, czy uzyskimuma sygnały emirowine w przed pek19. RODZAJE IMPULSÓW AE GENEROWANYCH W METALACH

- 165 -

Na podstawie analizy jakościowej szeregu modeli źródeł AE przyjmuje się, że całościowy sygnał AE formowany jest szeregiem pojedynczych impulsów, których kształt i parametry zależą od fizycznego mechanizmu działa-





a) relaxing, b) accelerating

nia źródła AE [65] . Wykazano również, że podstawowym kształtem pojedynczego impulsu AE jest tzw. wideoimpuls, który może być, w zależności od typu źródła AE, relaksacviny (rvs. 19.1a) lub akceleracyjny (rys. 19.1b). Pod wpływem rosnących naprężeń w obciażonym elemencie, dyslokacje zaczynają się przemieszczać po płaszczyźnie poślizgu. Dowolna przeszkoda (inna dyslokacja, granica ziarna) powoduje zatrzymania się dyslokacji i narastanie wokół niej zbioru dyslokacji, Przy dalszym wzroście naprężeń może dojść do przerwania wiążącej przeszkody. Można przyjąć, że w chwili t tego przerwania zaczyna działać źródło AE opisane przez funkcję 👘 skoku jednostkowego:

1 dla t > t

0

Sygnaly Typu sheeleraovi

dywlekactw zblilds wipadelwyb

dla t < t

S(t) =

Przypadkowi temu odpowiada gwałtowny spadek naprężenia w otoczeniu samego źródła. Opisany proces określa przedni front impulsu, przy czym jego stała czasowa  $\mathcal{E}_{L}$  zależy od właściwości akustycznych badanego elementu oraz od rozmiarów źródła AE i może być określona przez wyrażenie

$$L = \frac{r \cdot C_L}{\alpha c_Z^2}$$

gdzie:

r – promień źródła AE,

- CL, C = prędkość fali sprężystej podłużnej i poprzecznej (w danym materiale),
- oč stała bezwymiarowa.

Po przerwaniu przeszkody rozpoczyna się ruch dyslokacji i towarzyszy temu relaksacja naprężeniowa. Ten proces określa tylny front impulsu, a jego stała czasowa  $\mathcal{C}_2$  zależy od czasu rozchodzenia się dyslokacji po zerwaniu więzań, przy czym zawsze spełniony jest warunek  $\mathcal{C}_2 \gg \mathcal{C}_1$ . Kształt impulsu można ogólnie opisać przez równanie

$$\mathcal{C} = \mathcal{C}_{1} \cdot \exp(-\frac{t}{c_{1}}) - \mathcal{C}_{2} \cdot \exp(-\frac{t}{c_{2}}) + \mathcal{C}_{m},$$
 (18.9)

gdzie:

6

- 💪 lokalne naprężenie w chwili zerwania wiązań,
- δ<sub>2</sub> naprężenie osiągnięte w wyniku relaksacji,
  - δ naprężenie występujące bezpośrednio przed zerwaniem.

Wynika stąd, że w przypadku impulsu AE typu relaksacyjnego kształt sygnału jest w pierwszym przybliżeniu określony przez dwa procesy charakteryzujące lokalne naprężenia  $\mathcal{C}_1$  i  $\mathcal{C}_2$ . Jeśli w wyniku relaksacji, naprężenia występujące w sąsiedztwia niejednorodności dążą do wartości początkowej występującej do chwili zerwania wiązań, czyli  $\mathcal{C}_1 = \mathcal{C}_2 = \mathcal{C}_m$ , wówczas otrzymuje się

$$\mathcal{B} = \mathcal{B}_{n} \left[ \exp(-\frac{t}{\mathcal{B}_{1}}) - \exp(-\frac{t}{\mathcal{B}_{2}}) + 1 \right],$$
 (18.10)

a) relakaseyiny, b) sheelareeyiny

A, omodiline ajaca wy-

at beedepag - 0 . 0

Przypadek ten odpowiada stanowi względnej równowagi wewnętrznej naprężeń materiałowych. Impula AE typu akceleracyjnego powstaje w wyniku przyspieszonego ruchu defektów w ciele stałym promieniujących fale eprężyste. Sygnały typu akceleracyjnego powstają także w wyniku tworzenia się mikroszczeliny w obszarze skupiska dyslokacji, w przypadku gdy dwie główne dyslokacje zbliżą się na odległość rzędu wektora dyslokacji Burgersa [47]. Istotne w tym procesie są termiczne fluktuacje, prowadzące do połączenia się pierwszych dyslokacji, które następnie prowadzą do wytworzenia mikroszczeliny. Impule AE typu akceleracyjnego powstaje również w wyniku naetępstwa dwóch procesów, z których jeden określa front przedni, natomiest drugi – front tylny impulsu. Sygnał tego typu można przedstawić w postaci matematycznej:

$$= \begin{cases} \mathfrak{F}_{m} \cdot \mathbf{a} \cdot \mathbf{t}^{k} \cdot \mathbf{S}(\mathbf{t}), & \text{dla } \mathbf{t} < \mathbf{t} \\ \\ \mathfrak{F}_{m} \cdot \exp(-\frac{\mathbf{t}}{\delta}), & \text{dla } \mathbf{t} > \mathbf{t} \end{cases}$$

gdzie: Anaraba vdzali itostorgranat Skamanger . 24 labert ligterationer

a - czynnik nomujący wymiarowość, k > 1, współczynnik określony przez konkretny proces fizyczny prowadzący do wypromieniowania fal sprężystych.

Dla impulsów typu akceleracyjnego, ruch dyslokacji zachodzi w trakcie zjawisk określających front przedni, natomiast front tylny opieuje relakcację naprężeń.

> 20. TRANSFORMACJA SYGNAŁÓW AE W KANALE AKUSTYCZNO-ELEKTRONOWYM

Pojedynczy impuls AE, rozprzestrzeniając się w elementach konstrukcji, po przejściu przez przetwornik AE i rejestrujący układ elektronowy, ma postać zanikającego radioimpulsu. Szereg takich impulsów przedstawiono na rys. 20.1a,b. Aparatura rjeestruje ilość zdarzeń AE równą liczbie pierwotnych sygnałów AE oraz liczbę oscylacji, równą liczbie przejść sygnałów AE przez zadany próg U<sub>n</sub>. Liczba oscylacji jest związana z amplitudą i energią sygnału pierwotnego, a zatem pośrednio określa ona energetyczne



Rys. 20.1a,b. Sposób transmisji sygnałów AE przez układ elektronowy Fig. 20.1a,b. Mathod of AE signal transmission through the electron system charakterystyki źródeł AE. Poprawność interpretacji liczby zdarzeń AE i ekstremów na obwiedni impulsu zależy od warunków rozchodzenia się sygnałów AE i zdolności rozdzielczej aparatury. Jak widać z rys. 20.1b ilość zdarzeń AE jest równa pięć, a aparatura rejestruje tylko cztery. Pierwsze dwa impulsy AE z powodu prawie jednoczesnego ich dojścia do odbiornika rejestruje się jako jedno zdarzenie. Impulsy te nakładają się, dając w efekcie pojedyncze 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 ciągłę AE 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 w procesie jego badania. Jednak ilość uzyskanych za pomocą sygnałów AE informacji o procesie zachodzącym w obiekcie jest ograniczona, co związane jest głównie z występowaniem szumów, skończonym czasem obserwacji, ograniczonym pasmem częstotliwościowym przenoszenia kanału akustyczno-elektronowego. Z tego względu należy dysponować odbiornikiem, który byłby optymalny w sensie oddzielenia właściwego sygnału od szumu. Odbiornik taki winiem dać na wyjściu maksimalnie możliwy stosunek wartości ekstremalnej do efektywnej wartości szumu. Również jego charakterystyka amplitudowo-częstotliwościowem widmu sygnału S( $\omega$ )

 $K(\omega) = a \cdot S(\omega)$   $\Phi(\omega) = - \left[\varphi(\omega) + \omega(t_o)\right],$ 

gdzie:

- a współczynnik przepuszczania,
- $\phi(\omega)$  fazowa charakterystyka filtra,
- $\varphi(\omega)$  faza składowych spektralnych sygnału,
  - t chwila czasu, w której obserwuje się maksimum chwilowej wartości sygnału.

W wyniku tego, że kształt funkcji transmisji optymalnego odbiornika jest zbieżny z kształtem widma sygnału, zapewnia to maksymalne wzmocnienie najbardziej intensywnych składowych widma sygnału. Zagadnienie to jest bardzo istotne i stanowić będzie podstawową przesłankę w procesie projektowania i budowy aparatury AE, wykorzystywanej w procesie kontrolnego diagnozowania głowic ramieniowych kombajnów ścianowych.

Fig. 20, 14, M. Mathed of AS angest remained on through the electron system

# 21. STOSOWANA APARATURA POMIAROWA

Wytyczne do budowy opisanej niżej aparatury AE, stosowanej w badaniach diagnostycznych układu napędowego głowicy KGS-320 wraz z serię pomiarów testujących, zostały opracowane przez autora na zlecenie IPPT PAN. Opisana niżej aparatura do badania AE maszyn górniczych ze szczególnym uwzględnieniem układu napędowego głowic kombajnowych, jest przeznaczona do badań relaksacji fal sprężystych generowanych w elementach maszynowych w warunkach laboratoryjnych. Czułość i pasmo przenoszenia układu pomiarowego zostały tak dobrane, aby można było prowadzić badania głowic ramieniowych w warunkach biegu jałowego, jak również pod obciążeniem nominalnym. Stosowany tor pomiarowy pozwalał również na pomiar parametrów AE próbek wyciętych z elementów napędowych głowicy KGS-320, w warunkach zmiennego obciążenia zewnętrznego (prasa hydrauliczna). Stosowany system elminacji zakłóceń pozwalał na wprowadzenie napreżeń do próbek w przypałku jednooslowago ściskania wytrzymałościowago. 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 analize kształtu impulsu otrzymanego z przetwornika pomiarowego. System pomiarowy przystosowany jest do wyprowadzenia analogowej informacji w postaci cyfrowej w standardzie TTL (wyjście równoległe). Możliwy jest pomiar tempa sumy  $\Sigma$ N sygnałów AE w różnych przedziałach czasowych, wartości RMS, jak również średniej mocy badanego sygnału. Stosowany system jest przystosowany 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 50 $\Omega$  i jest on zasilany kablem sygnałowym. Wzmocnienie przedwzmacniacza wynosi 40 dB + 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 wzwocnienia obu wzmacniaczy dodatkowym potencjometrem. W torze wzmacniacza wmontowany jest filtr aktywny czwartego rzędu, którego zadaniem jest odcięcie zakłóceń poniżej częstotliwości pomiarowych. Układ pomiaru średniej mocy sygnału AE składa się z detektora kwadratowego wraz z układem całkującym, co umożliwia zapis wymienionego parametru za pomocą pisaka (X,t). Schemat blokowy aparatury AE do badania głowic kombajnowych przedstawiono na rys. 21.1. Poza wyjściami do pomiaru średniej mocy sygnału, urządzenie posiada możliwość wskazywania tempa i sumy zliczeń amplitud. Jest to realizowane w następujący sposób. Wzmocniony do wielkości rzędu setek miliwoltów i poddany filtracji sygnał dociera do dyskrymina-



Rys. 21.1. Schemat blokowy aparatury AE do badania głowic kombajnowych Fig. 21.2. Block diagram of AE apparatus for the testing of combine heads

tora amplitudy. Dyskryminator wybiera te sygnały, które mieszczą się w ustalonym przedziale napięć, przy czym górny i dolny próg może przybierać wartości od 100 mV do 5 V. Możliwa jest.również selekcja na zesadzie "wielkość napięcia średniego – szerokość okna". Wytworzone sygnały sę 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 sę zliczane w standardowym przeliczniku P-21 produkcji ZZUJ "POLON". Licznik wyświetla albo ich sumę w nieograniczonym przedziale czasu (pojemność 10<sup>6</sup>), albo podaje tempo, czyli ich ilość w zadanym przedziale czasu. Dane z licznika można wyprowadzić poprzez równoległe wyjścis cyfrowe w kodzie BCD, albo z załęczonego przetwornika cyfrowo-analogowego. Przetwornik analogowo-cyfrowy wytwarza sygnał proporcjonalny do ilości zliczeń. W przypadku przekroczenia wielkości 999 zliczeń wykazuje "przepełnienia", wskazujęc napięcie +6 V na wyjściu.

22. CEL I ZAKRES STOSOWANEJ METODYKI BADAN METODA AE

Celem przeprowadzonych badań diagnostycznych metodą AE 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. Badania te były prowadzone dwukierunkowo. Pierwszy kierunek związany był z badaniami całej głowicy pracującej w warunkach trójstopniowego obciążenia statycznego, natomiast drugi kierunek dotyczył badań laboratoryjnych próbek pobranych z określonych elementów kinematycznych głowicy, poddanych następnie jednoosiowemu ściskaniu, podczas wzrastającego obciążenia zewnętrznego. W badaniach tych chodziło głównie o znalezienie korelacji między określonymi estymatymi charakteryzującymi badane elementy kinematyczne, zarówno w procesie badań stanowiskowych, jak i laboratoryjnych.

- 171 -

#### 23. BADANIA STANOWISKOWE GLOWIC RAMIENIOWYCH METODA AE

Badaniami objęto 10 głowic ramieniowych kombajnów ścianowych KGS-320 podczas ich pracy na biegu jałowym, przy obciążeniu 50% obciążenia nominalnego oraz podczas obciążenia nominalnego w przypadku obu kierunków obrotu wału wyjściowego. Badania prowadzone były na stanowisku odbioru technicznego w Fabryce Maszyn Górniczych FAMUR w Katowicach. Wybór i rozmieszczenie punktów pomiarowych na korpusie głowicy były analogiczne jak w przypadku opisanych badań wibracyjnych, przy czym ograniczono się głównie do punktów n = 1,4,9,10, znajdujących się w sąsiedztwie określonych elementów kinematycznych wału wejściowego i wyjściowego.

#### 23.1. Opis stanowiska badawozego

Stanowisko badawcze składa się z zestawu pomiarowego do badań AE, wskład którego wchodziły: urządzenie pomiarowe DEMA-G (opisane szczegółowo w punkcie 21), magnetofon pomiarowy FM, rejestrator X-t oraz badany obiekt. Schemat blokowy stosowanego układu pomiarowego przedstawiono na na rys. 23.1. Podczas pracy układu napędowego głowicy, zarówno na biegu jałowym jak również pod obciążeniem statycznym, w głównych elementach kinematycznych, takich jak wały, łożyska czy koła zębate powstaję pewne napreżenia, stanowiece źródła AE, generujące fale sprężyste przenoszone do punktów korpusu znajdujących się w bezpośrednim sąsiedztwie tych elementów. W pomiarach stosowano przetworniki piezoslektryczne (2) o częstotliwościach rezonansowych f<sub>p</sub> = 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<sub>p</sub> = 200 kHz cechują się maksymalną wrażliwością w procesie detekcji sygnałów AE, z tego względu głównie te przetworniki były stosowane w badaniach identyfikacyjnych głowic ramieniowych. Stosowane



Rys. 23.1. Schemat blokowy stosowanego zestawu pomiarowego AE Fig. 23.1. Block diagram of the AE measuring assembly used

przetworniki posiadały w dolnej części wypusty stożkowe, dzięki którym można było uzyskać punktowy kontakt z podłożem, co eliminowało stosowania warstw sprzęgających. Przetworniki mocowano do korpusu głowicy za pomocą specjalnych uchwytów magnetycznych. Możliwości pomiarowe układu wynikające ze schematu blokowego (rys. 23.1) są następujące:

- 1<sup>0</sup> tor pomiarowy 2, 3, 8, 9 umożliwia zapis mocy impulsów AE rejestrowanych w badanym punkcie pomiarowym (oznaczenie E),
- 2<sup>0</sup> dla arbitralnie wybranego napięcia progowego U<sub>g</sub>, tor 2-7 daje możliwość pomiaru aktywności AE rejestrowanej w badanym punkcie pomiarowym (oznaczenie  $\sum \dot{N}$ );
- 3<sup>0</sup> dla arbitralnie wybranych: napięcia progowego U<sub>g</sub> i napięcia okna pomiarowego △U, tor 2-7 umożliwia zliczanie impulsów AE o amplitudach z przedziału U<sub>g</sub> ± <u>△U</u>;
- 4<sup>0</sup> dla arbitralnie wybranych: napięcia progowego U<sub>g</sub> i napięcia okna pomiarowego △U, tor 2-3-8 umożliwia pomiar wartości RMS impulsów AE przy zadanym progu dyskryminacji;
- 5<sup>0</sup> dla arbitralnie wybranych: napięcia progowego U<sub>g</sub> i napięcia okna pomiarowego △U, tor 2-8 umożliwia rejestrację przebiegu czasowego zliczania impulsów.

W pracy przeprowadzona zostanie analiza wrażliwości estymat procesu AE na zmiany położenia punktu pomiarowego, kierunku obrotu układu oraz obciążenia.

romning asarahapasawas tyou 0314 produkcji Orbal-Kjaar. Pu przegrow

Alignment of alignment of alignment of the second secon

- 172 -

## 23.2. Wyniki pomiarów i ich analiza

Przedmiotem pomiaru i analizy były wyszczególnione wyżej estymaty rejestrowanego sygnału AE w wybranych arbitralnie punktach pomiarowych. Przeprowadzone badania eksperymentalne wykazały, że różne źródła AE posiadają odmienne rozkłady rejestrowanych sygnałów, co można było stwierdzić stosując przyrządy umożliwiające zliczenie impulsów w małym zakresie amplitud. Przedstawiając rozkład amplitud w jednostkach względnych, np. w decybelach, a tempo zdarzeń w postaci logarytmicznej, wówczas otrzymuje się zależność w postaci linii prostej, której nachylenie, oznaczone umownie przez "wartość b", charakteryzuje własności wytrzymałościowe badanego materiału, np, wartość b dla stali A516 wynosi 4,2, natomiast w przypadku wysokowytrzymałościowej stali 43~40, wartość ta wynosi 0,76. Mechanizmy deformacyjne, zależne od naprężeń powodują zmianę wartości b, monotoniczne zmniejszenie tej wartości może świadczyć o zbliżającym się uszkodzeniu. W pracach [35, 36] wykazano, że wartość b można przedstawić wzorem:

$$b = \frac{2}{7} u(1 - F),$$

(23.1)

gdzie:

u – współczynnik, którego wartość dla stali wynosi około 2,

F(S, č) – określa prawdopodobieństwo tego, że lokalne naprężenie przekroczy wytrzymałość S materiału.

Wraz ze wzrostem naprężeń, wartość b maleje w sposób monotoniczny, dążąc w granicy do wartości zero. W przypadku malejących naprężeń, wielkość b osiąga w granicy wartość  $\frac{2}{3}$  u. Zatem zmiany wartości współczynnika b obejmują przedział (0,  $\frac{2}{3}$  u).

Istotne znaczenie ma w tych badaniach określenie sensu fizycznego parametru b, szczególnie dla materiałów wieloskładnikowych. W metalach AE jest często związana ze specyficznymi mechanizmami deformacji, takimi jak pękanie obcych faz lub wtręceń niemetalicznych. W ten sposób amplituda AE związana jest pośrednio z rozmiarami wtręceń, natomiast rozkład amplitudy winiem zależeć od rozkładu wielkości wtrąceń.

# 23.2.1. <u>Rozkłady tempa amplitud w zakresie niskich i wysokich</u> napięć progowych na biegu jałowym

W początkowej fazis badań, ograniczono się do wyznaczenia tempa amplitud w całym stosowanym zakresie napięć progowych O-8 V. Dyskryminator amplitudy pozwala wybierać przedziały napięć, w których analizowane zostały rejestrowane impulsy. Podczas wszystkich pomiarów ustalono stałę szerokość okna napięciowego, która wynosiła 0,25 V, a następnie w czasie badania zmieniano kolejne położenia środka analizowanych amplitud w całym



Rys. 23.2. Rozkład wartości log.log tempa amplitud dla głowicy 114/86 w punkcie n = 1, f<sub>R</sub> = 200 kHz, szerokość okna napięciowego 0,25 V, dla obrotu prawego w badanym przedziale napięć progowych

Fig. 23.2. Values distribution log.log of the rate of amplitude for the head 114/86 in point n = 1,  $f_R = 200$  kHz, width of voltage window 0,25 v for the right revolution in the tested treehold voltages interval

lo N [Imp] S.EI 107 mr ; model Wroys ladows; na ryo; 13,2 ac syntemy myritization rocking martabal temps applied ingargreaters, odpostednic die giosin N + 114 praz a . 1 dla obrogu prawago skladu w Dadanya pristilalw naolad ness toborrow empryche, whereast, and the warrows there surroadi progu napieviowego synosicesego skale 4 V. Fehr ten Avgeruje my etenomente debch różnych procesów itzycznych generowenych, w elementede skowicy, a ishudowanych w salicowanych sygnalmeh AC, Diarabier tych zata w bedanyon glowicsel [see godibny, netenizer restance, dig inclination twon relar, brore as calating of bedarand entering whentoy, jak romal cales wyznaczanie warcaksi wępdiczymnika w okraślającego arostych, a z drugiej strany opiaujacado waterizati watrzywałodo aviation calated puddifrage logeryeau's lineavy lepulate and needed progenych a sevenues analysis application and ato N = 114, 169 press lints promis, modiominals b okreals





na rys. 21.7 przedszewiona sinpleń migleżnej szymotril korolocyjnej sepijozynnika b dle obrazu przesoj i leszjo w przetach pozierowych n = = 1. 4.10 wszystkich bedanych giowac a zakresie miekich napiej progenych.

4

3

2

dostępnym przedziała napięć. Przykładowo, na rys. 23.2 i 23.3 zamieszczono wykresy wyrażające rozkłady wartości tempa amplitud w skali podwójnie łogarytmicznej, odpowiednio dla głowic N = 114 oraz N = 152, w punkcie n = 1 dla obrotu prawego układu w badanym przedziała napięć progowych. Jak wynika z załączonych wykresów, szczytowe wartości tempa amplitud można aproksymować przez linie prostę, której nachylenie ulega zmianie przy wartości progu napięciowego wynoszącego około 4 V. Fakt ten sugeruje występowanie dwóch różnych procesów fizycznych generowanych w elementach głowicy, a zakodowanych w emitowanych sygnałach AE. Charakter tych zmian w badanych głowicach jest podobny, natomiast zmienia się intensywność tych zmian, które sę zależne od badanego egzemplarza głowicy, jak również położenia punktu pomiarowego oraz kierunku obrotu wału wyjściowego [65].

Celem wyznaczenia wartości współczynnika b, określającego nachylenie prostych, a z drugiej strony opisującego własności wytrzymałościowe materiału użytego do budowy elementów kinematycznych głowicy, na rys. 23.4 przedstawiono zależność podwójnego logarytmu z liczby impulsów od wartości napięć progowych w zakresie niskich amplitud, aproksymowaną dla głowic N = 114, 169 przez linie proste. Współczynnik b określono następnie z równania:

$$b = \begin{bmatrix} \frac{\Delta(1gT)}{\Delta U_g} \\ P, I \end{bmatrix}$$

(23.2)

gdzie: różnice  $\triangle$  (logT) oraz  $\triangle$  U zaznaczone są na rys. 23.4.

Na rysunkach 23.5, 23.6 przedstawiono rozkłady wartości tak wyznaczonego współczynnika b w zakresie niskich wartości napięć progowych, odpowiednio dla obrotu prawego i lewego w punktach n = 1,4 (rys. 23.5) oraz n = 9,10 (rys. 23.6) dla wszystkich badanych głowic. Po prawej stronie wyznaczono w postaci prostokątów wartości średnie współczynniki b w badanych punktach pomiarowych dla obrotu prawego i lewego wału wyjściowego. Z analizy otrzymanych wyników wynika, że wartość współczynnika b jest prawie niezależna od kierunku obrotu wału, natomiast zależy od położenia punktu pomiarowego i badanej aktualnie głowicy.

Stopień względnej korelacji współczynnika b dla obu kierunków obrotu, określono wprowadzając współczynnik asymetrii korelacyjnej zdefiniowany przez wielkość wyrażoną w procentach

$$K_{p,L} = (1 - \frac{b_p}{b_L}) \cdot 100.$$
 (23.3)

Na rys. 23.7 przedstawiono stopień względnej asymetrii korelacyjnej współczynnika b dla obrotu prawego i lewego w punktach pomiarowych n = = 1, 4, 10 wszystkich badanych głowic w zakresie niskich napięć progowych.



Rys. 23.4. Zależność log.log z liczby impulsów w jednostce czasu od wartości napięć progowych w zakresie niskich amplitud, w punkcie n = 1 \_\_\_\_\_ – obrót prawy, \_\_\_\_ – obrót lewy

Fig. 23.4. Dependence log.log from the number of pulses in a unit of time on the value of treshold voltages within the range of low amplitudes range at point n = 1

- right revolution, \_---left revolution

- 177 -



Rys. 23.5. Rozkład wartości współczynnika b w punktach pomiarowych n = = 1,4 dla wszystkich badanych głowic w zakresie niskich wartości napięć progowych

----- - obrót prawy, ---

# prawy, \_\_\_\_ obrót lewy

Plg. 21,4.

Fig. 23.5. Distribution of the values of coefficient b in measuring points n = 1,4 for all the heads tested within low values of treshold valtages

--- right revolution, ----left revolution


Rys. 23.6. Rozkład wartości współczynnika b w punkcie pomiarowym n = = 9, 10 dla wszystkich badanych głowić w zakresie niskich wartości napięć progowych

- 179 -



Rys. 23.7. Stopień asymetrii korelacyjnej wepółczynnika b dla obrotu prawego i lewego w punktach pomiarowych n = 1, 4, 10 dla wezystkich badanych głowic w zakresie niskich wartości napięć progowych
Fig. 23.7. Degree of correlation asymetry of coefficient b for the right and left revolutions in mesuring points n = 1, 4, 10 for all the heads tested within low values of trashold voltages

18 0

Z analizy danych wynika, że stopień względnej asymetrii korelacyjnej współczynnika b dla obu kierunków obrotu w poszczególnych punktach pomiarowych badanych głowic nie przekracza na ogół 10%, co należy uznać za wynik świadczący o niezależności wartości współczynnika b od kierunku obrotu wału wyjściowego. Tylko w niektórych przypadkach (głowica N = 161) współczynnik asymetrii korelacyjnej przekraczał wartość 20%.

Reasumując, należy jednak generalnie przyjęć, że występuje pełna zbieżność korelacyjna współczynników b dla obu kierunków obrotów wału wyjściowego.

Celem zobrazowania względnych zmian współczynnika b w poszczególnych punktach pomiarowych badanych głowic wprowadzono wielkość

(23.4)

$$\Delta L_{b} = 20 \cdot \log(\frac{b}{\min})$$

gdzie:

bmin - oznacza minimalną wartość współczynnika b w danym punkcie pomiarowym.

Ze względu na stwierdzony doświadczalnie fakt niezależności współczynnika b od kierunku obrotu układu, obliczenia wartości względnych zmian współczynnika b przeprowadzono tylko dla jednego kierunku obrotu, a mianowicie dla obrotu prawego wału wyjściowego. Wyniki tych obliczeń przedstawiono na rys. 23.8 w postaci diagramów wartości w dB w wyszczególnionych punktach pomiarowych n = 1, 4, 9, 10 wszystkich badanych głowic w zakresie niskich wartości napięć progowych. Maksymalne zmiany wartości tego współczynnika obserwuje się w punkcie n = 1, leżącym w bezpośrednim sąsiedztwie węzła kinematycznego K-III (rys. 7.1). Wydaje się, że występowanie tak dużych wahań poziomów wartości współczynnika b, przekraczających 8 dB w punkcie n = 1, dla głowic N = 6, 7, 9 świadczyć może pośrednio o występowaniu ponadnormatywnych naprężeń w elementach węzła kinematyczhego K-III, powodujących nadmierną dyslokację makroskopową wtrąceń materiałowych zawartych w materiałach użytych do budowy tych elementów. Efekt ten prowadzić może do wystąpienia pewnej trwałej deformacji poczętkowej w tych elementach, obniżając trwałość i niezawodność tego ogniwa w procesie eksploatacji.

Analogiczne badania wykonano również, uwzględniając następnie wartości napięć progowych w zakresie wysokich amplitud  $U_{\rm G} > 4$  V. Na rys. 23.9 przedstawiono zależność podwójnego logarytmu z liczby impulsów od wartości napięć progowych w zakresie wysokich amplitud, dla głowic N = 114,152 w punkcie n = 1, uwzględniajęc oba kierunki obrotu wału wyjściowego. W oparciu o wyrażenie (23.2) obliczono w poszczególnych punktach, wszystkich badanych giowic dla obu kierunków obrotu wartości współczynnika b w zakresie wysokich napięć progowych. Rozkład wartości tego współczynnika





Rys. 23.9. Zależność log.log z liczby impulsów w jednostce czesu od wartości napięć progowych w zakresie wysokich amplitud w punkcie n = 1, dla głowic N = 114, 152

------ obrót prewy, ----- obrót lewy

Fig. 23.9. Dependence log.log from the number of pulses in a unit of time on the values of treshold voltages within high amplitudes range in point n = 1 for the heads N = 114, 152

right revol. ----left revol.

- 183 -



Rys. 23.10. Rozkład wartości współczynnika b w punktach pomiarowych n = = 1,4 dla wszystkich badanych głowic w zakresie wysokich wartości napięć progowych

Fig. 23.10, Distribution of the values of coefficient b in measuring points n = 1,4 for all the heads tested within high values of treshold voltages

----- right revol.

---- left recol.

w tym zakresie napięć progowych przedstawiono na rys. 23.10 oraz 23.11. Po prawej stronie w postaci prostokątów zaznaczono wartości średnie w poszczególnych punktach, odpowiednio dla obrotu prawego i lewego. Również w tym przypadku, kierunek obrotu wywiera niewielki wpływ na wartości współczynnika b, nie wpływa jednak w sposób istotny na charakter tych zmian podczas kolejno badanych głowic. Na rys. 23.12 przedstawiono graficznie stopień względnej korelacji współczynnika b dla obrotu prawego i lewego



Rys. 23.11. Rozkład wartości współczynnika b w punktach pomiarowych n = = 9, 10 dla wszystkich badanych głowic w zakresie wysokich wartości napięć progowych

- - obrót prawy, ----- - obrót lewy

Fig. 23.11. Distribution of the values of coefficient b in measuring points n = 9, 10 for all the heads tested within high values of treshold voltages

- right revol. ---- left revolution

#### - 185 -



Rys. 23,12. Stopień asymetrii korelacyjnej współczynnika b dla obrotu prawego i lewego w punktach posiarowych n = 1, 4, 10 wszystkich badanych głowic w zakresie wysokich wartości napięć progowych

Fig. 23.12. Degree of correlation asymmetry of coefficient b for the right and left revolutions in measuring points n = 1, 4, 10 of all the heads tested within high values range of treshold voltages



- 187 -

Najefektywniejszą korelację uzyskano, dla punktu pomiarowego n = 10, 🗮 którym współczynnik asymetrii korelacyjnej nie przekracza 10%. W pozowałych punktach, stopień asymetrii korelacyjnej jest znacznie większy. Telegajec wartość maksymalną dla głowicy N = 162 w punkcie n = 4, wynoszęte ponad 30%. Generalnie jednak należy przyjąć, że kierunek obrotu wału wyjściowego, również w tym przedziele napięć,nie ma istotnego wpływu na wartość współczynnika b. Prostokąty, występujące w górnej części poziomu Zerowego, odzwierciedlają przewagę AE, uwarunkowaną obrotem prawym, natomiast prostokąty leżące w dolnej części poziomu zerowego, odzwierciedlaja przewage AE uwarunkowana obrotem lewym układu. Opierając się na wyrażapiu (23.4) obliczono również, dla przypadku wysokich wartości napięć progowych, względne zmiany w dB, współczynnika b w poszczególnych punktach pomiarowych badanych głowic, uwzglądniając tylko prawy kierunek obrotu. Rozkład wartości poziomu tych zmian przedstawiono na rys. 23.13. Podobnie jak w przypadku zakresu małych amplitud progowych, również w tym zakresie, maksymalne zmiany poziomu, zaobserwowano w punkcie n = 1, w którym poziom przekraczający 8 dB ujawniono dla głowicy N = 157. W pozostałych punktach, maksymalny zakres poziomu jest mniejszy, przy czym maksimum poziomu w każdym punkcie pomiarowym występuje dla głowicy N = 157, co świadczy o pewnych nieprawidłowościach układu napędowego tej głowicy. Nie można jednak na podstawie analizy tego parametru podać określonych fizycznych przyczyn tych nieprawidłowości.

### 23.2.2. Przebiegi czasowe liczby zliczeń AE

Przeprowadzono również badania, umożliwiające wyznaczenie rodziny charekterystyk, określających liczby impulsów w czasie rzeczywistym, uzyskane przy różnych wartościach napięć progowych. Przebiegi te uzyskano bezpośrednio na rejestratorze X, Y, t. Ten sposób rejestracji graficznej pozwalał na analizę wyników bez konieczności ich dalezego przetwarzania. Na rysunkach 23.14, 23.15 przedstawiono typowe rodziny charakterystyk w punkcie n = 1, głowicy N = 114 na biegu jałowym odpowiednio dla obrotu prawego i lewego. Otrzymane tym sposobem przebiegi czasowe liczby impulsów dla wszystkich stosowanych napięć progowych, cechuję się prawie liniowym wzrostem liczby impulsów i mogą być aproksymowane przez linie proste. Zmiana kierunku obrotu wału wyjściowego w analizowanym przypadku głowicy N = 114 w punkcie pomiarowym n = 1 wpływa nieznacznie na zmianę pochylenie rodziny prostych, wykazując dla obrotu lewego wzrost pochylenia, dla odpowiednich wartości napięć progowych. Nie stanowi to jednak reguły, gdyż w innych punktach pomiarowych badanych głowic, występuje sytuscja odwrotna,



Rye. 23.14. Przebiegi czasowe sumy impulsów w czasie rzeczywistym w punkcie n = 1, f<sub>R</sub> = 200 kHz, okno napięciowe 0,25 V, dla głowicy N<sub>6</sub> = 114/86, przy obrocie prawym, na biegu jażowym

Fig. 23.14. Time charts of the sum of pulses in real time in point n = 1,  $f_{\overline{R}} = 200$  kHz, the voltage window 0,25 V, for the head N = 114/86, with right revol., in idle run



Rys. 23,15. Przebiegi czasowe sumy impuleów w czasie rzeczywistym w punkcie n = 1, f = 200 kHz, ekno napięciowe 0,25 V dla głowicy N = 114/86, przy obrocie lewym układu, na biegu jałowym

Fig. 23.15. Time charts of the sum of impulses in real time in point n = 1, f<sub>R</sub> = 200 kHz, voltage window 0,25 V for the head N = 114/86, with left revol. of the system, in idle run Celem zobrazowania zmian liczby impulsów w poszczególnych punktach korpusu badanych głowic, wprowadzono tzw. średni współczynnik intensywności impulsów, uwzględniający jednocześnie oba kierunki obrotu, a zdefiniowany przez wyrażenie

$$=\frac{(\sum_{i=p})_{p,L}}{2t},$$
 (23.5)

gdzie: (Žimp), – sume impulsów dla obu kierunków obrotu wału wyjściowego.

8



Rys. 23.16. Rozkład wartości współczynników intensywności impulsów 8 w wyszczególnionych punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic przy napięciu progowym U<sub>p</sub> = 3,5 V

Fig. 23.16. Distribution of the values of the coefficient of intensity of B pulses in the particular measuring points of all the heads tested with treeheld voltage  $U_p = 3.5 V$ 

- 191 -

ści AE dla obu kierunków obrotu układu. Na rysunkach 23.16 i 23.17, przedstawiono zmiany wartości średniego współczynnika intensywności impulsów B w poszczególnych punktach pomiarowych badanych głowic, odpowiednio dla napięć progowych U<sub>p</sub> = 3.5 V oraz U<sub>p</sub> = 6.25 V. W przypadku napięcia progowego U<sub>p</sub> = 6.25 V, obserwuje się znacznie mniejszę dynamikę zmian współczynnika B, niż w przypadku napięcia U<sub>p</sub> = 3.5 V. Jednak charakter tych zmian jest bardzo zbliżony, maksimum intensywności występuje w obu przypadkach dla punktu n = 10, natomiast minimum dla punktu n = 4.

Trudno jest jeszcze na obecnym etapie badań rozatrzygnąć o znaczeniu diagnostycznym tego współczynnika. Z przeprowadzonych badań wynika, że jego znaczne zróżnicowanie wartości winno być pośrednio zwięzene z pewnymi procesemi fizycznymi, odpowiedzielnymi ze generowanie impulsów AE w niektórych ogniwach kinematycznych badanego układu mechanicznego.



Rys. 23.17. Rozkład wartości współczynników intensywności B w wyszczególnienych punktach pomisrowych wszystkich badanych głowic, przy napięciu progowym U<sub>D</sub> = 6,25 V.

Fig. 23.17. Distribution of the values of the soefficients of intensity B in the particular measuring points of all the heads tested with treshold voltage  $U_{\rm p}$  = 6,25 V

## 24. BADANIA LABORATORYJNE PRÓBEK MATERIAŁOWYCH ELEMENTÓW UKŁADU NAPEDOWEGO GŁOWICY

Przedmiotem badań były również odpowiednio przygotowane próbki z materiałów, z których są wykonane elementy głowic ramieniowych kombajnów ścianowych KGS-320. Celem badań laboratoryjnych było określenie możliwości rozróżnienia poszczególnych materiałów oraz poszukiwanie współzależności pomiędzy określonymi estymatami sygnału AE otrzymanego w warunkach jednoosiowego ściskania próbek, a odpowiednimi estymatami uzyskanymi w procesie badań stanowiskowych głowic w warunkach stopniowego obciążenia statycznego w przedziałe mocy 0-132 kW.

jego anazana brizhizowania wariodol winne być podywicia milazena a pan-

#### 24.1. Opis materiału badanego

Próbki zostały wykonana w Fabryce Maszyn Górniczych "FAMUR" w postaci rur cylindrycznych z odpowiednio sformowanymi frezami o różnych wymia-





rach, co przykładowo pokazano na rys. 24.1. Wykonane frezy nie zmieniały w istotny sposób wytrzymałości samych próbek, a lokalizowały i modelowały procesy deformacyjne w trakcie samego obciążenia. Badaniom poddano trzy różne materiały oznaczone odpowiednio przez A, B, C, w których zostały wykonane szczeliny o różnych wymiarach, oznaczone odpowiednio przez cyfry O, 1, 2, 3. Specyfika tego skrótowego zapisu jest następująca:

 matériał A stanowi stal chromowo-niklowo,molibdenowo-wanadowę o symbolu 45HNMF, będęcy tworzywem konstrukcyjnym o wysokim stopniu hartowności, pozwa-

lającym na osiągnięcie maksymalnych własności wytrzymałościowych dla grubości Ø 180 mm; w głowicy z tego materiału jest wykonany wał główny;
materiał B, stanowi stal chromowo-niklową do nźwęglania o symbolu 20HZN4A i wysokim stepniu hartowności; w głowicy z tego materiału wykonanych jest większość kół zębatych; - materiał C oznacza stal chromowo-niklową o symbolu 45HN, jest to stal o érednim stopniu hartowności, umożliwiająca osiągnięcie optymalnych własności mechanicznych dla przekrojów do grubości około 50 mm, przy hartowaniu w cleju; w głowicy z tego materiału wykonane sę osie i wieniec przekładni planetarnej.

Wprowadzono następujące oznaczenia geometrii szczelin w poszczególnych próbkach:

- frez 0: próbka stanowi cylinder bez szczeliny, h = 100 mm,
- frez 1: szczelina wg rysunku 24.1 ma wymiary a = 10 mm, b = 2 mm,
- frez 2: szczelina wg ryaunku 24.1 ma wymiary a = 20 mm, b = 4 mm,
- frez 3: szczelina wg ryeunku 24.1 ma wymiary a = 30 mm, b = 6 mm.

Próbki te zostały poddane jednoosiowemu ściekaniu w presie hydraulicznej wyposażonej w automatyczny układ programujący szybkość i wielkość stosowanego obciężenia.

#### 24.2. Opis stanowiska badawczego w metodzie AE

Stanowisko pomiarowe składało się z próbki badanej, automatycznej prasy hydraulicznej oraz zestawu pomiarowego i analizującego rejestrowane sygnały AE. Schemat blokowy stosowanego układu pomiarowego przedstawiono na rys. 24.2. Stosowano dwa rodzaje przetworników piezoelektrycznych AE, a mianowicie szerokopasmowy firmy Brüel-Kjaer typ 8313 oraz przetworniki rezonansowe, krajowe z piezoceramiki PZT, o częstotliwości rezonansowej 200 kHz. Stosowana prasa hydrauliczna posiadała 5 podzakresów oraz możliwość regulacji szybkości przyrostu siły ściskającej próbkę. Występujący



Rys. 24.2. Schemat blokewy laboratoryjnego układu pomiarowego AE Fig. 24.2. Block diagram of a laboratory AE measuring system

- 193 - entreterezzare filte germentare metadal azestorlimede

w układzie elektrycznym filtr górnoprzepustowy posiadał częstotliwość graniczną wynoszącą 20 kHz, selektywność 24 dB na oktawą oraz pasmo przenoszenia do 1,5 MHz. W układzie była możliwość skokowej regulacji wzmocnienia w zakresach 42, 48, 54 dB. Dyskryminator amplitudy umożliwiał wybór amplitud progowych w zakresie do 10 V. Przedstawione na schemacie blokowym (rys. 24.2) tory pomiarowe umożliwiały pomiar i rejestrację następujących parametrów:

- a) tory pomiarowe 2-4,7 oraz 2' 4',7 umożliwieję pomiar i jednoczasny zapis mocy impulsów AE generowanych w próbce;
- b) przy arbitralnie wybranym napięciu progowym Ug tory pomiarowe 2-6,7 oraz 2'-6',7 daję możliwość zapisu na papierze rejestratora aktywności AE badanego materiału, tj. liczby impulsów o amplitudzie wyższej od napięcie progowego w jednostce czasu;
- c) wykorzystanie torów 2-4,8 oraz 2'-4',8 pozwala na rejestrację impulsów AE próbki na taśmie magnetycznej;
- d) impulsy AE zarejestrowane w torza c) możne analizować amplitudowo w torze 8,4-7 lub też uzyskiwać charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowe wybranych impulsów.

Przykładowo, na rys. 24.3 przedstawiono charakterystyki rejestrowane dla przetwornika AE-8313 wg toru z punktu a) oraz dla przetwornika krajowego wg toru z punktu b) dla dwóch kolejnych obciężeń próbki, wykonanej z materiału B, posiadającej frez 2. W obu przypadkach stosowano obciężenia powodujące sprężyste odkaztałcenie próbki, co warunkowało występowa-



Rys. 24.3. Charakterystyki impulsów AE rejestrowane dwoma różnymi przetwornikami

Fig. 24.3. Characteristics of the AE pulses registered by two different transducers

Fig. 24.2. Glock dispress of a laboratory All manauring system



Fot. 3. Ogólny widok stosowanej aparatury w badaniach wykorzystujących AE Phot.3. General view of the equipment being applied in the course of tests based on AE

(rys. 24,4 oraz fraz 2 (rys. 24,5). Frzy czys w pi remzys przypadtu,



Fot, 4. Próbka wraz z czujnikiem piezoelektrycznym pod prasą hydrauliczną Phot.4. A sample together with a piezoelectric sensor under the hydraulic press nie efektu Kaisera. Kaztałty obu charakterystyk odpowiadające różnym przetwornikom są podobne, z tym że czułość na pobudzenie impulsowe przetworników krajowych jest większa. W zastosowanym układzie pomiarowym możliwe jest uzyskanie całej rodziny krzywych tego typu (rys. 24.3), jeśli przeprowadzi się kolejne pomiary zgodnie z punktem c) i d). Jest to sytuacja bardzo korzystna, gdyż pozwala ona na określenie rozkładów amplitudy impulsów AE w trakcie różnych etapów odkaztałcenia się badanego materiału. Fotografie 3, 4 przedstawiaję laboratoryjne stanowisko badawcze wraz ze stosowanę aparaturę pomiarowę.

## 24.3. Charakterystyki aktywności AE badanych materiałów

Celem ujawnienia charakterystycznych cech mechanicznych badanych materiałów, opisanych wyżej, zostały one poddane jednoosiowemu ściskaniu w szerokim przedziałe obciążeń zewnętrznych, obejmujących zarówno obszar sprężystości, jak również plastyczności. Dla wszystkich badanych materiałów wyznaczono rodziny charakterystyk, reprezentujące zależność intensywności impulsów AE w poszczególnych fazach obciążenia w warunkach skokowo zmieniającego się napięcia progu dyskryminacji. Na rysunkach 24.4 i 24.5 przedstawiono rodziny aktywności sygnałów AE wyrażone przez tempo amplitud w poszczególnych zakresach napięć progowych dla naprężeń z zakresu obejmujacego obszar plastyczności próbek B mających odpowiednio frez 0 (rys. 24.4 oraz frez 2 (rys. 24.5). Przy czym w pierwszym przypadku, podczas badania próbki 8-0, celem porównania reakcji sygnałowej stosowanych przetworników, badania prowadzono najpierw przy użyciu przetwornika produkcji "Techpen" (rys. 24.4a), a następnie użyty był przetwornik szerokopasmowy firmy Brüel-Kjaer typu 8313 (rys. 24.4b). Z porównania uzyskanych charaktervstyk wynika, że w obu przypadkach, uzyskane charakterystyki mają przebieg bardzo zbliżony, różnica występuje jedynie w czułości zliczenych amplitud. W obu badanych przypadkach, próbki uległy odkształceniu plastycznemu, które było uwarunkowane określoną zmianą geometrii próbek cylindrycznych, a mianowicie:

próbka 8-0, cé mala elipsy = 36,5 mm, cé wielka elipsy = 42,6 mm,
 próbka 8-2, cé mala elipsy = 36,1 mm, cé wielka elipsy = 43,0 mm.

Interesujące jest tutaj porównanie charakterystyk przedstawionych na rys. 24.4 i 24.5, na podstawie którego można z dużym prawdopodobieństwem określić wpływ geometrii frezu na makroskopowy opis AE, ponadto stanowić może podstawę do uogólnionego wnioskowania, dotyczącego mikroskopowego opisu generacji źródeł AE w badanym materials. Z porównania charakterystyk rejestrowanych w tych samych warunkach obciężeniowo-napięciowych wynika, że w przypadku próbki B maksimum intensywności AE występuje w obu przypadkach, przy obciężeniu F = 105 kN. Istotna różnica polega tutaj na tym, że w przypadku próbki B-2, występuje bardzo znaczny wzrost lidzby impulsów AE, głównie w obszarze odkształceń plastycznych, co związana jest prawdopodobnie z szybkę generację mikroszczelin i ich wzrostem, które w konsekwencji prowadzę do powstanie procesów relaksacyjnych, odpowiedzialnych za intensywność AE.

Z kolei na rys. 24.6 przedstawiono analogiczną rodzinę charakterystyk dla próbki 8-3, otrzymanę w tym samym przedziałe obciążeń. Również w przypadku tej próbki. Wówne makaimum intensywności AE występuje dla obciążenia F = 105 kN, obserwuje się jednak teraz bardziej złożoną strukturę intensy ności AE w zakresie obciążeń 80-120 kN, co szczególnie widoczne jest w przedziałe niskich napięć progowych. Jest to głównie związane z wielkością wykonanego frezu, który w tym przypadku ma największe rozmiary (a = 30, b = 6 mm) warunkujące wzrost tempa amplitud w obszarze ob-



- 197 -





Fig. 24a,b. Characteristics of the activity of AE signals expressed by the amplitude rate using a transducer manufactured by "Techpan" (a) and Brüsl-Kiser (b), cutter O

relactrowerships & typh therein merunicalit





Fig. 24.5. Characteristics of the activity of AE signals expressed by the amplitudes rate, for a sample with cutter 2

- 199 -



Rys. 24.6. Rodzina charakterystyk aktywności sygnałów AE dla próbki B-3 Fig. 24.6. Family of characteristics of AE signals activity for the sample B-3

ciężeń granicznych. W sąsiedztwie wykonanego frezu tworzą się w sposób lawinowy mikroszczeliny, których dyslokacja prowadzi w konsekwencji do wytworzenia makroszczelin, stanowiących główne źródło AE o zróżnicowanej intensywności. W tych warunkach wydaje się istotne przedstawienie zależności liczby impuleów od wartości stosowanych napięć progowych dla obciążenia F = 105 kN, odpowiadającego maksymalnej wartości tempa amplitud dla wszystkich badanych próbek materiału B, co zostało przedstawione na rys. 24.7. Analizując poszczególne przebiegi tej zależności należy zwrócić uwagę na charakterystykę odpowiadającą próbce B-O, której przebieg jest



Rys. 24.7. Zależność tempę. AE od napięcia progowego przy obciążaniu F = = 105 kN, warunkującemu maksymalną liczbę zliczeń impulsów dla materiału B Fig. 24.7. Dependence of the raté AE on treshold voltage with load F = = 105 kN conditioning the maximum number of the totting of pulses for the material B

- 201 -

zdecydowania odmienny od charakterystyk odpowiadających pozostałym próbkom B-1-2-3. Próbka B-O charakteryzuje się zupełnie odmiennym przebiegiem zależności tempa amplitud od wartości napięć progowych. Dla małych wartości napięć zaznacza się bardzo gwałtowny spadek tempa amplitud, a począwszy od wartości U<sub>p</sub> = 2 V zaznacza się liniowy powolny spadek tempa amplitud, osiągając wartość minimalną dla napięcia U<sub>p</sub> = 7 V. Charakter zmian tempa amplitud pozostałych próbek z frezami o wzrastających rozmiarach



- 202 -



- 203 -

Rys. 24.8a,b. Rodziny charakterystyk aktywności sygnałów AE, wykonanych dla próbek A-O oraz A-3

Fig. 24.8a,b. Family of characteristics of AE signals activity executed for the samples A-O and A-3

jest zasadniczo zupełnie podobny. Na podkreślenie zasługuje tutaj fakt zmian tempa amplitud dla wartości napięcia progowego U<sub>n</sub> = 4 V. W tym punkcie granicznym następuje załamanie przebiegu tempa amplitud AE dla próbak z wykonanymi frezami, przy czym wraz ze wzrostem rozmiarów poszczególnych frezów, obserwuje się wzrost intensywności AE. W zakresie napięć progowych 3-4 V następuje niewielki spadek tempa amplitud, a następnie ponownie zaznacza się jego wzrost o mniejszej intensywności jak w przypadku małych amplitud progowych. Z kolei na rys. 24.8a,b przedstawiono rodziny analogicznych charakterystyk, wykonanych dla próbek A-O oraz A-3. Uzyskane charakterystyki dla tego rodzaju materiażu znacznie się różnię od charakterystyk opisujących materiał B. Początek obszaru deformacyjnego zaznacza się w przypadku tego materiału, już przy obciażeniu wynoszącym około F = 50 kN w postaci monotoniczago wzrostu liczby impulsów, bez wyrażnego makeimum. Materiał ten cechuje się wzmożonę AE w zakresie obciężeń 50-120 kN, niezależnie od rozmiarów geometrycznych wykonanego frezu. Intensywność emisji jest dla tego materiału znacznie większa niż w przypadku materiału B. Również obserwuje się zwiększoną liczbę impulsów dla próbek frezowych, szczególnie w zakresie napięć dużych. Dla próbki A-O pojawiaję się dodatkowe impulsy AE o znacznej amplitudzie w zakresie obciężeń mniejszych od 50 kN, co szczególnie jest widoczne dla małych napięć progowych (rys. 24.8a). Aby zobrazować intensywność AE poszczególnych próbek wykonanych z materiału A, z uwagi na brak wyrażnego maksimum odpowiadającego określonej wartości obciążenia, uśredniono wartości tempa AE w przedziałe obciążeń 50-100 kN, dla wszystkich badanych próbek. Następnie na rys. 24.9 przedstawiono zależność w tan sposób uśrednionych wartości tempa amplitud AE od napięcia progowego dla wszystkich badanych próbek materiału A. W przypadku tego materiału występuje bardzo silna emisja akustyczna, szczególnie dla materiałów frezowanych. W przypadku materiału A, przebiegi zależności tempa amplitud AE od napięcia progowego są bardzo regularne a cherakter ich jest prawie niezależny od geometrii frezu. Wielkość frezu wpływa dość istotnie na liczbę impulsów AE, wykazując znaczny wzrost tempa wraz ze wzrostem rozmiarów wykonanego frezu. Dla wszystkich przebiegów występuje punkt przegięcia, odpowiadający napięciu U<sub>n</sub> = 4 V, co zdecydowanie wyróżnia ten rodzaj materiału. Wydaje się to potwierdzić fakt, że w przypadku materiałów o naruszonej symetrii geometrycznej, wzbudzona w tych materiałach emisja akustyczna cechuje się wzmożoną intensywnością, zwłaszcza w obszarze plastyczności.

Zupełnie odmienny przebieg analityczny wykazuje AE generowana w materiale C. Przykładowo, na rys. 24.10a,b przedstawiono wykresy odzwierciedlające zmiany tempa amplitud od obciążenie w poszczególnych zakresach napięć progowych, odpowiednio dle próbek C-O oraz C-2. W obu przypadkach maksimum emieji akustycznej występuje przy obciążeniu 450-500 kN, przy czym materiał C-2 charakteryzuje się znacznie większą intensywnością



Rys. 24.9. Zależność uśrednionych wartości tempa AE w przedziałe obciężenia F = 50-100 kN od napięcia progowego dla materiału A
Fig. 24.9. Dependence of the averaged values of AE rate in the load interval F = 50-100 kN on the treshold voltage for the material A

- 205 -

tempa AE, niż materiał C-O. Następnie na rys. 24.11 przedstawiono zależność tempa AE od napięcia progowago dla wszystkich badanych próbek C, przy obciążeniu F = 500 kN, odpowiadającym maksymalnej emisji akustycznej. Otrzymane przebiegi są regularne i w istotny sposób różnią się liczbą impulsów AE, wyróżniając przez to badanę próbkę od innych. Również wydają się tu być istotne zależności opisujące wszystkie badane próbki poprzez wprowadzony tzw. współczynnik obciążeniowy tempa AE

I =  $\frac{\Delta(loT)}{\Delta F}$  [ imp]

(24.1)

Celem wyznaczenia tego współczynnika, wykreślono dla wszystkich badanych próbek graficzne przebiegi wyrażające zależność tempa amplitud AE







- 207 -



Rys. 24.11. Zależność tempa AE od napięcia progowego, przy obciężeniu F = = 50 kN, dla próbek C-0, C-1, C-2, C-3

Fig. 24.11. Dependence of the AE rate on treshold voltage, with the load F = 50 kN, for the samples C=0, C=1, C=2, C=3





Piceris and a second state of a second state of the second state o



Rys. 24.13. Zmiany współczynnika obciążeniowego tempa AE dla wszystkich badanych materiałów, przy napięciu progowym U<sub>p</sub> = 2 V Fig. 24.13. Variationa of the load coefficient of the AE rate for all the materials tested, with treshold voltage U<sub>p</sub> =  $^2$  V

ad mergades electronych obsisted a sekremie nepied proponych U\_ w 2 V. S V w skalt pollagaryreitanag, we warywithin praypalked strayeans error relationed linear in podetania bidrych abliczony historychie an . We an indication with the total  $U_D = 5V$  and the state of the rest of the state of the rest of th X 100  $\mathcal{Y}\left[\frac{mp}{kN_{s}}\right]$ B. proy wentedly progemys U. = 2 V. Opiersies aid na meddalynnikach obtistaniowych teeps 45, wykrailoon naarspeis prziebiegi evratelece minny espolesynotics I did warystick bedanych severiades, stosuites napigola progoma 8 U. = 5 V. Zależneści to zberniły A-3 polestent na wyhrearon zast A-2 toolana alas preshtagt dis obu nepted preciewych A-1 ter, edusterclediages jodneh spacing rd -8.1%8 disc4 s kbrolectt land. Just to synth interwayiggy is public A-0 postplity sygnaliant AE maitumorphil 2synewstamp 34 Louisnpys a , dedbig B da dessiminar a yearola 8-2

211 -

25, SADANGA BTANNITENDIN, BIONIC RANDENDAVIC HETCOA 18

B-1

3

B-0 2 Innages on a Called offreeldnie wolver. cecigionia sechificana georg weiner a guntiech wellewych whiede Kineserverhein gamain, prosp estent source fanalagioznych pomiarde tych samych pigamerete s, jab w preventive blage jalmenge. Fodermowys jadnek oolae tych badet byle pescubinente incelecti esterinienej postedry okredionymi peremetrati 25 chular allalaoyat wikw obolahanta statyoxnago na tampo saol ituro da probak poddanych obciężenica w werenkach laborstoryjnych, a conversel persentres le cherekteryzującysi sygnaż AS w warunkach stophi mogo obpanning glowLoy. W badar King Crassog agensayiede istoretela de, które C-2 opranicant ate primate do my prisolates mailey & posiaru e badantach proaryweing spazo or 6-0 . The shill are over Pomoltio to as angledra portamante stratlanych ,00000000 rozhiad wartodet wrodiazymuthe b (abreilewaye, grass A.B.C.

Rys. 24.14. Zmiany współczynnika obciążeniowego tempa AE dla wszystkich badanych materiałów, przy napięciu progowym U<sub>p</sub> = 5 V Fig. 24.14. Variations of the load coefficient of the AE rate for all the materials tested, with treahold voltage U<sub>p</sub> = 5 V

od wartości stosowanych obciążeń w zakresie napięć progowych U<sub>n</sub> = 2 V, 5 V w skali półlogarytmicznej. We wszystkich przypadkach otrzymano wówczas zależności liniowa, na podstawia których obliczono następnie współczynnik obciężeniowy tempa AE badanych materiałów. Przykładowo, na rys. 24.12 podano zależność tempa AE od stosowanego obciążenia dla materiału B, przy napięciu progowym U<sub>p</sub> = 2 V. Opierając się na tak obliczonych współczynnikach obciężeniowych tempa AE, wykreślono następnie przebiegi wyrażająca zmiany współczynnika I dla wszystkich badanych materisłów, stosując napięcie progowa U<sub>D</sub> = 2 V oraz U<sub>D</sub> = 5 V. Zależności ta zostały pokazana na wykresach zamieszczonych na rys. 24.13 oraz 24.14. Otrzymane przabiegi dla obu napięć progowych posiadają zupełnie analogiczny charakter, odzwierciedlając jednak znaczna różnice pomiędzy badanymi materiałami. Jest to wynik interwsujący z punktu widzenia poszukiwania korelacji pomiędzy sygnałami AE emitowanymi w procesie ściskania jednoosiowego próbek, a sygnalami AE generowenymi przez określone elementy kinematyczne głowicy w warunkach obciążania atatycznego.

# 25. BADANIA STANOWISKOWE GLOWIC RAMIENIOWYCH METODĄ AE POD OBCIĄŻENIEM STATYCZNYM

Celem określania wpływu obciężenia mechanicznego na intensywność AE generowanej w punktach węzłowych układu kinematycznego głowicy, przeprowadzono szereg analogicznych pomiarów tych samych parametrów AE, jak w przypadku biegu jażowego. Podstawowym jednak celem tych badań było poezukiwanie korelacji materiałowej pomiędzy określonymi parametrami AE, odzwierciedlającymi wpływ obciężania statycznego na tempo amplitud AE próbek poddanych obciężeniom w warunkach laboratoryjnych, a odpowiednimi parametrami AE charakteryzującymi sygnał AE w warunkach stopniowego obciążenia atatycznago poszczególnych elementów głowicy. W badaniach tych ograniczono się głównie do wyznaczenia tych parametrów, która były już przedmiotem analizy i pomiaru w badaniach prowadzonych na biegu jałowym. Pozwoliżo to na względna porównania określonych parametrów sygnażu AE, zarówno w warunkach biegu jałowego, jak również obciążania statycznego. Na wstępie wyznaczono rozkład wartości współczynnika b (określonego przez wyrażenie (23,2)) we wszystkich punktach pomiarowych dla obu kierunków obrotu wału wyjściowego w zakresie niskich wartości napięć progowych pod obciążeniem nominalnym. Na rysunkach 25.1 oraz 25.2 przedstawiono rozkłady wartości tego współczynnika, odpowiednio dla punktów pomiarowych n = = 1,4 oraz n = 9,10. Z porównania wykresów reprezentujących rozkłady wartości współczynnika b na biegu jałowym (rys. 23.10, 23.11) oraz pod



Rys. 25.1. Rozkłed wartości wapółczynnika b w punktach pomierowych n = = 1, 4 pod obciężenice nominelnym, dle wszystkich bedenych głowic w zekreaie niekich wertości nepięć progowych

- obrót prawy, ---- obród lewy

Fig. 25.1. Distribution of the values of coefficient b in measuring points n = 1, 4 under nominal load, for all the heads tested within the range of low values of trachold voltages

right revel.

laft revol.



Rya. 25.2. Rozkład wartości współczynnika b w punktach pomiarowych = 9, 10 pod obciążeniem nominalnym, dla wazystkich badanych głowic W Za krasie niskich wartości napięć progowych

obrót lewy obrót prawy, Fig. 25.2. Distribution of the values of coefficient b in measuring points n = 9, 10 under nominal load for all the heads tested over the range of low values of treshold voltages ---- right revol. ---left revol. Leven 100


Rys. 25.3a,b. Przebiegi czasowo sumy impulsów w czasie rzeczywistym dla głowicy N = 114 pod obciążeniem nominalnym

a) obrót prawy, b) obrót lewy

Fig. 25.3s,b. Time charts of the sum of pulses in real time for the head N = 114 under nominal load a) reght ravol., b) left ravol. drive bood incise



Rys. 25.4. Rozkład wsrtości współczynnika intensywności impulsów B w wyszczególnionych punktach pomiarowych, pod obciążeniem nominalnym, przy mapięciu progowym U = 3 V

Fig. 25.4. Distribution of the values of coefficient of intensity of pulses B in the particular measuring points under nominal load, with treshold voltage U = 3 V

- 216 -

obciężeniem nominalnym wynika, że pod obciężaniem następuje znaczny wzrost tego współczynnika, natomiast charakter tych zmian dla poszczególnych głowic jest w zasadzie zachowany. Zmiana kierunku obrotu układu pod obciężeniem nominalnym ma stoeunkowo niewielki wpływ na zmieny wartości współczynnika b w poszczególnych punktach badanych głowic. Maksymalną wartościę współczynnika b cechuje się punkt n = 10 we wszystkich przypadkach badanych głowic. Natomiast we wszystkich punktach pomiarowych, głowica N = 6 charakteryzuje się dla obu kierunków obrotu maksymalnymi wartościami tego współczynnika, co znajduje swoje potwierdzenie w jej gorszym stanie technicznym z uwagi na fakt, że głowica ta była już eksplostowana przez pewien okres czasu w warunkach in situ.

Rozkład wartości współczynnika b w zakresie wysokich napieć progowych pod obciążeniem nominalnym, cechuje się podobnym charakterem zmian jak w przypadku biegu jałowego, z tym że wartości tego wepółczynnika są nieznacznie więkeze, z tego względu nie stanowi on w tym zakresie napięć przedmiotu szczegółowej analizy. Również stopień asymetrii korelacyjnej wepółczynnika b, jak również względne zmiany jego wartości w dB, w poszczególnych punktach wszystkich badanych głowic w przypadku obciążenia nominalnego charakteryzuja sie podobnym rozkładem zmian jak w przypadku biegu jażowego i z tego względu ich analiza nie wnosi nowych elementów poznawczych w badaniach głowic metodą AE. Dla przykładu, na rys. 25.3a,b przedstawiono czasowe przebiegi sumy impulsów w punkcie n = 1 głowicy N = 114 pod obciażóniem nominalnym, odpowiednio dla obrotu prawego (rys. 25.3e) i lewego (rys. 25.3b). Porównanie tych przebiegów z analogicznymi przebiegami na biegu jażowym (rys. 23.14, 23.15) wskazuje na wzrost sumy impulsów pod obcieżeniem nominalnym dla obu kiarunków obrotu wału wyjéciowego.

Przedstawione na rys. 25.4 zmiany wartości współczynnika B (obliczonego z równania (23.5)) pod obciążeniem nominalnym charakteryzuję się więkezę dynamiką wahań wartości w poszczególnych punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic. Analizując zakres zmian współczynnika B w poszczególnych punktach pomiarowych stwierdzono, że punkt n = 10 charakteryzuje się największymi wartościami współczynnika intensywności impulsów, s maksimum wartości współczynnika B występuje dla głowicy N = 6 we wszystkich punktach pomiarowych, co również obserwowano w przypadku biegu jażowego. Wynik ton może mieć istotne znaczenie w praktycznym zastosowaniu metody AE w procesie etrukturalnego diagnozowania głowic ramieniowych.

A 2 C e marunkach laboratoryjnych, andna zaumszyć zutaj pamną komiacją ujamnimą zamadniece zylko w podobiaństwie obsratyre wamego ich przasiegu, szazagólnie w dużna zakrasta napieć progowych, Zamadnieze róznica wyażynują w wszys zakrasta napieć progowych, dla próbak A I C, czago ola szglerizone w bedanisch atamatakowych, rodobnie jek w przypadko bedań lacoratoryjnych próbak wykownych z elementka giunicy, również w bedaolich stanowiekowych wykradieno zalasonem tanga mojirod od obciężanie objęk stanowiekowych wykradieno zalasonem tanga mojirod od obciężanie

- 217 -

26. KORELACJA PARAMETRYCZNA SYGNAŁÓW AE W BADANIACH STANOWISKOWO-LABORATORYJNYCH

-idea realmines as accounting nievisit wolve on madein any losor model.

Podstawowym calam badań stanowiskowo-laboratoryjnych było poszukiwania takich estymat rejestrowanych sygnałów AE, która pozwoliłyby na rozróżniania materiałowe poszczególnych elementów kinematycznych głowicy (wały, koła zębata) opierając się ne uprzednio przeprowadzonych badaniech próbek pobranych z tych elementów w procesie jednoosiowego obciążenia mechanicznego. Zagadnienie to wiąże się jednak z dużymi trudnościami, spowodowanymi głównie występowaniem w układzie napędowym całej głowicy źródeł AE o różnej intensywności, co powoduje, że do korpusu głowicy docieraję sygnały wypadkowe, będąca superpozycją wszystkich sygnałów generowanych przez różne elementy głowicy. Z tego względu istotnego znaczenia nabiera tu problem separacji sygnału, a w szczególności wyodrębnienia tych parametrów sygnału, które określałyby pewne wspólna własności mechaniczna badanych materiałów, zarówno w fazie badań laboratoryjnych, kiady materiał w postaci próbek poddawany jest jedoosiowemu obciążaniu, jak również w warunkach, kiedy występuje on w postaci finalnej jako ruchome ogniwo układo napędowego. Z analizy uzyskanych przebiegów graficznych wynika, że pewne parametry sygnału AE, określonych ogniw układu badanego głowicy pod obciążaniem, wykazują wżasności na tyle zbieżna z parametrami sygnałów AE próbek wykonanych z tych ogniw, ża pozwala to na ich identyfikację w procesie badań stanowiskowych.

Przykładowo, na rysunkach 26.1 oraz 26.2 przedstawiono graficznie w czasie rzeczywistym wpływ obciążania układu kinematycznego głowicy na tempo amplitud AE dla głowicy N = 6 w punktach odpowiednio n = 10 oraz n = 4. W przypadku punktu n = 10, obciążenie układu wpływa bardzo silnia na wzrost tempa amplitud AE, z czego należy wnosić, że sam układ planatarny głowicy generuje impelsy sprężyste, charakteryzujęca się bardzo znaczną sumaryczną intensywnością AE. Na rys. 26.3 przedstawiono zależność uśrednionych wartości amplitud AE od obciążenia w zakresie stosowanych napięć progowych 2-8 V, w punktach pomiarowych n = 9, 10 usytuowanych radialnie względem wału głównego. Uśrednianie przeprowadzono względem liczby wszystkich badanych głowic, zarówno dla kierunku prawsgo, jak i lewego wału głównego. Porównując przebieg otrzymanych charakterystyk z analogicznymi charakterystykami obciążeniowymi otrzymanymi dla próbek A i C w warunkach laboratoryjnych, można zauważyć tutaj pewną korelację ujawnioną zasadniczo tylko w podobieństwie charakteru samego ich przebiegu, azczagólnie w dużym zakresie napięć progowych. Zasadnicze różnice występuja w małym zakresie napieć progowych, dla próbek A i C, czago nie stwiardzono w badaniach stanowiskowych. Podobnie jak w przypadku badań laboratoryjnych próbek wykonanych z elementów głowicy, również w badaniach stanowiskowych wykreślono zależność temps amplitud od obciążania



- 219 -

20



- 220 -



Rys. 26.3. Zależność uśrednionych wartości tempa AE, odpowiednio z punk-tach n = 9 (linia przerywana), n = 10 (linia ciągża), od napięcie progo-wego U<sub>p</sub> przy obciężeniu M = 0, 50, 100 kW Fig. 26.3. Dependence of the sveraged values of the rate AE, respectively in points n = 9 (discontinuons line), n = 10 (continuous line) on the treshold voltage U<sub>p</sub> with the loed M = 0, 50, 100 kW



Rys. 26.4. Zależność tempa AE od obciążenia dla głowicy N = 1, w punktach n = 4, 9, 10 w skali półlogarytmicznej

Fig. 26.4. Dependence of the rate AE on the load for the head N = 1, in points n = 4, 9, 10 in a half logarithmic scale



Nr gtowicy

Rys. 26.5. Zmiany współczynnika obciążeniowego tempa EA dla wszystkich badanych głowic w punktach pomiarowych n = 1, 4, 9, 10 przy napięciu progowym U<sub>p</sub> = 5 V Fig. 26.5. Variations of the load coefficient of the rate EA for all the

Fig. 26.5. Variations of the load coefficient of the rate EA for all the heads tested in measuring points n = 1, 4, 9, 10 with treshold voltage  $U_p = 5 V$ 



Rys. 26.6. Zmiany współczynnika obciążeniowego tempa AE dla wszystkich badanych głowic w punktach pomiarowych n = 1, 4, 9, 10 przy napięciu progowym U $_{\rm p}$  = 2 V

Fig. 25.6. Variations of the load coefficient of the rate EA for all the heads tested in measuring points n = 1, 4, 9, 10 with treshold voltage  $U_p = 2 V$ 

w skali póżlogarytmicznej, której przykładem jest wykres przedstawiony na rys. 26.4, dla głowicy N = 1, obejmujący punkty pomiarowe n = 4, 9, 10. Uwzględniając następnie wyrażenie (24.1), obliczono również wspóżczynniki obciążeniowe temps AE dla wszystkich punktów pomiarowych korpusu. Wyniki tych obliczeń zestawiono w postaci wykresów dla napięć progowych U = 5 V 1 U = 2 V, odpowiednio na rysunkach 26.5 1 26.6. Wartości obliczonych wspóżczynników, dla wszystkich badanych głowic w odpowiednich punktach pomiarowych układają się w czterech odrębnych obszarach wartości, które w przybliżeniu mogę być aprokaymowane liniami prostymi wyznaczonymi przez wzrastające wartości wspóżczynników obciężeniowych tempa AE. W punktach pomiarowych n = 9, 10 ujawnià się stosunkowo dobra powtarzalność monotonicznego występowania tych samych głowic, nieznaczne różnice w powtarzalności występowania tych samych głowic ujawniaję się w punktach n = 1, 4.

Porównując wykresy przedstawione na rysunkach 24.13 i 24.14, opisujące zmiany współczynników obciążeniowych temps AE dla próbek A, B, C z wykresami przedstawionymi na rys. 26.5 i 26.6, opisującymi zmiany tego współczynnika w odpowiednich punktach pomiarowych wszystkich badanych głowic, widoczna jest wyraźna korelacja materiałowa, głównie dla materiału A i C, z którego wykonano wał główny (A) oraz wały pośrednie (C).

W przypadku badań laboratoryjnych o wielkości współczynnika I decyduje rodzaj użytego materiału oraz wielkość wykonanego w nim frezu, natomiast w przypadku badań stanowiskowych o wielkości współczynnika I decyduje wybór punktu pomiarowego, a pośrednio rodzaj znajdującego się w jego sąsiedztwie elementu (materiału pobranego do próbek), jak również badany aktualnie egzemplarz głowicy, czyli pośrednio struktura materiałowa elementu sąsiadującego z danym punktem pomiarowym. Otrzymane wyniki mogą więc świadczyć o zadowalającej korelacji pomiędzy sygnałami uzyskanymi w badaniach laboratoryjno-stanowiskowych układu napędowego głowicy. Fakt ten pozwoli w przyszłości nie tylko na lokalizację głównych źródeł AE, lecz również na identyfikację materiałową elementów, których parametry AE zostały określona w warunkach badań laboratoryjnych, cechujących się minimalnym stopniem zakłóceń zewnętrznych.

> 27. MAKROSKOPOWY OPIS ZABURZENIA STRUKTURY MATERIAŁOWEJ CIAŁ STAŁYCH

prenting sigday pressumining i nispirate theory in the prostogic. Whenton to bisardim remonisois do Misrumiu positizgu, a nis prostogycip, jek to es

Grugia prestys types qualchedil jast desighancie drus

acongia stora is

PARQUA Horn

Każde zaburzenie struktury cieża stałego prowadzi do generacji akustycznych fel sprężystych o intensywności emisji zależnej od rodzeju powstałych dyslokacji i defektów strukturalnych. Z tego względu przed podaniem wniosków końcowych z opisanych badań, poniżej podane zostana podstawowe rodzaje defektów materiałowych generujących AE, prowadzące jednocześnie do nieodwracalnego pogorszenia stopnia uporządkowania strukturalnego ciała stałego, czyli do obniżenia trwałości i niezawodności działania danego elementu pracującego jako jedno z ogniw łańcucha kinematycznego maszyny. W głównej mierze za emisję akustyczną w ciałach stałych są odpowiedzialne niektóre typy dyslokacji, które w skrajnym przypadku można ograniczyć do dwóch podstawowych odmian: dyslokacji krwędziowej i śrubowej. Każda rzaczywista dyslokacja jest na ogół ich kombinację.

Act, btdrs a presbilitants abge byd, sprohavenes linited prestyel wysnaesonyst press merestates merestaf angelesynnikov binistentingen serve At.

mode monoronization whether the the markin stands, distance minister

## 27.1. Dyslokacje krawedziowe i śrubowe

Wszystkie dyslokacje mają ważną wspólną własność: odkształcenia sieci są bardzo znaczne, ale tylko w bszpośrednim sąsiedztwie dyslokacji. Obszar w bszpośrednim sąsiedztwie linii dyslokacji, gdzie odkształcenia są bardzo duże, zwany rdzeniem dyslokacji, charakteryzuje się bardzo silnymi naprężeniami lokalnymi. Natomiast w pewnej odległości od rdzenia, naprężenia są już tak niewielkie, że wywołane nimi odkształcenia nie przekraczaję kilku procent i obszar ten można już uważać za sprężysty.

Lokalna względna zmiana odległości w otoczeniu dyslokacji krawędziowej może być opisana przez tzw. dylatację wyrażoną w postaci wyrażenia [20]

$$\Delta = \frac{\Delta V}{V} = \frac{b}{r} \cdot \sin\theta, \qquad (27.1)$$

gdzie: """ isinet is , (seden og openende uisinetes), gek remeis eiste

- b oznacza tu długość tzw. wektora Burgersa, będącego miarą spowodowanego przez dyslokację odkształcenia (moc dyslokacji),
- r oznacza odległość punktu, w którym wyznaczamy dylatację od linii dyslokacji,
- 9 kąt dyslokacji krawędziowej.

Prawidłowy znak dylatacji można ustalić przez pomiar kąta 8, przy czym znak ujemny otrzymuje się dla ściskania, a dodatni dla rozciągania.

Drugim prostym typem dyslokacji jest dyslokacja śrubowa, która stanowi granicę między przesuniętą i nieprzesuniętą częścią kryształu. Granica ta biegnie równolegie do kierunku poślizgu, a nie prostopadle, jak to ma miejsce w przypadku dyslokacji krawędziowej. Można sobie wyobrazić, że dyslokacja śrubowa powstaje przy częściowym nacięciu kryeztału i następnie przesunięciu części naciętej o jeden odstęp atomowy, równolegie do brzegów napięcia. Dyslokacja śrubowa przekształca kolejne płaszczyzny atomowe w powierzchnie śrubowe. Inne postacie dyslokacji występuję najczęściej jako kombinacja dwóch poprzednich typów, tworząc tzw. dyslokacje mieszane w postaci linii krzywych, leżących na płaszczyźnie lub na powierzchni, mających niejednokrotnie kształt zamknięty pętli.

#### 27.2. Energia dyslokacji

Aby obliczyć energię dyslokacji przyjmuje się założenia, że w procesie wytwarzania dyslokacji, kryształ zachowuje się jak ciało sprężyste. Obliczania energii dyslokacji są stosunkowo proste dla przypadku dyslokacji śrubowej, natomiast w przypadku dyslokacji krawędziowej są one znacznie trudniejsze, lecz prowadzą w zasadzie do podobnych wyników. Dyslokacje mogą powstawać podczas krystalizacji metali i zrastania ziarn oraz subziarn (bloków), jak również podczas naprężeń występujących przy zginaniu, skręcaniu, ściskaniu rozciąganiu itp. Rodzaje dyslokacji towarzyszących odkaztałceniom plastycznym oraz ich rozmieszczenie w materiale, zależą od charakteru i wartości przyłożonego obciążenia oraz jego kierunku względem osi krystalograficznych, jak również od temperatury, w której zachodzi odkaztałcenie. Rozpatrzym warstwę materiału otaczającego osiowa dyslokację śrubowę, powstałą w wyniku przesunięcia materiału po obu stronach cięcia o odległości b względem siebia. Sytuację takę przedstawia powłoka cylindryczna otaczająca dyslokację, którą można traktować jako zwiniętą w rulon płytę o długości l i szerokości 2%r, co schematycznie pokazano na rys. 27.1. Takie przesunięcie wymaga działania sił stycznych



Rys. 27.1. Model dyslokacji śrubowej Fig. 27.1. Model of screw dislocation

do powierzchni cięcia. Praca wykonana przez te siły, związana z przesunięciem b jest równa energii dyslokacji U<sub>n</sub>

$$U_{D} = \int \vec{F} \cdot \vec{b} \, dS$$

(27.2)

Całkowanie przeprowadza się po powierzchni cięcia. F oznacza tutaj średnią siłę na jednostkę powierzchni w danym punkcie, działającą w czasie przesuwania. Operowanie pojęciem wartości średniej wynika stęd, że w procesie przesuwania, siła w każdym punkcie powierzchni rośnie liniowo od zera do wartości maksymalnej. Obliczenie energii więże się z koniecznością oszacowania wartości siły F, w tym celu należy kryształ bez dyslokacji traktować jako zbiór koncentrycznych powłok cylindrycznych.

salahipergita simisticality dedinate

Przyjmujęc, że powżoki są cienkie, ich geometrie nie me istotnego znaczenie przy obliczeniu siły oporu przeciwdziałejącej przesunięciu o wartość b. W rzeczywistości siła ta pozostaje take sama, w przypadku gdy powżoki zostaną rozsunięta, wówczes zagadnienie sprowadza się do odkeztażcenie płaskiej płyty (rys. 27.1).

- 228 -

Gdy odkształcenie jest małe, wówczas możne je opisać prawem Hooke'a. Obliczmy siłę f działajęcę na jednostkę powierzchni przekroju płyty, potrzebnę do przesunięcia równoległego przeciwległych krawędzi płyty o wartość b. Dla płyty odpowiadającej powłoce cylindrycznej, odległej o r od centrum dyslokacji, siła ta jest równa

$$\vec{f} = \frac{\vec{G} \cdot \vec{b}}{2r}, \qquad (27.3)$$

gdzie: G oznacza moduł ścinania (moduł sprężystości poprzecznej materiału).

Średnia siła potrzebna do przesunięcia dwu części powłoki cylindrycznej względem siebie o wektor b jest dokładnie równa połowie wartości końcowej, odpowiadającej przesunięciu b

$$\vec{F} = \langle \vec{f}_{\pm r} \rangle = \frac{f}{2}$$

Zatem, po podstawieniu, otrzymany

F = G . b

Energia dyslokacji jest więc równa

$$U_{\rm D} = \frac{G \cdot b^2}{4\pi r} \, \mathrm{dS}.$$

Uwzględniajęc, że dS = dz . dr, dla dyslokacji o długości 1 otrzymany

$$U_{D} = \int_{\Gamma_{D}}^{R} \int_{0}^{1} \frac{G \cdot b^{2}}{4xr} dz \cdot dr.$$

Ostatecznie otrzymamy

$$U_{\rm D} = \frac{G_{\pm} b^2 1}{4\pi} \ln(\frac{R}{r_{\rm o}}), \qquad (27.4)$$

Wartość r<sub>o</sub> jest porównywalna z wielkościę wektora Burgersa lub ze stałą sieci, natomiast R nie może przekraczać rozmiarów kryształu. W procesie krystalizacji metalu, dyslokacje krawędziowa i śrubowe powstają na granicach ziarn, których sieci są zorientowane względem elebie pod atosunkowo dużymi kątami i na granicach subziarn, tzn. bloków o stosunkowo niedużym kącie orientacji aleci krystalicznej – rzędu 1–1,5<sup>0</sup>. Pod wpływem obciążeń zewnętrznych następuje w krysztale ruch istniejących dyslokacji i tworzenie się nowych.

28. UWIELOKROTNIENIE DYSLOKACJI I ICH RUCHLIWOŚĆ

the several strength of allast allowing a measure that allows and

Podstawowym czynnikiem określającym dominującą rolę dyslokacji w procesach plastycznych odkaztałceń kryształów jest fakt, że do zeinicjowania ruchu i rozmnażanie dyslokacji wystarczy stosunkowo mała odkaztałcenie. Oba te zjawiaka, ruch dyslokacji i ich rozmnażania sę bardzo ważne, ponieważ od nich zeleży wytrzymałość mechaniczna cieł stałych. Kryształy występujące w normalnych warunkach wytrzymują jedynie bardzo małe odkształcenie w obszarze sprężystości, po czym przechodzę w obszar plastyczności. Fakt ten związany jest z występowaniem dyslokacji. Kryształ nie zawierający dyslokacji powiniem znajdować się w obszarze sprężystości jaszcze przy odkaztałceniach wynoszących 🎋 objętości początkowej. Natomiast



Rys. 28.1. Mechaniza dzialania źródła Franka-Reada Fig. 28.1. Mechaniem of the operation of Frank-Read's source kryształy rzeczywiste przechodzą w obszar plastyczności już przy odkaztałceniach 10<sup>-4</sup>-10<sup>-3</sup>. Wynika stęd, że dyslokacje są odpowiedzialne za plastyczne odkaztałcenia kryształów, a w związku z tym musi zachodzić rozmnażanie dyslokacji. Przy braku naprężeń, kryształy nie zawierają dostatecznie dużej liczby dyslokacji, które mogłyby doprowadzić do makroskopowych odkaztałceń plastycznych. Z badań mikroskopowych zdeformowanych kryształów wynika, że w procesie deformacji następuje rozmnażania dyslokacji. Mechanizm tego zjawiska nie jest znany, ciekawy jednak model tłumaczący rozmnażanie dyslokacji został

opracowany w roku 1950 przez Franka-Reada. Mechanizm działania źródła Franka-Reada został schematycznie zobrazowany na rys. 28.1.

Pierwotną dyslokację przedstawia odcinak 1, króra w wyniku działania naprężeń wygina się, przechodząc przez kolejne etapy oznaczona przez 2, 3, 4. W stapia 5 następuje rozerwania dyslokacji: jedna część dyslokacji powraca do pierwotnej konfiguracji, druga rozchodzi się w krysztale w postaci rozezerzającego się pierścienia. Ten mechanizm uwielokrotnienia dyslokacji oraz inne więżące się z nim mechanizmy, prowadzą do poślizgu i do wzrostu gęstości dyslokacji podczas deformacji plestycznej.

Należy tu podkreślić, że wytrzymałość ciała stałego nie jest prostę funkcją ilości dyslokacji, lecz zależy od złożonych oddziaływań dyslokacji miedzy soba i dyslokacji z innymi defektami kryształów, Pomimo jednak całej złożoności tego zjawiska, opracowane dotychczas teorie dyslokacji [20, 47] przyczyniły się do poszukiwania materiałów charakteryzujących eie podwyższona wytrzymałościa mechaniczna. Wszystkie te metody umocnienia metali, stosowane w przemyśle, takie jak zgniot oraz przemiana martenzytyczna roztworu stałego, maja na celu ograniczenie swobody ruchu dyslokacji. Inne metody umocnienia (zmniejszenie odległości 1) polegają głównie na wprowadzeniu składników stopowych, wywołaniu defektów punktowych w wyniku bombardowania metali szybkimi neutronami oraz na rozpadzie przesyconych roztworów stałych. Z tego wzgledu głebsze wnikniecie w istotę mechanizmu wspomnianych procesów jest warunkiem tworzenia właściwych podstaw projektowania nowych materiałów i technologii, stanowiących jeden z zasadniczych czynników stymulujących postęp techniczny.

### 29. WPŁYW ZMIAN MIKRO- I MAKROSTRUKTURY CIAŁ STAŁYCH NA PARAMETRY AE

mpalagujeca a norazinyoh astuniach avirzymuja jadynia bardzu sala co-

Jedną z głównych przyczyn generowanie sygnałów AE w metalach jest ruch dyslokacji, a w szczególności ruch ze znacznymi przyspieszeniami lub opóźnieniami. Podstawowym czynnikiem kształtującym intensywność AE jest stosunek sił wymuszających ruch dyslokacji do sił przeciwstawiających się temu ruchowi. Sama siła wymuszająca, czyli naprężenie zewnętrzne stanowi wielkość dość jednoznacznie określoną w całym zakresie osiąganych wartością natomiast siła oporu kształtowana jest przez różne mechanizmy i opisywana różnymi wyrażeniami, zależnie od warunków ruchu i osiągającymi przez dyslokacje prędkościami. Z punktu widzenia możliwości generowania AE, ważne są tu procesy, w których występują duże opóźnienia lub przyepieszenia, jak również duże prędkości dyslokacji. Duże prędkości dyslokacii moga powstawać głównie przy dużych naprężeniach zewnętrznych, natomiest znaczne opóźnienia i przyspieszenia poszczególnych segmentów dyslokacji mogę także wystąpić przy stosunkowo niewielkich naprężeniach. Występuje to zwłaszcza w materiałach zawierających zamieczyszczenia lub dodatki stopowe, silnie blokujące ruch dyslokacji. Równanie ruchu dyslo-kacji o długości jednostkowej ma postać [31]

peneraus do piermotres hantiguressit; druga resolucial vie a irvatiste a pe-

ALLES ALSO THE THE ALL AND ALL

Wellows . Wellows and I wit " with weight only card franches

 $M(\frac{dv}{dt}) + B \cdot v = b(\bar{c} - \bar{c}),$  (29.1)

gdzie:

- M masa dyslokacji,
  - v prędkość dyslokacji,
- ana t czas, etallis art yest hart salvesburse analenye la caras alere
  - B współczynnik oporu poślizgu,
- b wektor Burgersa,
  - δ naprężenie zewnętrzne,
  - č naprężenie oporu dyslokacji na przeszkodach.

Wynika stęd, że siła bezwładności M.v wraz z siłę oporu B.v równoważy siłę napędową b(G - C).

Rozwiązując równanie (29.1) względem v, otrzymamy

$$v(t) = \frac{b(0-t)}{B} \left[ 1 - \exp(-\frac{B}{M} \cdot t) \right], \qquad (29.2)$$

and and state the road at a state of the state and the state of the st

W chwili przyłożenia naprężenia (t = 0), prędkość będzie równa zero, a następnie wzrasta w tempie zależnym od wartości współczynnika przyspieezenia  $\frac{B}{M}$ , czyli od stosunku współczynnika oporu do masy dyslokacji. Ze wzrostem prędkości, opór B.v osiąga wartość siły napędowej, a w przypadku osiągnięcia prędkości ruchu ustalonego

 $v_u = \frac{b(\overline{G} - \overline{C})}{B}$ 

# przyspieszenie zmniejsza się do zera.

Dynamiczne oddziaływanie między siłami bezwładności a siłami oporu, zaczyna występować wówczas, gdy siła napędowa dyslokacji ulega gwałtownamu zmniejszeniu, tzn. kiedy np. naprężenie zewnętrzne nagle zmniejsza się lub dyslokacja nagle natrafia na znaczny opór poślizgu wskutek zbliżania sie do przeszkody, w postaci skupisk defektów punktowych, wydzielonych faz obcych lub innej dyslokacji. W tych warunkach energia kinetyczna ulega rozproszeniu, zmieniając się w dodatkową energię drgań atomów znajdujących się w bezpośrednim sąsiedztwie linii dyslokacji, co powoduje generowanie fal sprężystych w postaci tzw. emisji akustycznej. Zatem dzięki snargii kinatycznaj i siłom bezwładności dyslokacja poruszająca się z dużą prędkością może pokonywać przeszkody i w wyniku tych kontaktów z przeszkodą powstają znaczne opóźnienia i przyspieszenia, co prowadzi do generowania AE. W przypadku napotykania przeszkód, których dyslokacja nie może pokonać (np. granice ziarń, granice faz itp.), droga hamowania jest szczególnie krótka i wówczas amplituda generowanych fal sprężystych będzie odpowiednio większa. Podobna sytuacja występuje także wtedy, gdy dyelokacja wychodzi z wnętrza materiału na jego powierzchnię swobodnę. W miarę zmniejszania się odległości od powierzchni, prędkość dyslokacji wzrasta, gdyż działa wówczaą coraz większa siła napędowa, spowodowana przycięgającym efektem powierzchni. W przypadku gdy dyslokacja osięga po-

wierzchnię - przestaje istnieć, a na powierzchni tworzy się uskok. Zatem jej energia kinetyczna zostaje zużyta na wytworzenia nowej powierzchni oraz na wzbudzenie silnych drgań sąsiadujących atomów. Z uwegi jednak na fakt, że energia wytworzenia nowej powierzchni w danym materiale jest stała, zatem AE wywołane wzbudzeniem drgań jest tym silniejsza im większa jest prędkość dyslokacji. Prędkość ta zależy z kolei od struktury materiału, od wartości naprężeń zewnętrznych oraz od wartości sił przyciągania dyslokacji przez powierzchnię. Pod wpływem obciążeń zewnętrznych, zwłaszcza obciążeń zmiennych, gęstość dyslokacji ezybko wzrasta, osięgając jednak po pewnym czasie wartość maksymalną, która jest tym większa, im wyższe są naprężenia zewnętrzne. W większości metali w bardzo cienkiej warstwie wierzchniowej, o grubości rzędu 1 mikrometru, stan nasycenia nie bywa osiągany, gdyż z warstwy tej dyslokacje uchodzą na powierzchnię metalu, powodując wzrost chropowatości powierzchni, co prowadzi następnie (przy wystarczająco dużych zmniennych obciążeniach zewnętrznych działających dostatecznie długo) do tworzenia się mikropęknięć i rozwoju w konsekwencji makropęknięć.

Wychodzenie dyslokacji na powierzchnię swobodnę może być wywołane przez dwa czynniki, a mianowicie:

1) dyfuzję dyslokacji pod wpływem zmiennych obciążeń,

2) ruch dyslokacji pod wpływem sił przyciąganie ich przez powierzchnię.

Pierwszy z tych czynników dominuje wtedy, gdy materiał poddany jest działaniu zmiennych obciążeń zewnętrznych, natomiast drugi, gdy materiał znajduje się nawet pod stałym obciążeniem zewnętrznym, lecz w środowisku agresywnym, zwiększającym napięcie powierzchniowe (np. przyspieszającym korozję). Natomiast, w przypadku gdy równocześnie działają zmienne obciążenie i środowisko jest agresywne, wówczas efekt jest bardziej wzmożony.

Opisane wyżej zjawiska zmiany struktury wewnętrznej metali zachodzące w wyniku zmiennych obciążeń zewnętrznych mogą być z powodzeniem badane za pomocę metody AE, umożliwiającej identyfikację mechanizmu pękania i deformacji plastycznej. Podczas pękania, energia naprężeń rozcięgających tylko częściowo zostaje rozładowana w procesie tworzenia nowej powierzchni. Nadmiar energii jest wypromieniowany w postaci fali akustycznej, przy czym nowo powstająca powierzchnia jest wystarczająco mała, aby można było traktować ją jako źródło fali kulistej. Wynika stęd, że niezależnie od badania kinetyki oraz mechanizmu powstawania defektów wawnętrznych materisłów, metoda AE umożliwia prowadzenie badań dotyczących niezawodności pracy elementów maszyn wykonanych ze stali wysokowytrzymałościowych. Z przeprowadzonych badań wynika, że bezpośrednio po przyłożeniu do elementu (próbki) obciążenia, AE jest znaczna, następnie w miarę upływu czasu obniża się i utrzymuje na pewnym poziomie. W poczętkowej fazie występuje niewielki, po czym silny wzrost sygnału AE sż do momentu zniezczenia elementu. Pierwszy i drugi etap tego procesu to okras bezpiecznej pracy danego -no apales stoayoleve yey usuacyrin a line

układu mechanicznego, ale już początek wzrostu sygnału AE w etapie trzecim należy traktować jako sygnał charakteryzujący stan przedawaryjny.

30. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE Z BADAŃ METODĄ AD

Poruszona problematyka badań związanych z wykorzystaniem metody AE w diagnostyce maszyn byża dotychczas najczęściej wykorzystywana w odniesieniu do prostych układów mechanicznych, a głównie żożysk tocznych, jako samodzielnych generatorów fal sprężystych, niezabudowanych w układy napędowe. Dotychczas nie prowadzono jednak badań dotyczęcych identyfikacji diagnostycznej złożonych systemów mechanicznych, z uwzględnieniem wysokoczęstotliwościowego pesma ponadakustycznego. Z tego względu autor uznał za celowe podjęcie tematyki identyfikacji diagnostycznej złożonych systemów mechanicznych metodą AE.

Zastosowana po raz pierwszy metoda AE do określenia zmian strukturalnych elementów maszyn precujących w złożonych układach mechanicznych pozwoliże na wyodrębnienie tych estymat parametrycznych, które cechują się maksymalną wrażliwością diagnostyczną, zależną od własności materiałowych poszczególnych elementów kinematycznych kolejno badanych głowic w procesie badań stanowiskowych.

Pracy obiektów mechanicznych towarzyszy przepływ energii i informacji, której nośnikiem są sygnały AE generowane przez różne pary kinematyczne układu napędowego, stanowiące realizację szerokopasmowego procesu stochastycznego. Drogę liniowych przekształceń mierzonych charakterystyk można wyznaczyć takie wielkości docelowe, które zawierałyby istotne informacje o skali defektów badanych elementów układu. Ponadto można także wyznaczyć ilościowe miary jakości sygnałów AE, jak również procedury ich obliczenia i klasyfikacji stopnia ich wrażliwości na zmiany strukturalne określonych elementów układu.

. Prezentowane wyniki bedań stanowią uogólnienie prowadzonych w CMG-KOMAG długoletnich prac naukowo-badawczych.

Z opisanych wyżej wyników badań doświadczalnych związanych z wykorzyetaniem metody AE w procesie diagnozowania etanu dynamicznego głowic kombajnowych wynika szereg szczegółowych wniosków, wśród których należy wymienić naetępujące:

1. Wprowadzone w pracy estymaty sygnażów AE, generowanych przez ukżad kinematyczny głowicy, zarówno na biegu jażowym jak również pod obciężeniem nominalnym, cechuję się dużę dynamikę zmian. Zakres zmian wprowadzonych estymat w postaci tempa amplitud oraz sumy amplitud AE zależy w głównej mierze od położenia punktu pomiarowego eraz badanego aktualnie egzemplarza głowicy. Obciążenia układu wywołuje nagły skok emisji, prowadząc w konsekwencji do bardzo znacznego wzrostu wartości wyznaczanych estymat.

2. Zdefiniowany i opisany współczynnik materiałowy b, zarówno w zakresie niskich jak i wysokich napięć progowych, ulega zmianom w szerokim przedziale wartości i bardzo istotnie zależy od położenia punktu pomiarowego i badanego egzemplarza głowicy. Analiza rozkładu wartości współczynnika b wszystkich badanych głowic w wybranych punktach pomiarowych pozwoliła ujawnić te same głowice, cechujące się maksymalnymi wartościami tego współczynnika na biegu jałowym, jak również pod obciążeniem nominalnym, zarówno w zakresie niskich jak i wysokich napięć progowych.

3. Kierunek obrotu wału wyjściowego badanego układu nie ma istotnego wpływu na zmiany wartości współczynnika materiałowego b, zarówno na biegu jałowym jak również pod obciążeniem nominalnym, co zostało potwierdzone przez stopień względnej asymetrii korelacji, zarówno dla zakresu niskich jak i wysokich napięć progowych.

4. Czasowy charakter zmian sumy impulsów, określony przez wprowadzony średni współczynnik intensywności impulsów uwzględniający oba kierunki obrotu układu, również ujawnia fakt występowania tych samych głowic o wzmożonej AE w obu zakresach stosowanych napięć progowych, zarówno na biegu jałowym jak również pod obciążeniem nominalnym. Maksimum intensywności AE, wyrażone przez współczynnik intensywności impulsów, występuje głównie w punktach pomiarowych usytuowanych w pobliżu satelitarnych kół zębatych przekładni obiegowej. Analiza rozkładu wartości średniego współczynnika intensywności impulsów B ujawniła główicę N = 6, cechującą się maksymalnymi wartościami tego współczynnika pod obciążeniem, szczególnie w punktach korpusu usytułowanych w pobliżu kół satelitarnych. Fakt ten jest prawdopodobnie związany z superpozycję fal sprężystych generowanych przez wszystkie trzy koła obiegowe tego układu.

5. Obserwowany, wysoki poziom AE w układzie planetarnym głowicy N = 6 świadczy o znacznej zmianie struktury elementów kinematycznych tego układu, wywołanej głównie obciążeniem tego układu. Zmiany te, spowodowane wcześniejszę eksploatację tej głowicy, doprowadziły do występienia znacznych naprężeń, charakterystycznych już dla poczętku obszaru plastyczności. Wydaje się, że w obszarze tym w wyniku przemieszczeń poślizgowych, obejmujących jednocześnie duże ilości atomów, wywołane zostały gwałtowne, lokalne odkeztałcenia makroskopowe, przekraczające granicę plastyczności materiału (kół zębatych oraz wału wyjściowego), powodując uruchomienie źródeł nowych dyslokacji. Te silnie zlokalizowane procesy, prowadzę w ostatecznym efekcie do znacznego ścinania i odkeztałceń dylatacyjnych, co etanowi zapewne główny mechanizm AE.

6. Z przeprowadzonych badań laboratoryjnych próbek cylindrycznych, ściskanych pod prasą wynika bardzo duże zróżnicowanie tempa aplitud AE, "zależy od rodzaju materiału, geometrii wykonanego frezu oraz stosowanego obciążenia. Charakter samego rozkładu tempa AE badanych próbek zależy również od zakresu stosowanych napięć progowych, co również obserwowano w badaniach stanowiskowych głowic. W większości przypadków przy napięciu progowym wynoszącym U, = 4 V, również następowała istotna zmiana w zależności tempa AE, świadcząca o dyskryminującym działaniu tego progu napięcicwego. Należy przypuszczać, że w zakresie napięć leżących poniżej progu napięciowego U<sub>p</sub> = 4 V, rejestrowane są sygnały AE, opisujące prawie wszystkie mechanizmy ich generacji uwzględniające większą liczbę występujących źródeł, natomiast powyżej tego progu rejestrowane są sygnały AE, pochodzące tylko z niektórych źródeł AE, głównie tych, które charakteryzują się dużę intensywnościę AE.

7. Wprowadzony współczynnik obciążeniowy tempa AE opisuje w sposób zadowalający własności wytrzymałościowe badanych próbek materiałowych, wykazując istotne zorientowanie, zarówno na rodzaj badanego materiału, jak również wielkosć geometrii wykonanego frezu we wszystkich badanych materiałach. Na charakter zmian współczynnika obciążeniowego tempa AE, nie ma istotnego wpływu zakres stosowanych napięć progowych, co świadczy o niezależności tego współczynnika od zastosowanego napięcia progu. Najmniejszę wartość posiada współczynnik obciążeniowy tempa AE odzwierciedlajęcy własności strukturalne stali chromowo-niklowej o symbolu 45HN, natomiast w przypadku pozostałych materiałów, współczynnik ten jest znacznie większy, osiągając dla stali o symbolu 45HNMF wartości maksymalne. Występujące zróżnicowania współczynnika obciążeniowego tempa AE bardzo wyraźnie zależę od rodzaju danego materiału, co może decydować o sposobie identyfikacji tych materiałów w warunkach badań stanowiskowych głowic danego typu.

8. Analizując zapis graficzny zależneści tempa impulsów AE od obciężenia próbek materiałowych można wyróżnić trzy charakterystyczne obszary, w których ujawniają się zróżnicowane własności źródeł AE. W obszarze pierwszym, obserwuje się powolny eksponencjalny wzrost aktywności, aż do pewnego obciążenia, po przekroczeniu którego emisja utrzymuja się w pewnym przedziels obciążeń, prawie na stałym poziomie. Obszar ten odpowiada wzmożonej, lecz prawie stałej intensywności emisji akustycznej fal sprężystych. Następnie, po przekroczeniu pewnego obciążenia granicznego (dla danego materiału), występuje bardzo wzmożony wzrost AE, charakterystyczny dla obszaru trzeciego, można by nazwać obszarem krytycznej intensywności AE. Dalszy wzrost obciążenia, prowadzi do trwałych zaburzeń strukturalnych materiału, czyli do jego zniszczenia. Z punktu widzenia strukturalnego w obszarze pierwszym następuje ruch dyslokacji, którego prędkość 👘 zmian wzrostu wraz z obciążeniem nieznacznie rośnie, co powoduje eksponencjalny wzrost AE. W obszarze drugim występuje pewna guasi-równowaga pomiędzy siłami bezwładności a siłami oporu, prowadzące w konsekwencji do utrzymania się intensywności na stałym poziomie. Wreszcie w obezarze trzecim występujące obciążenia są już tak duże, że prowadzi to do połączenia dyslokacji w mikro-, a następnie makroszczeliny, co powoduje bardzo silny

wzrost AE i doprowadza do zniszczenia materiału. Długości przedziałów jednostkowego wzrostu obciążenia, odpowiadające omawianym obszarom zachowania się tempa impulsów AE, zależą głównie od rodzaju badanego materiału i jego struktury wewnętrznej.

9. Stwierdzono występowania istotnej współzależności pomiędzy charakterem zmian wartości współczynnika obciążeniowego tempa AE, generowanej przez 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. Wykryta korelacja świadczy o dużych możliwościach identyfikacyjnych elementów kinematycznych nawet złożonych układów napędowych, przy znajomości określonych charakterystyk sygnałów AE generowanych przez poszczególne elementy w warunkach symulacji naprężeniowej określonych defektów w strukturze badanych materiałów.

Przedstawiona metoda wykorzystania AE, zarówno w warunkach laboratoryjnych jak i przemysłowych, miała głównie na celu pokazanie szerokich możliwości zastosowań tego typu badań dla oceny, nie tylko stanu całej maszyny, lecz również określonych jej elementów. Wskazano również na szereg trudności i złożoność problemów związanych z bezpośrednim wdrożeniem tej metody w warunkach diagnostycznych badań przemysłowych. Prace te, zdaniem autora, winny być nadal kontynuowane i zmierzać do opracowania takich metod optymalizacji, które pozwoliłyby zbudować zestaw aparatury, umożliwiający bezpośrednią i ciągłą kontrolę danego układu mechanicznego w warunkach przemysłowej kontroli jekości.

#### 31. TERMOWIZYJNA METODA OKREŚLENIA PROCESÓW CIEPLNYCH Głowic Ramieniowych

is , issummy in factor unlarphononess without als aluviando , sylerals

Dotychczas w polskim górnictwie węglowym do oceny stanu technicznego maszyn górniczych bardzo rzadko stosowano bezdemontażowe metody diagnostyczne. Stosowane dotychczas, sporadycznie metody, w większości przypadków opierały się głównie na pomiarze i analizie procesów wibroakustycznych generowanych przez maszynę. Wydaje się, że stan techniczny maszyn i urzędzeń górniczych można również z powodzeniem określić na podstawie rozkładów temperaturowych wyznaczanych na korpusach maszyn. Temperatura, jako parametr fizyczny, a w szczególności jej zmiany w czasie, mogę świadczyć o powstawaniu w maszynie dodatkowych procesów destrukcyjnych, prowadzęcých do uszkodzenie określonych zespołów, czy elementów maszyn. Przyrzędy stosowane zazwyczaj do pomiaru temperatury, jak np. termometry, termoelementy, termistory itp. wymagaję bezpośredniego kontaktu z po-

wierzchnią badanego elementu. 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. 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 będzie 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 dokonanie właściwej interpretacji jakościowej i ilościowej [6]. 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 reflekcji, a suma tych zjawisk określa ostatecznie parametry termiczne danego ciała. Pojęcie termowizji wprowadziła do techniki szwedzka firma AGA, która od roku 1965 produkuje seryjnie urzędzenia do termografii.

Badaniami objęto głowice ramieniowe kombajnów ścianowych KWB-3RDU, produkowane przez FMG FAMUR, ograniczając się głównie do punktów korpusu zlokalizowanych w pobliżu głównych elementów kinematycznych badanego układu. Wykorzystano w tym celu posiadaną aparaturę termowizyjną typu AGA-750. Opracowana metoda umożliwia wykrywanie i lokalizowanie podwyższonych stanów temperaturowych badanych obiektów, stanowiąc zarazem ważne uzupełnienie opisanych już wyżej metod pomiarowych.

ukladde obrödet elektronistensj (4) v nestopnin do ukladde odteerignin obrazu (3). w wigescokt urindren termostavjnych, rozklady temperatur možne ale-

sabres aleranyoh tasperator, myllarellar stoanengy podrahtes, inverta

#### 32. ZASADA DZIAŁANIA SYSTEMU TERMOWIZYJNEGO

Jak juž wspomniano wyżej, termowizja opiera się na badaniu rozkładu promieniowania pochodzącego od obserwowanego obiektu. Z tego względu termowizyjne metody pomiarów można nazwać metodami pasywnymi, gdyż nie wymagaję one ingerencji w stan badanego ciała. Termowizja umożliwia określenie rozkładu temperatury albo emisyjności na powierzchni badanych elementów lub też jednocześnie rozkładów temperatury i emisyjności. Schematycznie zasadę działania urzędzenia termowizyjnego można przedstawić w postaci pokazanej na rys. 32.1 [39]. Promieniowanie podczerwone, wysyłane przez badany obiekt (1) pada na obiektyw (2), za pomocę którego otrzymu-

sateyinsel eashednich obstarow appa powodowad Inteny sygnaly wyjaktowago

desektore, identycinie jek roiniou temperatur.



Rys. 32.1. Zasada działania urządzenia termowizyjnego Fig. 32.1. Principle of operation of the thermo-vision device

je się obraz obiektu w płaszczyźnie elementu termicznie czułego (3) kamery termowizyjnej (detektora), analogicznie jak to ma miejsce w kamerze termowizyjnej. Element czuły przetwarza padające promieniowanie podczerwone na proporcjonalne do mocy promieniowania sygnały elektryczne. Z kolei sygnały elktryczne z detektora są przekazywane do odpowiednich układów obróbki elektronicznej (4) i następnie do układów odtwarzania obrazu (5).

W większości urządzeń termowizyjnych, rozkłady temperatur można mierzyć w bardzo szerokim przedziale temperatur, jednak wówczas nie jest możliwe uchwycenie niewielkich zmian temperatury. W tym celu zawęża się zakres mierzonych temperatur, wybierając stosowany podzakres. Zawarte w obrazie termowizyjnym informacje o stanie termicznym obiektu są zależne od wielu czynników. Z tego względu na podstawie jedynie obrazu termowizyjnego nie można w sposób jednoznaczny określić rozkładu temperatury na badanej powierzchni. Wynika to z faktu, że stosowane w aparaturze termowizyjnej detektory promieniowania reagują tylko na dochodzącą do nich efektywną moc promieniowania, która zależy nie tylko od temperatury obiektu, lecz także od jego emisyjności, kształtu, wymiarów jak również od stanu atmosfery. Zatem dokładne określenie rozkładu temperatur jest możliwe pod warunkiem znajomości własności emisyjnych obiektu, gdyż różnice emisyjności sąsiednich obszarów mogą powodowac zmiany sygnału wyjściowego detektora, identycznie jak różnice temperatur.

# 32.1. Odzworowanie obrazów termowizyjnych

Znając emisyjność cieła o jednorodnej powierzchni i znanym współczynniku smisyjności (E<sub>1</sub>) można określić rozkład temperatury na jego powierzchni dwoma sposobami polegającymi na:

1) przeprowadzeniu porównania promieniowania badanego ciała z promieniowaniem ciała wzorcowego (o znanym $\rm E_{0}$  i  $\rm T_{0}),$ 

2) wyznaczeniu wartości bezwzględnej amplitudy sygnału wyjściowego.

W zależności od konstrukcji darego urządzenia możliwe jest stosowanie jednej lub obu metod [30].

Zależność amplitudy sygnału wyjściowego od temperatury obiektu o emisyjności E. przedstawia charakterystyka pokazana na rys. 32.2.

Usi



Ei

Rys. 32.2. Sposób odczytywania temparatury obiektu z krzywej skalowania, gdy znana jest bezwzględna wartość sygnału

Fig. 32.2. Method of reading of the temperature of the object from the graduation curve with the known absolute value of the signal

Przy wyznaczeniu tej charakterystyki przyjęto, że do detektora dociera jedynie promieniowanie od badanego ciała zwięzane z jego temperaturę i właściwościami emisyjnymi. W rzeczywistości jednak ciało, oprócz własnego promieniowania termicznego, wysyła także promieniowanie odbite, padające z zewnątrz, z tego względu moc promieniowania docierająca do obiektywu kamery wynosi

$$W = W(T_{*}) + (1 - E_{*}) \cdot W(T_{*}), \qquad (32.1)$$

and in a substance for the second second second and the second of the

- W(T<sub>1</sub>) efektywna gęstość mocy emitowanej przez ciało badane o temperaturze szukanej T<sub>1</sub>,
- W(T<sub>a</sub>) efektywna gęstcść mocy emitowanej przez otoczenie o temperaturze T<sub>a</sub>.

Natomiast mierzona amplituda sygnału wyjściowego. U<sub>s</sub> wyrażona jest równaniem

$$U_{a} = U_{a}(T_{1}) + (1 - E_{1}) + U_{a}(T_{a}),$$
 (32.2)

gdzie:

- U<sub>s</sub>(T<sub>1</sub>) amplituda sygnału przy założeniu, że ciało badane nie odbija promieniowania otoczenia,
- U<sub>S</sub>(T<sub>a</sub>) amplituda sygnału wywołanego przez promieniowanie otoczenia o gęstości mocy W(T<sub>a</sub>) przy braku promieniowania badanego obiektu.

Aby więc określić temperaturę obiektu, konieczna jest znajomość promieniowania otoczenia. Z reguły przyjmuje się, że otoczenie posiada własności ciała doskonale czarnego (E<sub>g</sub> = 1) o temperaturze równej temperaturze otoczenie T<sub>a</sub>. W tych warunkach wartość  $U_{a}(T_{a})$  odczytuje się z krzywej skalowania przyrządu (rys. 32.2) dla E = 1. Zatem, w celu określenia temperatury obiektu, należy wyznaczyć wartość bezwzględną amplitudy sygnału pochodzącego od danego ciała, a następnie znając moc promieniowania otoczenia oraz  $E_1$  badanego ciała, oblicza się wg wzoru (32.2) wartość amplitudy sygnału uwarunkowanego jedynie promieniowaniem obiektu  $U_{s}(T_{1})$ , następnie z krzywej skalowania odczytuje się temperaturę T. Natomiast, w przypadku gdy określenie bezwzględnej amplitudy sygnału pochodzącego od badanego ciała nie jest możliwe, należy przeprowadzić porównanie sygnału od badanego ciała z sygnałem wzorca o znanej temperaturze. T<sub>o</sub> i emisyjności E<sub>o</sub>. Także w tym drugim przypadku należy uwzględnić wpływ otoczenia. Uwzględniając wyrażenie (32.1) dla badanego ciała oraz piaząc analogiczne wyrażenie dla ciała wzorcowego, otrzymamy

$$U_{s}^{0} = U_{s}(T_{o}) + (1 - E_{o}) + U_{s}(T_{s}).$$
 (32.3)

Tworząc różnice, otrzymamy

$$\Delta U_{a} = U_{a} - U_{a}^{0}$$

Ostatecznie uzyskujemy wyrażenie

$$U_{g}(T_{1}) = U_{g}(T_{0}) + U_{g} + (E_{1} - E_{0}) \cdot U_{g}(T_{g}).$$
 (32.4)

newleylands derebtors, whether series and though to the brance ions

wowlerschul (34), to make wyranic offic round (14)

Z ostatniej zależności wynika, że aby obliczyć U $T_1$  nie trzeba znać wartości bezwzględnej otrzymanego sygnału, wystarczy określić wartość różnicy sygnałów  $\Delta U_g$  między porównywanymi obiektami. Wszystkie pozostałe wielkości występujące w zależności (32.4) odczytuje się bezpośrednio z odpowiednich krzywych ekalowania, uwzględniając przy tym konkretne temperatury otoczenia  $T_g$  i wzorca  $T_o$ .

# 32.2. <u>Zależność sygnału wyjściowego detaktora</u> <u>od warunków pracy</u>

Jakość uzyskiwanych obrazów termowizyjnych zależy głównie od własności emisyjnych oraz temperatury badanego obiektu, a ponadto od konstrukcji stosowanych urządzeń. Z tego względu, że detektor reaguje na promieniowanie dochodzące do jego powierzchni, konieczne staje się tu określenie strat promieniowania w atmosferze, związanych głównie z absorpcją i rozpraszaniem. Straty te uwzględnia tzw. widmowy współczynnik tranemisji atmosfery, zdefiniowany jako część mocy, która przeszła przez ciało nie doznając ani absorpcji ani odbicia, co wyraża związek

(32,5)

$$\tilde{c}_{\lambda} = \frac{(W_{\lambda})_{\text{trans}}}{(W_{\lambda})_{\text{pad}}}.$$

Moc promieniowania docierającego do detektora zależy od powierzchni ciała promieniującego, jak również od tranamieji układów optycznych i przeszukujących. Promieniowanie po przejściu przez obiektyw jest następnie zbierane przez układ optyczny i lokalizowane w płaszczyznie powierzchni czułej deterktora. Ponieważ detektor ma skończone wymiary, a samo odwzorowanie nigdy nie jest idealne, z tego względu na powierzchnię detektora pada promieniowanie pochodzące z określonej powierzchnię ciała, zależnej od parametrów układu optycznego i odległości badanego przedmiotu. Ponadto, na wartość mocy promieniowania dochodzącej do powierzchni czułej detektora ma także wpływ technika przeszukiwania obrazu. Podczas obserwacji określonego pojedynczego obiektu mogę występić chwile, w cięgu których powierzchnia detektora będzie oświetlona tylko częściowo przez fragment badanego obiektu. W tych warunkach sygnał wyjściowy detektora

- 241 -

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 stosunku powierzchni oświetlonej (S<sub>x</sub>) detektora do jego całkowitej powierzchni (S<sub>d</sub>), co można wyrazić przez rownanie

$$U_{s} = U_{so}(\frac{S_{x}}{S_{d}})$$
(32.6)

z persintel zeleznodel mymika, 2+ oby obliczyć U.T.

LAFLART.

gdzie:

( .....L

U<sub>so</sub> – oznacza amplitudę sygnału w chwili, gdy cała powierzchnia detektora jest oświetlona.

Na gęstość mocy promieniowania dochodzącego do detektora ma także wpływ średnica obiektywu, a ściślej otwór względny obiektywu  $\frac{D_0}{f}$ . Im jest większa średnica czynna obiektywu, tym większa będzie moc absorbowana 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<sub>g</sub> rzędu 8-10% [74]. Należy również podkreślić, że o jakości odwzorowania decydują także w dużym stopniu parametry samego detektora.

Do podstawowych parametrów charakteryzujących sposób i jakość odwzorcwania 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 amplitudy sygnału szumów, której wartość decyduje o możliwości rozróżnienia małych zmian sygnału pochodzących od badanego ciała,
- stała czasowa C<sub>A</sub>, która winna być znacznie mniejsza od czasu obserwacji, w przeciwnym przypadku sygnał z detektora nie osiągnie maksymalnej wartości,

- szerokość pasma przenoszenia wzmacniacza.

Wynika stąd, że uwzględnienie wszystkich czynników w celu dokładnego określenia zależności bezwzględnej amplitudy sygnału od właściwości termicznych ciał nie jest sprawą prostę. Stosowane, praktyczne skalowanie urządzeń, określające ilościowo zależność sygnału od temperatury ciała jest przeprowadzane dla określonych rodzajów ciał o wybranym kształcie i współczynniku emisyjności. Decydujący wpływ na wynik pomiarów, jek wspomniano wyżej mają:

Wrageant badanago ablahtu. W tyah warunkach wyonal myakqtowy datavtora

- odległość badanego przedmiotu od urządzenia,
- przestrzenne usytużowanie cisł,
- transmieyjność atmosfery,
- skład widmowy emitowanego promieniowania.

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

#### 33. STOSOWANY SYSTEM TERMOWIZYJNY AGA-750

nya nyang nyang manana ina kanana na 2000 na kanana na kanana kanana Manana na kanana na kanana na kanana na kanana na kanana na kanana kanana kanana kanana kanana kanana kanana ka

Decektor IB Byl tyru foremouled.emego z entygoniu indu u zakreste nyen

Firma AGA 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.

Autor w prowadzonych badaniach termowizyjnych głowic ramieniowych, stosował będący w posiadaniu CMG-KOMAG przenośny zestaw AGA-750 Thermovision 40. Na fot. 5 pokazano ogólny widok aparatury termowizyjnej AGA-750 Charakterystyczne cechy systemu AGA-750;

lekka, ręczna kamera IR (IR-infrared) i przenośny monitor,
niezależne, przenośne zasilanie akumulatorowe,



Fot. 5. Ogólny widek zestewu termowizyjnege AGA-750 Phot.5. General view of the AGA-750 thermovision set

- wymienne obiektywy i pierścienie w kamerze, dzięki temu można uzyskać szereg różnych charakterystyk termicznych,
  - możliwość zestosowanie filtrów IR rozszerzających zakres pomiaru températury do 2000<sup>0</sup>C,
  - zmiana zakresu temperaturowego na kamerze wywołuje równoczesną zmianę cyfry dziesiętnej zakresu użytecznego na ekranie monitora,
  - stosowany ukżed automatyki ekspozycji fotograficznej w zależności od .użytego filmu oraz elektroniczna synchronizacja umożliwiają wykonywanie zdjęć z pojedynczego lub poczwórnego obrazu.

Stosowano kamerę IR typu 556 i 191 001 umożliwiającą przeprowadzenie analizy elektro-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 przedziałe 2-5,6 m. Urządzenie było wyposażone w monitor typu 556 191 002 przenośny, pracujący z zasilaniem bateryjnym o obrazie termicznym typu termowizyjnego, z możliwością wyświetlenia izoterm wraz z układem automatycznej ekspozycji zdjęć.

Zakres pomiaru temperatury wynosi od -20 do +900°C (bez filtrów), realizowany w 8 stopniach przesłony kamery oraz w 9 zakresach obrazu, z możliwościę rozszerzenia zakresu do 2000°C po wprowadzeniu do kamery 6% szarego. Minimalna rozróżnielność różnicy temperatur wynosi 0,2°C przy temperaturze obiektu 30°C.

Detektor promieniowania IR w kamerze jest chłodzony azotem o temperaturze -196<sup>0</sup>C, celem uzyekenia dużej czułości i kontraetowości.

### 34. WYNIKI POMIARU ROZKŁADU TEMPERATUR KORPUSU GŁOWIC KWB-3RDU

Interesujące temperatury występujące w poszczególnych obszarach korpusu głowicy obejmują zakresy od kilkudziesięciu do około 100°C. Wykorzystanie obszaru podczerwieni stwarza nowe możliwości wyszukiwania miejsc i obszarów o podwyższonych temperaturach dla oceny przebiegających zjawiek dynamicznych i stanowi zneczne usprawnienie w porównaniu do stosowanych powszechnie termometrów stykowych [40]. Dodatkową i ważną zaletą zastosowanej aparatury termowizyjnej jest szybki odczyt temperatury oraz możliwość wykonywania zdjęć termograficznych dla całych obszarów będących przedmiotem zainteresowania [39]. Uzyskane wyniki pomierowe stenowię zbiór zdjęć termograficznych, na podstawie których wyznaczono szereg charakterystyk rozkładów izotermicznych, wykonanych podczes badań stanowiskowych głowic, zarówno na biegu jałowym, jak również pod obciążeniem nominalnym.

Zdjęcie termowizyjne głowic ramieniowych kombajnów ścianowych KWB-3RDU wykonano na stanowisku stacjonarnym w CMG-KOMAG, stosując opisany wyżej układ mocy krężącej. Dla przykładu na fot. 6a przedstawiono widok ogólny badanej głowicy, natomiast na fot. 6b obraz termowizyjny głowicy podczas pracy na biegu jałowym, po ustaleniu w układzie napędowym stacjonarnych warunków termicznych (czas pracy około 1 godziny). Następnie na fot. 7 przedstawiono obraz termowizyjny tej samej głowicy pracującej pod obciążeniem nominalnym. Z porównania obu obrazów termowizyjnych wynika, że obciążenie układu napędowego powoduje zmiąnę wartości temperatury, jak również jego charakterystyki izotermicznej. Z kolei na fot. 8 przedstawiono obraz termowizyjny układu wyjściowego podczas pracy głowicy na biegu jałowym.





Fot. 6a,b. a) ogólny widok głowicy, b) stopień przegrzania głowicy na biegu jałowym Phot.6a,b. a) genaral view of gearhead, b) degree of overheating of gearhead at idle running



Fot. 7. Stopień nagrzania korpusu głowicy pod obciężeniem nominalnym

Phot.7. Degree of heating of the gearhead body under nominal load



Fot. 8. Obraz termowizyjny układu planetarnego głowicy Phot.8. Thermovision image of the planetary system of the gearhead

- 245 -



Rys. 34.1a,b. Rozkład izoterm dla korpusu przekładni KWB-3RDU na biegu jsżowym (a) oraz pod obciążeniem nominalnym (b)

Fig. 34.1a,b. Isotherm distribution for the frame of transmission gear KWB-3RDU in idle run (a) and under nominal load (b) Opierając się na uzyskanych termogramach eporządzono wykresy rozkładu temperatur dla przekładni organu urabiającego kombajny KWB-3RDU. Na rya. 34.1a,b przedstawiono rozkłady izoterm dla głowicy 3RDU/307 odpowiednio na biegu jałowym (rys. 34.1a), a następnie pod obciążeniem nominalnym (rys. 34.1b) dla ramion zamontowanych odpowiednio na zabiór prawy i lewy. Obciążenie układu wywiera istotny wpływ na zmianę rozkładu temperatur, powodując nie tylko jej wzrost, lecz również wpływa dość znacznie na zmianę charakterystyk otrzymanych izoterm. Celem zobrazowania rozkładu temperatur na korpusie głowicy, przeprowadzono podział płaszczyzny korpusu głowicy wg symetrycznej sieci podziałowej, a poszczególne pola podziału oznaczono kolejnymi literami alfabetu (a,b,c,...), co pokazane zostało na rys. 34.2. Badaniami termicznymi objęto w sumie 10 głowic KWB-3RDU, które umownie oznaczono:

1 - 307, 2 - 308, 3 - 358, 4 - 416, 5 - 419, 6 - 425, 7 - 426, 8 - 427, 9 - 1273, 10 - 1345.

Uwzględniając przyjętą sieć podziałową, dla zobrazowania stanu nagrzania poszczególnych obszarów korpusu, wyznaczono wartości średnie temperatur w poszczególnych polach podziałowych, które następnie wpisano w poszczególne sektory sieci podziałowej (rys. 34.2) podczas obciążenia nominalnego przekładni. Następnie na rys. 34.3a,b,c przedstawiono wartości



Rys. 34.2. Symetryczna sieć podziałowa płaszczyzny czołowej przekładni KWB-3RDU wraz z zaznaczonymi temperaturami średnimi

Fig. 34.2. Symmetrical division network of the face plane of the transmission gear KWB-3RDU with marked mean temperatures



- 248 -





Fig. 34.3a,b,c. Distribution of temperature values in the marked division sectors respectively (e,f) (a), (h,g) (b), (a,d) (c)


on R - h. Symposis officialities to provide the set of the set of

- 251 -



Fig. 24. hashing Chetrikehing of Baldardting velows in the marked Electrics marked electrics

- 252 -

- 253 -

temperatur odpowiednio w sektorach (s.f), (h.g), (a,d) wyróżniających się stosunkowo ekstremalnymi wartościami temperatur, zaznaczone po prawej stronie prostokąty odzwierciedlają wartości średnie temperatur w odpowiednich sektorach. Celem wyraźnego uwypuklenia dynamiki zmian temperatury, na rys. 34.4a,b zobrazowano względne zmiany temperatur w dB, w odniesieniu do najmniejszej wartości temperatury, którą zaobserwowano w danym sektorze określonej głowicy.

Przedstawiona metoda pozwala wyodrębnić głowice, cechujące się podwyższonym etanem cieplnym, za który odpowiedzialne są głównie elementy kinematyczne, leżące w bezpośrednim sąsiedztwie określonych sektorów. Podwyższony etan cieplny niektórych głowic już w początkowej fazie może świadczyć o zwiększonych procesach oporu ruchu niektórych elementów, a zatem o ich gorszym stanie technicznym [74]. Dodatkowa energia wydatkowana na pokonanie zwiększonych siż tarcia zostaje zamieniona na ciepło, podwyższając istotnie temperaturę m.in. żożysk tocznych, przez co wydatnie mogę ulegać zmniejszeniu ich własności wytrzymałościowe.

Rozkład zmian poziomu temperatury w sektorach (e) i (f) (rys. 24.3c) jest podobny, z uwagi na bliskie sąsiedztwo obu sektorów oraz występujące termiczne sprzężenia zwrotne pomiędzy elementami kinematycznymi leżęcymi w obrębie tych sektorów. Prowadzi to do wyrównania temperatur w obu sektorach, ujawniając w efekcie brak ich wyraźnego zróżnicowania, czego dowodem jest występowanie tych samych izoterm przebiegających przez oba sektory w przypadku niektórych głowic. Rozkad poziomu temperatury w sektorze (h) cechuje się mniejszym zakresem zmian (rys. 34.4a), jednak struktura tych zmian jest zupełnie analogiczna jak w przypadku sektorów (e) 1 (f). We wszystkich trzech sektorach majmniejszę wartość temperatury zaobserwowano dla głowicy N = 8 i z tego względu za poziom odniesienia przyjęto właśnie wartość tej temperetury minimalnej.

Największym poziomem zmian temperatury w sektorach (e,f) charakteryzuję się głowice N = 7, 10, których różnice temperatur względem wartości minimalnej wynoszę odpowiednio  $(\Delta T_{7,10})^6 = 12^{\circ}C$ ,  $(\Delta T_7)^{\circ} = 10^{\circ}C$ ,  $(\Delta T_{10})^{\circ} = 11^{\circ}C$  (rys. 34.4a).

Interesujące są dane reprezentowane przez rys. 34.3c, 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, wartość minimalną temperatury zaobserwowano dla głowicy N = 6, natomiast maksymalne poziomy zmian temperatury, występujące w sektorach (a,d), ujawniono dla gpowic N = 4, 9. Różnice maksymalnych temperatur zaobserwowane dla tych głowic względem wartości minimalnej jaką cechuje się głowica N = 6, wynoszą odpowiednio:  $(\Delta T_4)^8 = 7^{\circ}C$ ,  $(\Delta T_9)^8 = 8^{\circ}C$ ,  $(\Delta T_4)^d = 7^{\circ}C$ ,  $(\Delta T_9)^{d} = 12^{\circ}C$ . Tak duże różnice temperatur, czy też odpowiedające im poziomy względne – występujące dla wyszczególnionych głowic, winny stać się sygnałem świadczącym o występowaniu dużych oporów ruchu, powodujących wydzielania się nadmiernej ilości ciepłe w odpowiednich parach kinematycznych badanego układu napędowego. 35. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE Z BADAŃ TERMICZNYCH

sumious shetremaloyat maricalatani tanparatur, assnaphon pd stama

Dokumentowanie wyników pomiarowych za pomocę zdjęć termograficznych pozwala na prowadzenie bardzo dokładnej analizy termicznej badanych maezyn, jednak należy podkreślić, że sama procedura stanowi operację dość skomplikowaną, wymagającą dużego doświadczenia z zakresu samej techniki wykonywania i interpretacji zdjęć termograficznych.

Przeprowadzone badania stanowiskowe potwierdziły przydatność wykorzystania promieniowania podczerwonego do określenia rozkładów termicznych badanych maszyn. Szczególnie przydatna okazała się tutaj kamera telewizyjna, dzięki której można było określić nie tylko sam rozkład temperatur, lecz również gradienty temperatur. Analiza uzyskanych wyników zakodowanych w otrzymanych obrazach termograficznych pozwoliła na przyjęcie następujących wniosków końcowych:

- Znaczne zróżnicowania rozkładu temperatur na powierzchni korpusu głowicy stanowię odzwierciedlenie procesów dynamicznych, występujących w elementach kinematycznych sąsiadujących bezpośrednio z rejestrowanymi obszarami termicznymi;
- Obciążenie układu powoduje generalnie wzrost temperatury, której rozkład cechuje się zwacznie większę dynamikę zmian;
- Przeprowadzona sieć podziałowa płaszczyzny czołowej korpusu pozwoliła na przyporządkowanie poszczególnym elementom podziałowym odpowiednich temperatur średnich, co obrazuje intensywność procesów cieplnych w poszczególnych sektorach;
- Stwierdzenie różnic temperatur w poszczególnych sektorach dla kolejno badanych głowic, pozwoliło ujawnić głowice cechujące się podwyżązonym stopniem nagrzenia, 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 saktorach, stanowią dobre miary diagnostyczne, pozwalając wyodrębnić głowice cechujące się podwyższonym promieniowaniem cieplnym.

Na podstawie przeprowadzonych badań można wnioskować, że przydatność termowizji w badaniach naukowych zmierzających do poprawy jakości, jak również niezawodności działania maszyn górniczych, została w pełni potwierdzone. Celowe wydaje się tutaj prowadzenie szeroko pojętych badań związanych ze znalezieniem właściwego algorytmu pozwalającego na przyporządkowanie określonym rozkładom czy zmianom temperatury właściwych i skutecznych zasad interpretacyjnych zachodzących zjawiek dynamicznych.

story magledne - systepujate dle systemadinismych gizelo, winny eted alsygnales emindetecym o występnentu duzych sporém ruchu, posodujecych mydzialadie ele nedziernej tlošol otepłe w odpostednich pereon kinesetycoruch bedesece ubjedu perufacelo.

(ATG), a 12°C. Tax duta reance imageratur, tay int adpuntada ate to De

Zagadnienie identyfikacji parametrów dynamicznych złożonych układów mechanicznych stanowi bardzo ważną dziedzinę wiedzy, zmierzającą do opracowania metod skutecznej kontroli jakości i niezawodności funkcjonowania maszyn górniczych.

Dotychczas problematyka ta była najczęściej ograniczona do prostych układów mechanicznych, w których wykorzystywano podstawowe funkcje losowe opisujące procesy wibroakustyczne. Bardzo mało jest prac wykorzystujących jednocześnie różne metody identyfikacyjne, związane z analizą szeregu procesów towarzyszących pracy maszyn w ustalonych warunkach zewnętrznych. Z tego względu eutor uznał za celowe podjęcie tematyki identyfikacji diagnostycznej złożonych systemów technicznych, uwzględniając przy tym szereg metod teoretyczno-doświadczalnych, umożliwiającycj ocenę stanu dynamicznego badanych obiektów. Z wyżej przedstawionych powodów zostały wykonane niniejsze badania, których głównym celem było oprecowanie metod pozwalających na ocenę etanu maszyny, jak również podanie algorytmów postępowania praktycznego, wykorzystując przy tym cztery różna dziedziny badeń, a mianowicie:

 Modelowanie fizyczno-matematyczne układu napędowego głowicy remieniowej, pozwalające na wyznaczenie podstawowych paramstrów dynamicznych układu, jak również wzajemnych oddziaływań w parach kinematycznych;

2. Procesy wibracyjne towarzyszące pracy każdej maszyny, a utworzone na ich bazie estymaty kierunkowe pozwoliły na przeprowadzenie klasyfikacji stanu dynamicznego nie tylko całego układu, lecz również głównych elementów kinematycznych;

3. Zjawisko emisji akustycznej obejmujące seperację czasowo-amplitudową akustycznych fal sprężystych generowanych w procesie badań stanowiskowo-laboratoryjnych, umożliwiającą znalezienie korelacji pomiędzy określonymi estymatami sygnału AE niektórych elementów układu poddanych jednoosiowemu naprężeniu ściskającemu;

4. Procesy cieplne generowane przez układ napędowy głowicy, rejsstrowana następnię przez system termowizyjny, który pozwolił na wyznaczenie rozkładu izotermicznego w poszczególnych obszarach korpusu głowicy, odzwierciedlając w ten sposób obszary charakteryzujące się ponadnormatywnym tarciem w parach kinematycznych.

Przedstawione metody oraz szczegóżowa opisy badań doświadczalnych wraz z uzyskanymi wynikami w warunkach laboratoryjnych i przemysłowych nie miały na celu zamknięcia zagadnień identyfikacji stanu dynamicznego maszyn, lecz zmierzały do pokazania szerokich możliwości zastosowań tego typu badań dla oceny stanu maszyny, jak również przedstawienie trudności oraz złożoności problemów związanych z praktycznym wykorzystaniem opisanych metod.

peprent avant invoiri à consectional produbuentyin assign géralezych, a a subarka a tim de photanta koetroe ekanicatenti zelezanych z wydluzeDaleze prace naukowo-badawcze z tej dziedziny winny przyczynić się do poprawy stanu jakości i niezawodności produkowanych maszyn górniczych, a w związku z tym do obniżenia kosztów eksploatacji związanych z wydłużeniem czasu ich bezawaryjnej pracy.

Antonio and a second second

Dervenesse problementing to byth hereinferer workhigtone de priveryalt to Linky outre vonce to antedotalayer, wollow with work vonce the orthogen a transfer herizen absolution 2 aveas, presidentes toy on president manual and sont quanta . or at 1 yearings, wyhar cyst up a przy tym manery, rikow śriankalny - Obtatute willow country contraints errors reconsidents a dated - House any more than to write any or some the second of the second of the second of the never that to be not a set of several a second a systematic of the new search readed the costs real conting minumentation in the sector device states and a sector provident and the second second in the second type bieden alle oceny stano seeryny. Jak również przedstawienie irudnożol ores slotened-1 prohlades sutaranyoh z prektystnys sykorzysianias spiese

## LITERATURA

weathermolecular that and we represent the set of the department of all the reading the

- Adamczyk J.: Wybrane zagadnienia wibroakustycznej diagnostyki maszyn. Zeszyty Naukowe AGH, z. 101, Kraków 1979.
- [2] Bartelmus W.: Zastosowanie niektórych estymatorów statystycznych sygnału drganiowego jako kryterium oceny stanu zazębienia. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, S. Górnictwo; z. 103, 1979.
- Bendat J.S., Piersol A.G.: Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych. PWN, Warszawa 1976.
- [4] Blake M.P., Mitchell W.: Vibration and Acoustic Measurement Handbook, New York-Washington, 1972.
- Bołotin W.W.: Primienienie metodow teorii nadieżnosti i wierojatnosti w rasczetach soorużenii. Moskwa 1971.
- Burnikowski T.: Termowizja w diagnostyce i racjonalnej eksploatacji. Eksploatacja Maszyn nr 5-6, 1985.
- [7] Cempel Cz.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT, Warszawa 1982.
- [8] Cempel Cz.: Metody wibroakustycznej diagnostyki maszyn. Archiwum Budowy Maszyn, nr 2, 1978.
- [9] Cempel Cz.: Emisja akustyczna i jej wykorzystanie. Eksploatacja i Dozór, nr 7, 1980.
- [10] Cempel Cz.: Wibroakustyka stosowana. PWN, Warszawa Poznań 1978.
- [11] Dyla K., Łuczkiewicz H.: Ocena stanu technicznego podzespołów kombajnów górniczych. Przegląd Mechaniczny z. 3, 1987.
- [12] Engel Zb.: Ochrona środowiska pracy przed drganiami i hałasem Akademia Górniczo-Hutnicza, Kraków 1980.
- [13] Eykhoff P.: Identyfikacja w układach dynamicznych. PWN, Warszawa 1980.
- [14] Eschmann P., Habsbergen L.: Die Wälzlagerpraxis. Wien Oldenbourg Verlag 1978.
- [15] Handzel Z., Ziemba S.: Fizyczne aspekty trwałości i niezawodności obiektów technicznych, Warszawa - Poznań 1976.
- [16] Hebda M., Niziński S., Pelc H.: Podstawy diagnostyki pojazdów mechanicznych. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, Warszawa 1980.
- [17] Iwanow W.I.: O wozmożnych formach signałow akusticzeskoi emisii. Diefektoskopija, nr 5, 1979, s. 93-101.
- [18] Jawlenskji A.K., Jawlenskji K.N.: Teoria dinamiki i diagnostiki sistem trenija kaczenija. Leningrad, Izdat. Leningradskowo Univ. 1978.
- [19] Kamiński E., Nadolski W., Ziemba S.: Cele i metody współczesnej diagnostyki maszyn. Archiwum Budowy Maszyn, nr 1, 1972.
- [20] Kittel C.: Wstęp do fizyki ciała stałego. PWN, Warszawa 1974.
- [21] Łączkowski R.: Wyważanie elementów wirujących. WNT, Warszawa 1979.
- [22] Malcherek K.: Dynamika obrabiarek. WNT, Warszawa 1974.
- [23] Michalski R.: Metodyka pomiarów akustycznych. IWZZ, Warszawa 1985.
- [24] Müller L.: Określenie współczynnika rozkładu obciążenia na zębach prostych. Przegląd Mechaniczny, nr 7, 1962.

- [25] Müller L.: Nowy model dynamiczny przekładni walcowej o zębach prostych. Przegląd Mechaniczny, nr 21, 1974.
- [26] Müller L.: Przekładnie zębate (projektowanie). WNT, Warszawa 1979.
- [27] Muller L.: Badania diagnostyczne kół zębatych. Przegląd Mechaniczny, nr 7, 1974.
- [28] Müller L.: Wyniki badań modelowych przekładni o zębach skośnych. Przegląd Mechaniczny, nr 10, 1979.
- [29] Müller L.: Przekładnie obiegowe. PWN, Warszawa 1983.
- [30] Müller J.E.: Thermografie und ihre Anwendungen. Feingeratechnik, nr 9, 1972.
- [31] Nichlos R.: Acoustic Emission. Appl. Sci. Publ. London 1976.
- [32] Pawłow B.W.: Badania diagnostyczne w technice. WNT, Warszawa 1967.
- [33] Pilecki S.: Wstęp do dyfuzyjnej teorii zmęczenia metali. Prace IPPT PAN, Warszawa 1971.
- [34] Pilecki S.: Dislocation-diffusion mechanizm of fatique crack formation, Fracture 1977, ICF4, Waterloo, Canada, Vol. 12.
- [35] Pilecki S.: Wykorzystanie EA w badaniach własności mechanicznych i pękania ciał stałych. Archiwum Akustyki, z. 1, 1986.
- [36] Pollock A.: An introduction to acoustic emission and practical exemple. The Journal of Environmetal Sciences March/April, 1979.
- 37 Pollock A.: Trans. Tech. Publications, 1980.
- [38] Ribin E.I., Kotpiarenko Ł.W.: Podgotowka rasczetnoj schiemy dlia dinamiczeskich rasczietow korobok skorostiej. Stanki i Instrumenty, nr 10, Moskwa 1963.
- [39] Rudowski G.: Termowizja i jej zastosowanie. Wyd. Komunikacji i Łączności, Warszawa 1978.
- [40] Rudzki T.: Zasada pracy termowizji Thermovision 750, KOMAG, 1978.
- [41] Ryś J.: Analiza obciążeń statycznych i dynamicznych w walcowych przekładniach zębatych. Mechanika. Zeszyty Naukowe nr 6, Politechnika Krakowska.
- [42] Ryś J.: Sztywność zębów prostych walcowych kół zębatych. Przegląd Mechaniczny, nr 10, 1977.
- [43] Sikora W.: Wysokoproduktywne systemy mechanizacyjne wybierania węgla w polskim przemyśle węglowym. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, S. Górnictwo, z. 137, 1985.
- [44] Surowiak W.: Przekładnie obiegowe. PWT, Warszawa 1959.
- [45] Sztoff W.: Modelowanie i filozofia. PWN, Warszawa 1971.
- [46] Thomson R.A., Weichbrodt B.: Gear diagnostics wear detection. ASME Conf. Pap. 69-VJBR-10.
- [47] Wert Ch., Thomson R.: Fizyka ciała stałego. PWN, Warszawa 1974.
- [48] Zakrzewski T.: Impulscwe metody pomiaru niskich prędkości obrotowych w zastosowaniu do maszyn górniczych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, S. Górnictwo, z. 125, 1984.
- [49] Zakrzewski T.: Diagnostyczna metoda drganiowa w przemyśle wydobywczym. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa 12 (265), 1982.
- [50] Zakrzewski T.: Zastosowanie efektu elektretowego do pomiaru drgań maszyn i urządzeń górniczych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, nr 7-8, 172, 1983.
- [51] Zakrzewski T.: Elektretowy czujnik do pomiaru drgań mechanicznych. Materiały konferencyjne. Diagnostyka Fojazdów Mechanicznych i Maszyn Roboczych. Piła - Tuczno, 1983, s. 366-371.

- [52] Zakrzewski T.: Rozważania dotyczące wykorzystania funkcji korelacyjnych w analizie pola akustycznego hałasu przemysłowego. Materiały konferencyjne XXXI Seminarium z Akustyki. OSA-1984. Poznań, s. 316-319.
- [53] Zakrzewski T.: Identyfikacyjna metoda lokalizacji udarowych impulsów wibroakustycznych w badaniach maszyny wyciągowej. Prace Badawcze -KOMAG, z. 3, Gliwice 1984.
- [54] Zakrzewski T.: Ocena stanu wibroakustycznego głowic górniczych kombajnów ścianowych. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, nr 4/180, 1984.
- [55] Zakrzewski T., Sikora W.: Ocena przydatności dyskryminant amplitudowowidmowych w procesie wibroakustycznego diagnozowania głowic ramieniowych kombajnów ścianowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, S. Górnictwo, z. 137, 1985.
- [56] Zakrzewski T., Sikora W.: Próba klasyfikacji stanu dynamicznego głowic ramieniowych KGS-320 w oparciu o bezwymiarowe estymaty amplitudowokierunkowe. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, S. Górnictwo, z. 147, 1987.
- [57] Zakrzewski T., Sikora W.: Application of wibroacoustical 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, s. 235-251.
- [58] Zakrzewski T.: Kontrolne badania wibroakustyczne głowic kombajnów KGS-320. Prace Badawcze - KOMAG, z. 6, Gliwice 1985.
- [59] Zakrzewski T.: Wpływ kierunku obrotu wału wyjściowego głowic ramieniowych na wartość liczbową niektórych estymat amplitudowo-widmowych. Archiwum Budowy Maszyn, z. 1, 1987, s. 47-67.
- [60] Zakrzewski T.: Spectral analysis of vibrations in control investigations of vibroacoustic heads KGS-320. Archives of Acoustics. Vol 12, nr 2, 1987.
- [61] Zakrzewski T.: Rozróżnialność stanów dynamicznych w procesie kontrolnej diagnostyki wibracyjnej głowic ramieniowych KGS-320. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, nr 2, 1988.
- [62] Zakrzewski T.: Obniżenie hałasu technologicznego bębnów czyszczących. Przegląd Mechaniczny, nr 12, 1986, s. 6-9.
- [63] Zakrzewski T.: Zwalczanie hałasu technologicznego w przemyśle metalowym. Ochrona Pracy, nr 3, 1986, s. 16-19.
- [64] Zakrzewski T. i inni: Influenta sarcinii pe o osie asupra formei EA a inpulsurilor in huila. Al IV-Lea Simpozion National de Tensometie. Brasov-Romania, 24-27 septembrie 1986.
- [65] Zakrzewski T., Siwy J.: Wykorzystanie metody emisji akustycznej do oceny stanu dynamicznego głowic ramieniowych kombajnów ścianowych KGS-320. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa nr 5/213, 1987.
- [66] Zakrzewski T.: Kontrola stanu zdatności maszyn górniczych w oparciu o decyzyjne wskaźniki fenomenologiczno-doświadczalne. Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa, z. 2/211, 1987.
- [67] Zakrzewski T., Opilski A.: Wykorzystanie ultradźwięków w badaniach diagnostycznych głowic ramieniowych kombajnów ścianowych (po angielsku), ULTRAZWUK - konferencja. Wilno. 1987.
- [68] Zakrzewski T. i inni: Wykorzystanie metody emisji akustycznej do określenia zmian naprężeń w skałach w świetle badań modelowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, S. Górnictwo, z. 137, 1985.
- [69] Zakrzewski T. i inni: Zastosowanie emisji akustycznej do prognozowania tąpań górotworu. Materiały konferencyjne. Zastosowanie metod geofizycznych w górnictwie kopalin stałych. Jaworze, 6-8 listopad 1985, s. 345-354.

- [70] Zakrzewski T., Chudek M.: Zastosowanie emisji akustycznej w badaniach stanów deformacyjno-naprężeniowych w górotworze w otoczeniu wyrobisk górniczych. Przegląd Górniczy, nr 5, 1985.
- [71] Zakrzewski T., Kusak E.: Ocena przydatności prostych estymat drganiowych w diagnostyce eksploatacyjnej łożysk tocznych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, S. Mechanika, z. 86, 1987, s. 185-205.
- [72] Zakrzewski T.: Wpływ obciążenia układu napędowego głowic kombajnowych na zmianę klasyfikacji stanu dynamicznego. Przegląd Mechaniczny (w druku).
- [73] Zeldowicz J.B., Rajzer J.P.: Fizyka udarnych woln i wysokotemperaturnych gidrodynamiczeskich jawlenji. Moskwa 1963.
- [74] Young P.A.: Thermal Viewer for Police Use-International Conference on Low higt and Thermal Imaging Systems, Brighton 1975.

(1) Constraint encoding of anyone formal billion is the second state of the second

a three shadow as a manifold way in provide a monorphic to spin to a monorphic to the put

Streszczenie

second in the party second at the

W pracy rozważa się zagadnienie identyfikacji parametrów dynamicznych i wykrywania niesprawności głowic kombajnowych za pomocą analizy zjawisk towarzyszących pracy maszyny.

Praca składa się z dwóch zasadniczych części: teoretycznej i doświadczalnej. W części teoretycznej opierając się na wprowadzonym modelu dynamicznym układu napędowego głowicy kombajnu KGS-320 o 10 stopniach swobody, z uwzględnieniem sprzężenia elektromechanicznego, wyznaczono oddziaływania dynamiczne w poszczególnych parach kinematycznych.

W części doświadczalnej wykorzystywane są trzy oddzielne metody oceny stanu dynamicznego, uwzględniające procesy wibracyjne, wysokoczęstotliwościowe zjawisko emisji akustycznej oraz procesy termiczne.

Przedstawiono ogólnie znane estymaty procesów wibracyjnych, takie jak: wartość skuteczna, średniokwadratowa, funkcja gęstości widmowej mocy, cepstrum, częstotliwość Rice'a. Opisano sposób ich wykorzystania dla celów identyfikacji stanów dynamicznych maszyn, jak również wskazano na szereg ograniczeń związanych z ich wykorzystaniem w przypadku złożonych układów mechanicznych. Następnie przedstawiono oryginalną metodę estvmacji sygnału wibracyjnego, minimalizującą wpływ transmitancji układu na wartość wprowadzonych miar względnych. Opierając się na wprowadzonych estymatach kierunkowych, przeprowadzono względną klasyfikację stanów dynamicznych badanych głowic, wskazując jednocześnie na jej aspekt praktyczny.

Druga metoda badań dotyczyła sposobu wykorzystania zjawiska emisji akustycznej w procesie identyfikacji różnorodnych struktur mechanicznych określonych elementów kinematycznych układu napędowego głowicy. Wprowadzone estymaty sygnałów emisji akustycznej umożliwiły znalezienie istotnej współzależności w charakterze zmian sygnałów emisji akustycznej, emitowanych w procesie badań laboratoryjno-stanowiskowych wybranych elementów układu napędowego. Opracowane dla tej metody odpowiednie algorytmy obliczeniowo-pomiarowe mogą posiadać duże znaczenie praktyczne związane z zagadnieniem identyfikacji z żożonych układów mechanicznych.

Trzecia dziedzina badań doświadczalnych dotyczyła termowizyjnego wyznaczenia rozkładu temperatur na powierzchni korpusu głowic kombajnowych. Opierając się na uzyskanych wynikach rozkładu izoterm wyodrębnione zostały głowice cechujące się ponadgranicznym promieniowaniem cieplnym, świadczącym o nadmiernym tarciu występującym w niektórych parach kinematycznych układu.

Zaprezentowane metody pomimo pewnych ograniczeń i trudności pomiarowych mogą w postaci uproszczonej być zastosowane w badaniach identyfikacyjnych dowolnych układów mechanicznych. В работе оговариваются вопросы идентификации динамических параметров и обнаружения неисправностей комбайновых головок при помощи анализа явления имеющих место во время работы машины.

Резюме

Работа состоит из двух основных частей - теоретической и экспериментальной. В теоретической части на основе динамической модели приводной системы головка комбайна КГС-320 с 10-степенями свободы с учётом электромеханического сопряжения, определены динамические воздействия в отдельных кинематических парах.

В экспериментальной части использования три разные методы оценки динамического состояния, учитывающие вибрационные процессы, высокочастотные явл. – ние аккустической эмиссии а таку термические процесси. Представлен» общеизвестные оценки вибрационных процессон такие как: действующая и среднеквадратическая величина, функция спектральной плотности мощности серstrum, частота Райса. Показан способ их использования для целей идентификации динамических состояний мачин. Указаны также некоторые ограничения, связанные с их использованием в случае сложных механических систем. Далее представлен подлинный метод оцечки вибрационного снгнала, минимизирующего влияние передаточной функции системы на величину введённых относительных мер. На основе введённых направленных оценок, проведена относительныя классификация динамических состояний исследуемых головок, с одновременным указанием практической стороны дела.

Второй метод исследований касался способа использования явления аккустической эмиссии в процессе идентификации различных механических структур, определённых кинематических влементов приводной системы головки. Введенные оценки сигналов аккустической эмиссии позволили найти существенную зависимость в природе изменений сигнала аккустической эмиссии, полученных во время лабораторных исследований выбранных элементов приводной системы. Для этого метода разработаны соответствующие расчетные и измерительные алгоритмы, которые имеют большое практическое значение для проблем идентификации сложных механических систем.

Третья сторона асследовательских работ касалась термовизионного определения распределения температур на поверхности корпуса комбайновых головок. На основе полученных результатов распределения изотерм были выделелы головки со сверхграничным излучением тепла, что указывало на слишком большое трение выступающее в некоторых кинематических парах.

Предложенные в работе методы могут применятся в исследованиях по идентификации различных механических систем.

more w protect uproactrone; byd unathemakne w hadaniach identytikacyjnych

The paper deals with the problem of identification of dynamic parameters and fault finding of combine heads by means of an analysis of the phenomena accompanying the performance of the machine.

It is composed of two principal parts: theoretical and experimental. In the theoretical part, the dynamic influence in the particular kinematic couples has been determined on the basis of the introduced dynamic model of the power transmission system of KGS-320 combine head with 10 degrees of freedom, with due consideration to the electromechanic coupling.

In the experimental part, three seperate methods of estimation of the dynamic state have been applied taking into account the vibration processes, high-frequency phenomenon of acoustic emission, as well as the thermal processes.

The well known estimates of vibration processes such as rms value, mean square value, the function of spectrum density of power, cepstrum? Rice's frequency, have been presented in general. A way of using them to identify the dynamic conditions of machines, as well as a number of limitations connected with their use in the case of complex mechanical systems have been described. Next, an original method of estimating the vibration signal minimizing the effect of the system transmittance on the value of the introduced relative measures has been presented. On the basis of the introduced direction estimates, a relative classification of the dynamic conditions of the heads tested has been made with due consideration to its practical side.

The second method of investigations referred to the way of applying the phenomenon of acoustic emission in the process of identification of the various mechanical structures of some definite kinematic elements of the head driving system. The introduced estimates of the acoustic emission signals made it possible to find the essential interdependence in the character of the changes of the acoustic emission signals emitted in the process of laboratory stand studies of the selected elements of the power transmission system. Suitable computational - measuring algorithms elaborated for this method may be of great practical value connected with the problem of identification of complex mechanical systems.

The third field of experimental studies referred to the thermovision determination of temperature uniformity on the surface of the combine head body. On the basis of the obtained results of isotherm distribution, the heads with overlimit thermal radiation which are an evidence of excessive friction in some kinematic couples of the system have been distingushed.

The methods presented can be used in spite of certain limitations and measuring difficulties in identification studies of any mechanical systems.



WYDAWNICTWA NAUKOWE I DYDAKTYCZNE POLITECHNIKI ŚLĄBKIEJ MOŻNA NABYĆ W NASTEPUJACYCH PLACÓWKACH:

44-100 Gliwice — Księgarnia nr 096, ul. Konstytucji 14 b
44-100 Gliwice — Spółdzielnia Studencka, ul. Wrocławska 4 a
40-950 Katowice — Księgarnia nr 015, ul. Żwirki i Wigury 33
40-096 Katowice — Księgarnia nr 005, ul. 3 Maja 12
41-900 Bytom — Księgarnia nr 048, Pl. Kościuszki 10
41-500 Chorzów — Księgarnia nr 063, ul. Wolności 22
41-300 Dąbrowa Górnicza — Księgarnia nr 081, ul. ZBoWiD-u 2
47-400 Racibórz — Księgarnia nr 148, ul. Odrzańska 1
44-200 Rybnik — Księgarnia nr 162, Rynek 1
41-200 Sosnowiec — Księgarnia nr 181, ul. Zwycięstwa 7
41-800 Zabrze — Księgarnia nr 230, ul. Wolności 288
00-901 Warszawa — Ośrodek Rozpowszechniania Wydawnictw Naukowych PAN — Pałac Kultury i Nauki
Wszystkie wydawnictwa naukowe i dydaktyczne zamawiać można poprzez Składnicę
Ksiegaraka w Warszawie, ul. Mazowiecka 9

- 13.

-----