ZESZYTY
NAUKOWE
POLITECHNIKI
ŚLĄSKIEJ

GÓRNICTWO

Z. 103
GLIWICE
1979

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 616

WALTER BARTELMUS

ZASTOSOWANIE NIEKTÓRYCH ESTYMATORÓW STATYSTYCZNYCH SYGNAŁU DRGANIOWEGO JAKO KRYTERIÓW OCENY STANU ZAZĘBIENIA

PL ISSN 0372-9508

35 lat POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ W SŁUŻBIE SOCJALISTYCZNEJ OJCZYZNY

GLIWICE 1979

OPINIODAWCY

Prof. dr hab. inż. Jerzy Antoniak
Prof. dr hab. inż. Czesław Cempel
Prof. dr hab. inż. Ludwik Muller

REDAKTOR NACZELNY WYDAWNICTW UCZELNIANYCH
POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ
Jan Bandrowski

REDAKTOR DZIAŁU
Mirosław Chudek

SEKRETARZ REDAKCJI
Wojciech Mikołajków

OPRACOWANIE REDAKCYJNE
Anna Błażkiewicz

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Śląskiej

Dział Wydawnictw Politechniki Śląskiej
Gliwice, ul. Kujawska 2

Nakł. 200+90 Ark. wyd. 7 Ark. druk. 7,75 Papier offset. kl. V. 70x100, 78 g
Oddano do druku 24.7.1979 Podpis. do druku 1.9.1979 Druk ukończ. w październiku 1979
Zamówienie 986/79 G-23 Cena zł 18.—

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

Na wstępie chciałbym podziękować za dyskusję, uwagi merytoryczne i redakcyjne na temat przedstawionej pracy: Prof. dr hab. Jerzemu Antoniakowi z Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, Prof. dr hab. Czesławowi Cemplowi z Instytutu Mechaniki Technicznej Politechniki Poznańskiej, Prof. dr hab. Ryszardowi Haglowi z Instytutu Metrologii Elektrycznej i Elektronicznej Politechniki Śląskiej, Prof. zw. dr hab. Ludwikowi Müllerowi z Politechniki Śląskiej, Prof. dr hab. Antoniemu Śliwińskiemu z Instytutu Fizyki Uniwersytetu Gdańskiego.

Dziękuję również pracownikom Instytutu Mechanizacji Górnictwa Politechniki Śląskiej, że przyczynili się do ukazania przedstawionej pracy. W szczególności dziękuję mgr inż. Andrzejowi Studzińskiemu oraz technikowi Dorocie Matlińskiej za pomoc przy wykonywaniu badań.

SPIS TREŚCI

Str.

1. WSTĘP 7

2. WPROWADZENIE W AKTUALNY STAN WIEDZY W ZAKRESIE DIAGNOSTYKI DRGANIOWEJ MASZYN 13

2.1. Podstawy diagnostyki drganiowej 13

2.2. Klasy stanów 14

2.3. Podsumowanie rozdziału drugiego 16

3. PODSTAWY DIAGNOSTYKI STANU ZAZĘBIENIA 19

3.1. Struktura widma drgań i hałasu przekładni zębatej jako wynik stanu zazębienia 19

3.2. Stan wiedzy o diagnostyce zazębienia 22

4. CEL PRACY I OBIEKT BADAŃ ORAZ ZAŁOŻENIA PRACY 25

4.1. Cel pracy 25

4.2. Obiekt badań 25

4.3. Założenia i główna teza pracy 26

5. PODSTAWY ANALIZY PRZEJŚCIA SYGNAŁÓW DIAGNOSTYCZNYCH 29

5.1. Analiza drogi przejścia sygnału diagnostycznego od źródła do punktu odbioru sygnału 29

5.2. Przejście informacji o stanie maszyny między źródłem a punktem odbioru sygnału diagnostycznego 31

6. PODSTAWY MATEMATYCZNE OCENY PODOBIEŃSTWA SYGNAŁÓW DIAGNOSTYCZNYCH 34

7. BADANIA WSTĘPNE 37

7.1. Badania związków korelacyjnych między sygnałami diagnostycznymi 37

7.2. Badania niektórych przyczyn zmniejszających wartości współczynników koherencji 42

7.3. Badania nad zmianą transmitancji przejścia informacji diagnostycznych 43

7.4. Wnioski do rozdziału siódmego 46

8. WYKORZYSTANIE ESTYMATORÓW FUNKCJI AUTOKORELACJI, KORELACJI WZAJEMNEJ ORAZ FUNKCJI GĘSTOŚCI WIDMOWEJ DO OCENY STANU ZAZĘBIENIA . 47

9. PODSTAWY KOHERENCYJNEJ METODY DIAGNOSTYCZNEJ OCENY STANU MASZYN . 48

9.1. Analiza modeli przejścia sygnałów diagnostycznych w maszynie 48

9.2. Założenia i opis koherencyjnej metody diagnostyki 58

9.3. Oszacowanie parametrów sygnału diagnostycznego 61

9.4. Klasy stanów zazębienia przekładni zębatych 65

Str.

9.5. Procedura oceny diagnostycznej w koherencyjnej metodzie diagnostyki 67

9.6. Dodatkowe rozważania dotyczące porównywania stanów w koherencyjnej metodzie diagnostyki 67

9.7. Podsumowanie rozdz. 9 69

10. ZASTOSOWANIE KOHERENCYJNEJ METODY DIAGNOSTYKI DO OKREŚLENIA STANU ZAZĘBIENIA 70

11. PODSUMOWANIE CAŁOŚCI PRACY 79

DODATEK 84

D.1. OPIS APARATURY I STANOWISK DO BADAŃ 84

D.1.1. Matematyczne podstawy do metody pomiarowej funkcji koherencji stosowanej w pracy 84

D.1.2. Opis aparatury 86

D.1.3. Opis stanowisk do badań 91

D.2. PODSTAWY MATEMATYCZNE WYKORZYSTANIA FUNKCJI AUTOKORELACJI DO DIAGNOSTYCZNEJ OCENY STANU MASZYNY WEDŁUG [63] 94

D.3. BADANIA NAD WYKORZYSTANIEM ESTYMATORÓW FUNKCJI AUTOKORELACJI, KORELACJI WZAJEMNEJ ORAZ FUNKCJI GĘSTOŚCI WIDMOWEJ DO OCENY STANU ZAZĘBIENIA 96

D.3.1. Wykorzystanie estymatorow funkcji autokorelacji i korelacji wzajemnej do oceny stanu zazębienia 96

D.3.2. Wykorzystanie estymatora funkcji gęstości widmowej do oceny stanu zazębienia 98

D.4. ZESTAWIENIE PARAMETRÓW POMIAROWYCH DO OKREŚLANIA KLAS STANÓW ZAZĘBIENIA 103

D.5. PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA KOHERENCYJNEJ METODY DIAGNOSTYKI DO OCENY STANU TRÓJSTOPNIOWEJ PRZEKŁADNI ZĘBATEJ 105

D.6. PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA KOHERENCYJNEJ METODY DIAGNOSTYKI DO OCENY STANU ZAZĘBIENIA PRZEKŁADNI SAMOCHODOWEJ 109

D.7. GRAFICZNE PRZEDSTAWIENIE ZMIAN STANU ZAZĘBIENIA ODPOWIADAJĄCE OBSERWACJOM PRZY DŁUŻSZEJ WSPÓŁPRACY ZAZĘBIENIA 111

LITERATURA 114

STRESZCZENIA 118

1. WSTĘP

Produkcja i eksploatacja maszyn narzucają konieczność oceny ich stanu technicznego. Ocenie stanu poddaje się maszyny nowo wyprodukowane jak i maszyny zużywające się w czasie eksploatacji. Stan maszyn nowych ocenia się w celu określenia jakości i poprawności doboru cech konstrukcyjnych. Maszyny ocenia się również w miarę ich zużywania w czasie eksploatacji w celu określenia ich zdolności do dalszej bezawaryjnej pracy.

Racjonalnymi metodami określania stanu technicznego maszyny są metody diagnostyczne. Diagnostyka jest ściśle związana z zagadnieniami niezawodności. Podstawą teorii niezawodności jest stwierdzenie, że uszkodzenia maszyny są zdarzeniami losowymi. W teorii niezawodności wykorzystuje się metody weryfikacji hipotez statystycznych, które - na podstawie znanych rozkładów prawdopodobieństwa występowania jakiegoś symptomu - umożliwiają ocenę wiarygodności przypuszczenia, że maszyna znajduje się w określonym stanie technicznym. Wiąże się to jednak z trudnością zdobycia wystarczających danych statystycznych. Czas potrzebny do uzyskania tych danych jest zbyt długi w stosunku do czasu użytkowania określonej maszyny.

Diagnostyka techniczna w przeciwieństwie do teorii niezawodności przyjmuje założenie, że maszyna jest urządzeniem zdeterminowanym, co znaczy, że każdemu możliwemu stanowi maszyny odpowiadają dokładnie określone objawy zewnętrzne i przeciwnie, każdemu sygnałowi diagnostycznemu odpowiada w pełni określony stan techniczny maszyny.

Diagnostyka techniczna w przedstawionej pracy rozumiana będzie jako metody pomiaru stanu technicznego maszyny. Diagnostyka zajmuje się tworzeniem diagnostycznych metod pomiaru jak i wykorzystaniem ich do pomiaru stanu (współpracy par elementów maszyny lub pomiarem ogólnego stanu maszyny), który określa się pośrednio przez pomiar parametrów towarzyszących pracy maszyny. Każda metoda pomiarowa polega na porównywaniu ze wzorcem. Rolę wzorców stanowią klasy odpowiednich parametrów sygnału towarzyszącego pracy maszyny, które odpowiadają określonemu stanowi maszyny. Stan maszyny określa się z odpowiednią dokładnością - tym większą, im większa jest rozdzielność klas parametrów sygnału.

Zasadniczą zaletą metod diagnostycznych jest pomiar stanu w danej chwili t. Na podstawie teorii niezawodności stan ten można określić z tylko pewnym prawdopodobieństwem na podstawie długich obserwacji czynników wewnętrznych i zewnętrznych wpływających na pracę maszyny.

Nowoczesną metodą określania stanu maszyny jest diagnostyka drganiowa. Drgania mechaniczne powstające w wyniku współpracy elementów maszyny de-

starczają informacji o stanie tych elementów i nazwano je sygnałem drganiowym. Drganiom towarzyszy hałas, który również jest nośnikiem informacji o współpracy elementów. Wykorzystując drgania mechaniczne lub hałas, można ocenić stan maszyny bez demontażu, niejednokrotnie w czasie jej eksploatacji.

Między innymi z tego powodu wymieniony sposób oceny stanu maszyny spowodował aktualnie duże zainteresowanie metodami diagnostyki drganiowej lub akustycznej. Jednakże, stosując metody akustyczne, należy się liczyć z możliwościami występowania zakłóceń zewnętrznych, które mogą mieć istotny wpływ na wynik diagnozy. Można ich uniknąć, stosując specjalne komory akustyczne. Stosowanie komór akustycznych jest jednak znacznym utrudnieniem.

Przy wykorzystaniu drgań mechanicznych jako nośnika informacji o stanie maszyny zmniejszanie wpływu zakłóceń zewnętrznych jest na ogół łatwiejsze. Przedmiotem przedstawionej pracy będą głównie rozważania dotyczące metody diagnostyki drganiowej.

Drgania wywołane współpracą elementów maszyny określane są czynnikami pierwotnymi, wtórnymi oraz ruchowymi. Czynniki pierwotne zależne są od cech konstrukcyjnych oraz błędów wykonania elementów, które przekraczają dopuszczalne pola tolerancji. Czynniki wtórne zależne są od stopnia zużycia elementów, natomiast czynniki ruchowe od obciążenia, prędkości obrotowej wirujących elementów. W pracy przyjęto, że stany współpracy elementów maszyny porównywane są przy tych samych czynnikach ruchowych. Drgania powstałe w wyniku współpracy elementów rozprzestrzeniają się po całym układzie dynamicznym maszyny. Aby postawić diagnozę na podstawie drgań, odbierane są one przez jeden lub kilka przetworników zamocowanych na ściankach zewnętrznych maszyny. Drogę przejścia sygnału drganiowego od źródła, czyli miejsca oddziaływania dynamicznego współpracujących elementów, do punktu odbioru na ściance maszyny w układach liniowych opisuje się transmitancją.

Przy współpracy elementów maszyny należy rozróżnić przestrzeń (strefę) współpracy ruchowej oraz miejsca współpracy, gdzie występuje ich trwałe połączenie. W przestrzeni współpracy ruchowej powierzchnie, linie lub punkty styku elementów są w ruchu względnym lub tocznym i oddziałują na siebie dynamicznie, stanowiąc źródło drgań.

Przy przejściu sygnału przez układ dynamiczny maszyny od źródła do przetwornika ulega on zniekształceniu oraz zakłóceniom innymi źródłami drgań. W związku z tym należy wprowadzić pojęcie sygnału wejściowego generowanego w źródle oraz sygnału wyjściowego odbieranego ze ścianki maszyny. W wielu metodach diagnostycznych nie rozróżnia się konsekwentnie sygnału wejściowego od wyjściowego. Według autora pracy jest to jedna z przyczyn nieuzyskiwania pozytywnych rezultatów w wielu sposobach diagnostyki drganiowej maszyn. Zniekształcenia i zakłócenia sygnału diagnostycznego (które zależne są od miejsca odbioru sygnału diagnostycznego na ściance maszyny) powodują, że z różnych punktów ścianki otrzymuje się róż-

ne, a więc niejednoznaczne diagnozy. Należy również zaznaczyć, że może wystąpić zmiana transmitancji przejść sygnałów diagnostycznych, co jest następnym powodem niejednoznaczności otrzymywanych diagnoz. Zmianę transmitancji przejść sygnałów diagnostycznych można wykazać, porównując współpracę niezużytych elementów z elementami zużytymi.

Aby w pełni przedstawić trudności przy stawianiu diagnoz, autor prezentowanej pracy przeprowadził badania nad wykorzystaniem kilku często stosowanych estymatorów statystycznych sygnału, które stosowane są do oceny stanu elementów maszyn. Estymatory statystyczne sygnału drganiowego wykorzystano do oceny stanu zazębienia przekładni zębatych. Były to estymatory funkcji gęstości widmowej mocy, funkcji autokorelacji oraz korelacji wzajemnej sygnałów. Stosując te estymatory, uzyskano małą rozdzielność klas, a tym samym małą dokładność pomiaru stanu. Wynika to z faktu, że chociaż stan maszyny w danej chwili czasu t jest ściśle określony, a odpowiadające mu parametry sygnału wejściowego są również ściśle określone, to rozpoznanie danego stanu jest możliwe z pewnym prawdopodobieństwem. Spowodowane to jest niejednoznacznym zniekształceniem sygnału wyjściowego oraz zakłóceniem go.

Przydatność estymatorów statystycznych sygnału drganiowego do oceny stanu elementów maszyny określono na podstawie badania stanu zazębienia. Celowość takiego postępowania wynika z tego, że:

- sygnał generowany przez zazębienie jest sygnałem wielowymiarowym,
- następuje zniekształcenie i zakłócenie sygnału między źródłem (miejsce styku zębów w zazębieniu) a punktem odbioru sygnału na ściance maszyny,
- występuje zmiana transmitancji przejścia sygnału powstała w wyniku uszkodzenia zazębienia (zużycie zazębienia).

Ponieważ opisane zjawiska mogą występować częściowo lub w całości w pewnych typach maszyn, rezultaty badań zazębienia będą miały charakter ogólny.

Badania nad wykorzystaniem wymienionych estymatorów sygnału wykazały małą rozdzielność klas stanu zazębienia i to narzuca konieczność znalezienia metody diagnostycznej gwarantującej odpowiednią rozdzielność klas stanów, czyli odpowiednią dokładność określenia stanu.

Badając korelację między sygnałami diagnostycznymi, zauważono, że można zastosować funkcję koherencji zwyczajnej jako estymator sygnału diagnostycznego odzwierciedlający stan zazębienia. Zastosowanie tej funkcji wynika ze spostrzeżenia dotyczącego sygnałów. Przy odpowiednim doborze cech konstrukcyjnych sygnał drganiowy generowany przez maszynę można uznać w przybliżeniu za szum szerokopasmowy. Przy zmianie stanu takim jak uszkodzenie następuje generowanie sygnału w określonym paśmie częstotliwości lub w określonych pasmach częstotliwości. Sygnał szumu szerokopasmowego stanowi tło zakłócające, na którym ocenia się sygnały powstałe w określonych pasmach w wyniku generowania ich przez uszkodzenia. Sygnał szumu szerokopasmowego nie przenosi informacji o poszczególnych elementach ma-

szyny, co wynika z jego własności. Sygnały wąskopasmowe lub sygnały zdeterminowane generowane w określonych pasmach częstotliwości informację taką przenoszą. Celowy jest więc rozdział tych sygnałów, czyli wyselekcjonowanie sygnału informacyjnego. Jedną z podstawowych metod rozdziału (selekcji) sygnału informacyjnego od zakłócającego jest filtracja sygnału. Filtrację przeprowadza się przy pomocy filtrów o skończonej szerokości pasm. Rozdział ten nie jest idealny, ponieważ obok sygnału informacyjnego przez filtry przechodzą również sygnały zakłócające. Intensywność sygnału informacyjnego jest zależna od wartości opisującej uszkodzenie, a sygnał zakłócający jest stały.

Na podstawie zacytowanego rozumowania można wnioskować, że udział sygnału informacyjnego w stosunku do sygnału zakłócającego w określonym paśmie zależny jest od stanu diagnozowanych elementów, w jakich znajdują się one w chwili pomiaru. Udział sygnału informacyjnego w danym paśmie w sumie sygnałów (na którą składa się szum plus sygnał informacyjny) można określić ilościowo funkcją koherencji zwyczajnej. Znając zmieniający się udział sygnału informacyjnego w stosunku do szumu szerokopasmowego, można określić zmianę stanu elementów generujących dany sygnał informacyjny. Wynika z tego, że funkcja koherencji zwyczajnej jest miarą stanu technicznego elementów maszyny. W oparciu o tę funkcję opracowano metodą diagnostyki drganiowej maszyn, którą zweryfikowano, diagnozując stan zazębienia przekładni zębatych. Uzyskano odpowiednią rozdzielność klas stanów.

Istnieje możliwość sterowania tej rozdzielności, która zmienia się ze zmianą liczby punktów odbioru sygnałów diagnostycznych. Zadowalający rezultat zastosowania funkcji koherencji wynika z tego, że wartości parametrów sygnału (składowe funkcji koherencji) są wartościami względnymi. Na wartości te nie ma wpływu transmitancja przejścia sygnałów. Wspomniane wcześniej estymatory sygnałów, jak funkcje gęstości widmowej, funkcja autokorelacji itp., są wartościami bezwzględnymi i zależnymi od transmitancji przejścia sygnałów między źródłem a punktem ich odbioru.

Pozytywne rezultaty w diagnostyce stanu zazębienia uzyskali B. Weichbrodt, R.M. Stewart, stosując wartości względne. Prace tych autorów potwierdzają, że stosowanie wartości względnych jako miar odzwierciedlających stan elementów jest celowe i słuszne. Należy zaznaczyć, że w wymienionych pracach ostateczny rezultat badań nad metodą diagnostyczną nie został przedstawiony w postaci klas stanów i związanej z tym możliwości rozdzielności tych klas. Nie można więc określić, jaką dokładność określania stanu uzyskano.

Przedstawioną metodę diagnostyki opartą o funkcję koherencji, a nazwaną "koherencyjną metodą diagnostyki maszyn", można zastosować obok zazębienia do diagnozowania innych elementów maszyn, np. niektórych uszkodzeń łożysk tocznych. Metodę tę można zastosować do tego typu maszyn, dla których przy poprawnym doborze cech konstrukcyjnych oraz braku uszkodzeń generowany sygnał drganiowy będzie zbliżony do szumu szerokopasmowego. W praktyce mogą wystąpić odchylenia od założonego szumu szerokopasmowego,

może to być spowodowane np. drganiami własnymi elementów. Drgania własne nie będą jednak stanowiły przeszkody przy prawidłowym stawianiu diagnozy, jeżeli zostaną wcześniej rozpoznane i uwzględnione przy stawianiu diagnozy. Należy zaznaczyć, że drgania własne mogą być również przedmiotem diagnozy, jeżeli będzie sprawdzona prawidłowość doboru cech konstrukcyjnych. Głównym celem przedstawionej pracy jest określenie zmiany stanu spowodowanej eksploatacją lub błędami wykonania elementów przekraczającymi błędy dopuszczalne.

Przedstawioną metodę można zastosować do dowolnego układu dynamicznego maszyny, w którym wbudowane są koła zębate lub łożyska toczne. Może to być przekładnia samochodowa, obrabiarka do metali, przekładnia w maszynie górniczej lub budowlanej itp.

Zarysowane na wstępie problemy diagnostyki i ich rozwiązanie są przedstawione w pracy, która składa się z części głównej i dodatku. W dodatku poszczególne kolejne numery rozdziałów poprzedzono dużą literą D. W rozdziale 2 przedstawione są podstawowe pojęcia z diagnostyki drganiowej, które używane są w dalszych częściach pracy. W rozdziale tym przedstawione są również problemy, na które napotyka diagnostyka drganiowa oraz zarysowany jest sposób ich rozwiązania. W rozdz. 3 przedstawiono strukturę widma sygnału diagnostycznego zazębienia oraz aktualny stan wiedzy o diagnostyce zazębienia. W rozdz. 4 przedstawiono cel pracy i jej założenia. Uzasadniono celowość badań przydatności estymatorów statystycznych sygnału drganiowego do oceny stanu współpracy elementów maszyny na przykładzie diagnozowania stanu zazębienia. Ponieważ autor przedstawionej pracy uważa, że główną przyczyną niepowodzeń w diagnostyce jest brak konsekwentnego rozróżniania sygnału wejściowego od wyjściowego, problem ten przedstawiono w rozdz. 5.

Funkcja koherencji jest funkcją, na podstawie której wyciągnięto największą liczbę wniosków w przedstawionej pracy oraz na podstawie której opracowano metodę diagnostyki. Podstawy matematyczne koherencji sygnałów przedstawiono w rozdz. 6. Pomiary wstępne przedstawiono w rozdz. 7, uzasadniając celowość zastosowania funkcji koherencji do oceny stanu zazębienia.

Z rozważań i badań przedstawionych w rozdz. 1-7 można wyciągnąć wniosek, że zastosowanie estymatorów funkcji gęstości widmowej, funkcji autokorelacji i korelacji wzajemnej sygnałów jako kryteriów oceny stanu napotyka na duże trudności. Aby w pełni przedstawić ten problem, wykonano badania, które przedstawiono w rozdz. D.3.

Rozdz. 1-7 i D.3 uzasadniają konieczność rozwiązania problemu stawiania diagnozy o stanie zazębienia w nowy sposób. Rozwiązanie tego problemu przedstawiono w rozdz. 9, 10, W rozdz. 9 przedstawiono podstawy koherencyjnej metody diagnostyki. W rozdziale tym w oparciu o wcześniej wykonane badania zaproponowano model przejścia sygnałów diagnostycznych w maszynie. Model obejmuje przejście sygnałów od źródła (współpracujących elementów)

do punktu odbioru sygnałów przez czujnik. Rozdział 9 obejmuje również opis koherencyjnej metody diagnostyki jak i jej założenia, sposób oszacowania parametrów sygnału diagnostycznego, sposób wyznaczania klas stanów oraz procedurę diagnostyczną metody. W rozdz. 10 pokazano zastosowanie metody do określenia stanu zazębienia. W rozdz. 11 dokonano podsumowania całości pracy.

Wiadomości uzupełniające pracę znajdują się w dodatku, gdzie opisano aparaturę, stanowiska do badań, niektóre dodatkowe tablice wyników. Pomiary funkcji koherencji wykonywano w układzie przyrządów zestawionych przez autora pracy. Przedstawiono podstawy matematyczne zastosowanego sposobu pomiaru funkcji koherencji. Zaprezentowano również przykład diagnozowania stanu zazębienia górniczej przekładni wielostopniowej oraz wielobiegowej przekładni samochodowej.

2. WPROWADZENIE W AKTUALNY STAN WIEDZY W ZAKRESIE DIAGNOSTYKI DRGANIOWEJ MASZYN

2.1. Podstawy diagnostyki drganiowej

W pracy [63] (s. 92) wybór sygnału drganiowego (drgań mechanicznych) uzasadniono w następujący sposób:

- drgania mechaniczne stanowią odbicie najistotniejszych procesów fizycznych zachodzących w maszynie takich jak: odkształcenia i towarzyszące tym odkształceniom naprężenia w elementach maszyn, od których zależy jej zdolność do funkcjonowania,
- drgania wywołane przez maszynę świadczą o procesach współdziałania jej elementów, przy czym parametry tych drgań charakteryzują zarówno ogólne własności maszyn jak i własności poszczególnych jej elementów,
- drgania (odbierane z jednego punktu ścianki maszyny) jako nośnik informacji wyróżniają się dużą pojemnością informacyjną w odróżnieniu np. od temp. ścianki maszyny, która z powodu dużej bezwładności cieplnej elementów maszyny jest wielkością jednowymiarową. Składowe widma drgań, które są parametrami sygnału tworzą wektor w wielowymiarowej przestrzeni,
- sposób rejestrowania drgań umożliwia wykonanie szybkich pomiarów w naturalnych warunkach.

Obok wspomnianego typu drgań, niektóre maszyny mogą emitować drgania wynikające z funkcjonowania maszyny (zasada pracy). Przykładem tego typu drgań mogą być drgania pochodzące od mechanizmu korbowego. Drgania tego typu zasadniczo nie są przedmiotem pracy. Mają one zdeterminowany charakter, ale np. odchylenia od cyklu zdeterminowanego mogą również nieść pewne informacje diagnostyczne.

Podstawowym pojęciem ([63], s. 61) w diagnostyce maszyn jest stan maszyny. Stan maszyny opisuje się zbiorem liczb rzeczywistych (wartości parametrów stanu) $x_1, x_2, \ldots, x_i, \ldots, x_n$ charakteryzujących istotne cechy elementów maszyny oraz sposoby ich połączenia w danej chwili t.

Wymieniony zbiór liczb traktowany jest jako składowe wektora w przestrzeni n-wymiarowej, gdzie wektor oznaczony jest przez $\overline{V}$ $(x_1, x_2, \ldots, x_i, \ldots, x_n)$. Przyjmuje się założenie, że przestrzeń sygnałów stanowi odwzorowanie przestrzeni stanów, a każdy punkt przestrzeni sygnałów jest odzwierciedleniem punktu przestrzeni stanów. Aby mogła być postawiona diagnoza, odwzorowanie to musi być wzajemnie jednoznaczne. Oznacza to, że każdy punkt przestrzeni sygnałów odpowiada tylko jednemu stanowi. Funkcjo-

nowanie maszyny można przedstawić jako proces kodowania informacji o stanie jej elementów i połączeń w postaci liczbowych wartości parametrów sygnału diagnostycznego i można maszynę traktować jako przekształtnik funkcyjny (operator) wektora stanu $\bar{V}\ (x_1, x_2, \ldots, x_i, \ldots, x_n)$ w wektor sygnału $\bar{W}\ [W(f_1, \Delta f), W(f_2, \Delta f), \ldots, W(f_i, \Delta f), \ldots, W(f_n, \Delta f),]$ gdzie: $W(f_i, \Delta f)$ - składowe widma sygnału.

Podział (selekcja) składowych wektora sygnału w dziedzinie częstotliwości nie jest jedynym znanym sposobem podziału. W przypadku gdy sygnał generowany jest w jednym stosunkowo wąskim paśmie, może on być bezpośrednio zapisany (selekcjonowany) w dziedzinie czasu lub amplitudy. Po dokonaniu selekcji sygnału w dziedzinie częstotliwości można również, o ile zachodzi potrzeba, przeprowadzić dalszą obróbkę sygnału, dokonując zapisu (selekcji) w dziedzinie czasu lub amplitudy. Rozważania metodyczne na temat sposobów selekcji sygnałów przedstawiono w pracy [33].

Każdemu stanowi maszyny odpowiada określony sygnał. Postawienie diagnozy polega na rozpoznaniu sygnału wysyłanego przez badaną maszynę i zaliczeniu go do odpowiedniej klasy. Klasy sygnałów odpowiadają stanom maszyny. Wymagania techniczne badania diagnostycznego są sformułowane w postaci zestawienia skończonej liczby możliwych stanów maszyny, które rozpoznaje się w czasie badania (diagnozy). Zbiór stanów maszyny, w jednym z których znajduje się maszyna podczas badania diagnostycznego, jest nieskończony, a więc nieprzeliczalny. Przejście od nieskończonego zbioru do zestawienia (katalogu) stanów zmniejsza liczebność zbioru, przez co osiąga się odpowiednią klasyfikację stanów.

Aby wykryć parametry sygnału, którym można przypisać określony stan maszyny, sygnał należy poddać analizie statystycznej. W wyniku analizy uzyskuje się nielosowe funkcje charakterystyczne oraz wykryte sygnały zbliżone do zdeterminowanych lub zdeterminowane.

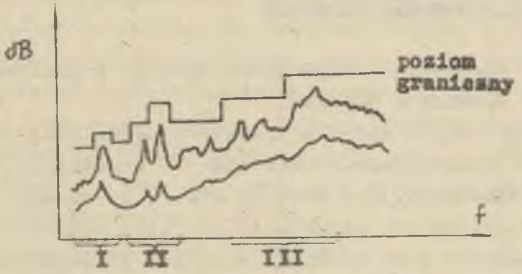
2.2. Klasy stanów

Do podstawowych problemów w diagnostyce maszyn należy wyznaczenie klas stanów. Podstawą podziału sygnału na klasy odpowiadające stanom maszyny mogą być:

- odpowiednie dopuszczalne poziomy hałasu i drgań, wynikające z zagrożenia ludzi (użytkowników) np. norma [69] (klasy te nie dotyczą bezpośrednio diagnostyki maszyn),
- dopuszczalne wartości parametrów sygnału wynikające z racji celowości technicznej (pojęcie zdefiniowano w pracy [41]), określone na podstawie obserwacji drgań maszyn wzorcowych wykonanych szczególnie starannie, zgodnie z dokumentacją techniczną,
- dopuszczalne wartości parametrów uwzględniające dopuszczalne zużycie w czasie eksploatacji. Parametry te wynikają również z racji celowości technicznej.

W literaturze i normach spotyka się pewne wytyczne podziału maszyn na klasy, w zależności od wartości parametrów emitowanych drgań, np. normy [37, 44]. Podstawą podziału na klasy w normie [44] jest poziom wartości skutecznej prędkości drgań w zakresie od 10-1000 Hz. Poziom pomiędzy poszczególnymi klasami różni się o 8 dB. Różnica między grupą maszyn dobrych oraz maszyn o niedopuszczalnym poziomie drgań wynosi 20 dB. Podobne zalecenie opisuje norma [37]. W pracy [57] podano sposób oceny hałaśliwości przekładni zębatych.

Wszystkie podane przykłady oceny drgań i hałaśliwości maszyn służą tylko do wstępnej klasyfikacji maszyn i nie spełniają w pełni zadań diagnostyki maszyn. Diagnostyczną ocenę stanu maszyn wyłącznie na podstawie wspomnianych wartości uważa Pawłow w pracy [65] (s. 91) za perpetuum mobile informatyki. Ponieważ podstawą podziału na klasy jest poziom drgań lub hałasu w pewnym szerokim zakresie częstotliwości, wartość ta, jako wielowymiarowa, nie może w sposób jednoznaczny określić stanu poszczególnych elementów maszyny. Należy wykorzystać widmo drgań i podzielić go na zakresy I, II, III (rys. 2.1), a poziomy wartości skutecznej sygnału na klasy. Klasa pod poziomem granicznym to stany prawidłowe maszyny, klasa powyżej linii to stany nieprawidłowe. Przykład zaczerpnięto z pracy [68].



Rys. 2.1. Poziom graniczny widma drgań dzielący sygnał diagnostyczny na klasy. Stan maszyny określony widmem drgań o poziomach mniejszych od granicznego [68]

I - zakres częstotliwości widma sygnału odzwierciedlający nieprawidłowości pracy wału maszyny, II - zakres częstotliwości widma sygnału odzwierciedlający zużycie elementów wirnika, III - zakres częstotliwości widma sygnału odzwierciedlający zużycie łożysk

Przykład oceny poziomu technologii wykonania podano w pracach [6, 7, 8, 53]. Za pomocą sygnału diagnostycznego, jakim jest dźwięk pobudzonego do drgań koła zestawu kolejowego, ocenia się "szczelność" połączenia wciskowego oraz jakość zawalcowania pierścienia zaciskowego. Wartości odpowiadające charakterowi zanikania dźwięku poddano opracowaniu statystycznemu. Określono granice zmienności wartości charakteryzujących zanikanie dźwięku dla połączeń prawidłowych na poziomie ufności 0,98, umożliwiając w ten sposób ocenę jakości wykonania.

Sposób pokazany w pracy [68] jest w większości przypadków zawodny. Spowodowane to jest zniekształceniem sygnału diagnostycznego między źródłem a punktem odbioru sygnału [70]. Zniekształcenie to jest opisane, np. w pracy [38], przez podanie zmian impedancji mechanicznej łożyskowania. W pracy [38] podano wartości zmian impedancji mechanicznej (określone doświadczalnie) układu łożyskowego różnych egzemplarzy maszyn tego samego typu (tej samej konstrukcji). Stwierdzono, że zmiany te mogą być >10.

Większość stosowanych metod diagnostyki ocenia łącznie efekty współpracy elementów oraz własności drogi (transmitancji) przejścia sygnałów powodującej zniekształcenie sygnału. Opisana sytuacja powoduje niejednoznaczności przy kwalifikowaniu stanu elementów do określonej klasy stanów.

Najczęściej stosowanym estymatorem sygnału diagnostycznego, służącym jako kryterium oceny stanu maszyny, jest funkcja gęstości widmowej. Autor przeprowadził badania nad przydatnością estymatora tej funkcji w diagnostyce zazębienia (rozdz. D.3.2). Wspomniane niejednoznaczności oceny stanu elementów wskazują, że stan wiedzy w dziedzinie określania klas stanów jest niezadowalający. Aby problem ten rozwiązać, trzeba szukać nowych estymatorów oceny stanu elementów.

2.3. Podsumowanie rozdziału drugiego

Stosowane metody diagnostyki drganiowej oparte o analizę statystyczną sygnału na ogół nie spełniają zadania.

Aby zwiększyć skuteczność metod diagnostyki drganiowej, należy uwzględnić, że sygnał drgań mechanicznych powstaje w określonej strefie współpracy elementów, a odbierany jest poza tą strefą ze ścianki maszyny. Taką strefą przykładowo jest strefa zazębienia kół zębatych. Strefa współpracy określonej pary elementów jest źródłem sygnału diagnostycznego. Sygnał drganiowy musi przejść określoną drogę (opisaną transmitancją) między źródłem a punktem jego odbioru. Drogę przejścia sygnału diagnostycznego stanowi układ dynamiczny maszyny (elementy maszyny wraz z ich więzami, czyli obudową). Jak wspomniano, własności tej drogi [38] mogą się zmieniać w szerokim zakresie.

Obok wspomnianych zmian należy również określić, czy transmitancje przejścia sygnału diagnostycznego są stałe lub czy zmieniają się ze zmianą stanu maszyny. Traktując zmiany transmitancji jako zakłócenia, należy określić, czy wartość tych zakłóceń nie jest zbyt wielka, aby prawidłowo postawić diagnozę. Konieczne jest przeprowadzenie badań nad określeniem wyżej wspomnianych wpływów na jednoznaczność diagnozy.

Należy również wziąć pod uwagę, że sygnał jest zakłócony zakłóceniami wewnętrznymi generowanymi przez elementy, które nie są przedmiotem diagnozy. Zakłócenia mogą być również generowane przez elementy będące przedmiotem diagnozy, jeżeli sygnału tego nie można rozpoznać ze względu na

jego własności (szum szerokopasmowy). Problem oceny współpracy elementów (stanu elementów) w określonej strefie współpracy postanowiono rozwiązać w oparciu o przyjęcie odpowiedniego modelu sygnału maszyny sprawnej i niesprawnej. Przeprowadzone przez autora przedstawionej pracy badania w publikacjach [2, 3, 4, 5, 54] wykazują, że możliwe jest doprowadzenie niektórych maszyn przez odpowiedni dobór cech konstrukcyjnych do takiego stanu, aby hałas emitowany przez obiekt miał charakter zbliżony do szerokopasmowego szumu. Inaczej mówiąc, w przypadku obiektu o pewnym stopniu niesprawności (za duży emitowany hałas w pewnych składowych selektywnych) widmo składa się z szumu szerokopasmowego i składowych selektywnych znacznie przekraczających poziom szumu. W pracy [63] (s. 138, rys. 32) pokazano funkcję autokorelacyjną sygnału diagnostycznego przekładni ciągnika sprawnego i niesprawnego. Funkcja autokorelacji sygnału przekładni sprawnej odpowiada sygnałowi o charakterze szumu szerokopasmowego. Podobnie w pracy [62] (s. 309, rys. 2) przedstawiono funkcję autokorelacyjną sygnału diagnostycznego sprawnego silnika spalinowego. Funkcja ta odpowiada sygnałowi o charakterze szumu szerokopasmowego. W przedstawionych funkcjach autokorelacyjnych sygnałów maszyny z niesprawnościami (uszkodzeniami) występują składowe, które zinterpretować można jako składowe zbliżone do zdeterminowanych lub jako składowe szumów wąskopasmowych. Podziału sygnału diagnostycznego (pochodzącego od zazębienia) na składowe z zdeterminowane oraz na szum szerokopasmowy dokonano również w pracy [72].

Przedstawione przykłady pozwalają na przyjęcie teoretycznego modelu sygnałów. Dla maszyny sprawnej modelem sygnału będzie szum szerokopasmowy. Modelem sygnału maszyny o pewnym stopniu niesprawności (uszkodzenie) będzie suma sygnałów, w której skład wchodzi szum szerokopasmowy oraz składowe o charakterze zbliżonym do sygnałów zdeterminowanych lub o charakterze szumów wąskopasmowych emitowanych w określonych pasmach. Zakładając, że moc szumu szerokopasmowego nie zmieni się w sposób istotny wraz ze zmianą stanu, można wyznaczyć udział sygnału odpowiadający uszkodzeniu w sumie mocy wymienionych sygnałów w pasmach charakterystycznych. Udziały sygnału informacyjnego, odpowiadające uszkodzeniu w pasmach częstotliwości charakterystycznych, będą stanowiły względną miarę stanu elementów maszyny. Miarę tę daje funkcja koherencji zwyczajnej zdefiniowana w pracy [26].

W pewnych przypadkach cechy konstrukcyjne maszyny powodują, że maszyna w czasie pracy emituje drgania zdeterminowane, których udział w drganiach całkowitych maszyny jest znaczny. Drgania te powodują, że emitowany sygnał nie będzie miał charakteru szumu szerokopasmowego. Częstotliwości tych drgań mogą się pokrywać z częstotliwościami informacyjnymi drgań. Należy wówczas określić udziały tych drgań, a o zmianach stanu spowodowanych zużyciem elementów maszyn informują przyrosty drgań.

Uzyskiwane metodami drganiowymi diagnozy są niejednoznaczne, ponieważ nie podejmuje się prac, które mówiłyby o dokładności określenia stanu.

Problem ten jest związany z opracowaniem klas stanów o odpowiedniej rozdzielności. Nie należy utożsamiać dokładności wyznaczania określonego estymatora sygnału z dokładnością wyznaczania stanu w oparciu o ten estymator.

Ogólnie zarysowane rozwiązanie problemu oceny diagnostycznej współpracujących elementów maszyny postanowiono zweryfikować na przykładzie oceny stanu współpracy w zazębieniu. Problem oceny diagnostycznej stanu zazębienia, zgodnie z opinią autora przedstawionej pracy, nie doczekał się jeszcze zadowalającego rozwiązania. Aktualny stan wiedzy w zakresie diagnostyki zazębienia przedstawiono w rozdz. 3.

3. PODSTAWY DIAGNOSTYKI STANU ZAZĘBIENIA

Aby omówić aktualny stan wiedzy w zakresie diagnozowania stanu zazębienia, należy najpierw omówić strukturę widma drgań i hałasu, która jest podstawą oceny diagnostycznej zazębienia. Struktura ta będzie rozumiana jako miejsce składowych widma na osi częstotliwości i wzajemne związki liczbowe między tymi częstotliwościami oraz jako intensywność tych składowych widma hałasu lub drgań.

Przy omawianiu struktury widma drgań i hałasu przyjęto, że hałas i drgania mają charakter zdeterminowany. Praktyka wykazuje, że sygnały drganiowe emitowane przez zazębienie należy analizować metodami stosowanymi przy analizie sygnałów stochastycznych. Przy odpowiednim doborze cech konstrukcyjnych zazębienia oraz przy stanie prawidłowym zazębienia widmo drgań i hałasu można w przybliżeniu uznać za ciągłe. Przy stanach nieprawidłowych powstają lokalne maksima w widmie o charakterze szumów wąskopasmowych lub sygnałów zbliżonych do zdeterminowanych. Częstotliwości środkowe lokalnych maksimów pokrywają się z częstotliwościami wynikającymi z modelu zdeterminowanego i nazwane są częstotliwościami charakterystycznymi.

3.1. Struktura widma drgań i hałasu przekładni zębatej jako wynik stanu zazębienia

Podstawą diagnostyki zazębienia jest pasmowo-selektywny charakter najistotniejszych efektów drganiowych wywołanych współpracą kół zębatych. Efekty drganiowe tworzące sygnał diagnostyczny mogą być opisane między innymi widmem sygnału drganiowego. Widmo drgań w zależności od stanu zazębienia tworzy pewną strukturę. Struktura widma jest odbiciem niedokładności wykonania zazębienia odkształceń zębów oraz zjawisk rezonansowych układu kół zębatych i wałów, jak i odbiciem parametryczności tego układu opisanego w pracy [42] (drgania parametryczne). Jeżeli sygnał diagnostyczny odbierany będzie z czujnika na ściance maszyny lub przy pomocy mikrofonu, wówczas na strukturę widma drgań wpłynie cały układ dynamiczny przekładni.

Określaniem struktury widma drgań i hałasu zajmowano się między innymi w następujących pracach [1, 46, 48, 49, 50, 52, 55, 56, 68, 78, 79]. W pracy [79] widmo hałasu przekładni zębatych podzielono na VI grup. Z po-

działu tego wynika, że strukturę widma drgań tworzą składowe o wyraźnie określonych częstotliwościach oraz składowe o charakterze szumu szerokopasmowego.

Podstawową składową struktury widma drgań i hałasu jest częstotliwość wchodzenia zębów w zazębienie f_z określona wzorem

$$f_z = \frac{n\,z}{60}\ \text{Hz} \tag{3.1}$$

gdzie:

n - prędkość obrotowa koła obr/min,

z - liczba zębów koła.

W skład struktury widma wchodzą również składowe harmoniczne $i \cdot f_z$, gdzie $i = 1,2,\ldots,m$. W pracy [79] mówi się o dwóch lub trzech składowych, czyli $i = 1,2,3$. Praktyka wykazuje, że jest ich znacznie więcej - stwierdzają to autorzy wielu prac. Obok składowych f_z i harmonicznych w skład struktury wchodzą również składowe o częstotliwości odpowiadającej częstotliwości obrotów wałów i ich harmonicznych

$$f_n = \frac{n}{60}\ \text{Hz} \tag{3.2}$$

gdzie:

n - prędkość obrotowa wału obr/min.

Składowe te powodują modulację amplitudy sygnału o składowych $i \cdot f_z$ i występują jako składowe boczne $f_z + f_n$, $f_z - f_n$, $f_z + 2f_n$, $f_z - 2f_n$, itd. W przypadku zastosowania odpowiedniej analizy wąskopasmowej zauważono, że obok występowania składowych modulujących, pochodzących od f_n, występują inne składowe. Pochodzenie tych składowych starano się wyjaśnić w pracy [46]. Autorzy twierdzą, że składowe te wynikają z błędów zazębienia (jako suma błędów geometrycznych i odkształceń od obciążenia).

Aby to uzasadnić, poddano analizie Fouriera wykres współpracy jednostronnej kół, który otrzymano przy współpracy kół pod obciążeniem. Podstawową składową tego widma identyfikuje się ze składową określoną w następujący sposób: Jeżeli f_z jest częstotliwością zazębiania się zębów, to okres poszczególnych kolejnych wejść w przypór wynosi

$$\tau_1 = \frac{1}{f_z} = \frac{60}{nz_1} \tag{3.3}$$

Każde wejście w przypór zębów daje impuls o zmiennej amplitudzie. Można postawić pytanie, po ilu obrotach spotykają się te same zęby, dając podobny impuls. Jeżeli liczbę tę oznaczy się przez N i pomnoży przez liczbę zębów z_1, to otrzymuje się liczbę impulsów, po której cykl impulsów powtórzy się. Liczba N odpowiada liczbie obrotów koła małego, po której

spotykają się ponownie te same zęby. Oblicza się ją, podając stosunek z_1/z_2 (stosunek liczb zębów przekładni), np. 38/50 i po wyrugowaniu wspólnych podzielników otrzymuje się stosunek 19/25, gdzie N = 25. Te same zęby spotkają się po 25 obrotach koła małego. Otrzymany ciąg impulsów oddalonych w czasie od siebie o τ_1 powtarzać się będzie okresem $T = \tau_1 \cdot N \cdot z_1 = 60\ N/n1$.

Ciąg impulsów tworzy funkcję, której częstotliwość powtarzania się ciągu wynosi $f_p = 1/T = n_1/60N$. Funkcję otrzymaną przy pomiarze współpracy jednostronnej oraz funkcję obrazowaną przez poszczególne impulsy poddaje się transformacji Fouriera, identyfikując wzajemnie poszczególne składowe rozkładów.

W pracy [46] zwrócono uwagę, że w rzeczywistej przekładni obok odchylenia od amplitudy generowanego sygnału drganiowego, przy wchodzeniu poszczególnych zębów w przypór, występują również odchylenia od okresu wchodzenia zębów w przypór. Zjawisko to powoduje obok modulacji amplitudy modulację częstotliwości. W pracy [48] w oparciu o rozważania teoretyczne wykazano, że zazębienie jest źródłem drgań o składowych f_z, f_p i f_n jak i harmonicznych tych składowych.

W pracy [78] przeprowadzono analizę dynamiczną zazębienia w oparciu o tzw. wykres współpracy zębów, sporządzony przy użyciu przyrządu do badania współpracy jednostronnej lub w oparciu o wykresy teoretycznej współpracy zębów. Funkcje przedstawione na tych wykresach poddano rozwinięciu w szereg Fouriera w celu wyszukania kilku składowych harmonicznych. W opisywanym przypadku szukano 6 składowych. Wychodząc z wykresu współpracy obrazującego przemieszczenie względne kół (drogę), wyznaczono również strukturę widma prędkości oraz przyspieszeń. Na podstawie struktury widma wykonanego dla wykresu współpracy, np. zębów modyfikowanych, określono wpływ modyfikacji na dynamikę zazębienia. Składowe otrzymane w wyniku rozwinięcia w szereg Fouriera identyfikowano ze składowymi f_z, $2f_z$ itd. Rozważania teoretyczne potwierdzono doświadczalnie. W oparciu o wspomniane wykresy oraz w oparciu o model dynamiczny przedstawiony w pracy [56], autorzy pracy kontynuują badania, np. praca [55], uwzględniając wpływ błędów wykonania zazębienia oraz wpływ modyfikacji na dynamikę zazębienia. W pracy [75] jako częstotliwość podstawową w strukturze przyjęto częstotliwość obrotów wału f_n, a więc częstotliwość f_z zazębienia będzie składową harmoniczną równą liczbie zębów koła pierwszego z_1. W pracy [49] zauważono, że dla kół o zębach daszkowych składowa harmoniczna f_n jest objawem uszkodzenia zazębienia pittingiem.

W przedstawionych publikacjach wykazano, że w skład struktury widma drgań i hałasu (pochodzącego od zazębienia) wchodzą składowe f_n, f_p, f_z. Jednak najczęściej objawy uszkodzenia zazębienia odzwierciedlają składowe f_z.

W prezentowanej pracy przyjęto składowe i . f_z jako podstawę określenia stanu zazębienia. Wynika to z jednoznacznych związków między stanem

zazębienia a parametrami sygnału diagnostycznego. Świadczą o tym wyniki prac [13, 14, 15, 18, 19, 20, 21, 22, 35, 39, 47, 49, 78]. Określając stan zazębienia na podstawie składowych i . f_z, wyznaczono błędy wykonania zazębienia, zużycie zazębienia, poprawność doboru modyfikacji zazębienia. Jak wspomniano, składowe i . f_z należy traktować jako składowe widma o częstotliwościach środkowych i . f_z i szerokości pasma Δf. W zakresie Δf mogą się również mieścić niektóre składowe f_p, które modulują sygnał i.f_z i występują jako składowe boczne.

Przyjęcie składowych i . f_z jako podstawy wyznaczania stanu wynika również z analizy współpracy zębów w zazębieniu. Wejście zęba w przypór i jego trwanie w przyporze aż do wyzębienia daje impuls drganiowy z częstotliwością (podstawową) zazębiania się zębów f_z. Wymienione składowe widma i . f_z są składowymi impulsów drganiowych. Opis zjawiska zazębiania w dziedzinie czasu w postaci impulsów i w dziedzinie częstotliwości w postaci widma o składowej podstawowej f_z jest wzajemnie równoznaczny. Liczba składowych widma, przy pomocy których opisuje się impulsy zazębienia się zębów, zależy od dokładności, z jaką ten proces ma być opisany. Przebieg czasowy impulsów drganiowych będzie zależny od rodzaju zazębienia - zęby proste, śrubowe itd., od sztywności zazębienia oraz od stopnia zużycia, błędów wykonania, czyli od czynników pierwotnych, wtórnych i ruchowych (rozdz. 1).

3.2. Stan wiedzy o diagnostyce zazębienia

Zagadnieniami oceny stanu zazębienia zajmowano się w wielu pracach. Oceny stanu zazębienia dokonano na podstawie sygnału drganiowego lub akustycznego. Podstawą oceny stanu zazębienia były estymatory:

- widma częstotliwości w pracach [13, 14, 15, 20, 39, 40, 49, 51, 68, 75]
- funkcji autokorelacji lub korelacji wzajemnej w pracach [11, 40, 51, 59, 63],
- funkcji cepstrum w pracach [67, 68],
- sumowania synchronicznego w pracy [71, 77],
- bispectrum [72].

Pojęcie funkcji cepstrum i metodę obróbki sygnału cyfrowo w celu otrzymania funkcji cepstrum podano w pracy [61].

W wymienionych pracach, zajmujących się oceną stanu zazębienia, wyznaczono stan na podstawie składowych struktury widma f_z i harmonicznych oraz składowych f_p i f_n. Składowych f_p i f_n szukano w pracach [40, 59], chociaż nie zostało to jednoznacznie sformułowane. Składowe te mierzono na podstawie określania niestacjonarności sygnału diagnostycznego spowodowanego przez składowe modulujące częstotliwości nośne f_z lub $2f_z$. Sygnał po przefiltrowaniu w pasmach f_z i $2f_z$ przekazywano na rejestrator poziomu sygnału i rejestrowano zmiany tego poziomu w funkcji czasu. Na podstawie tych

rejestracji określone następnie składowe zmieniające poziom sygnału, określając funkcję autokorelacji tych zmian poziomu. Należy tutaj zaznaczyć duży wpływ układu pomiarowego na otrzymywane wyniki, które będą zależały od nastaw rejestratora poziomu sygnału. Uzasadnienie celowości szukania składowych modulujących składowe f_z i $2f_z$ itd. można znaleźć w pracy [46]. W pracach [67, 68] podano metodę szukania składowych f_n i f_p w oparciu o funkcję cepstrum, lecz znaleziono tylko składowe f_n. Składowych tych również można szukać, stosując analizator wąskopasmowy wraz z zastosowaniem transformacji częstotliwości, jak podano w pracy [13].

Prace nad podstawami diagnozowania zazębienia oparte o widmo częstotliwości a także o funkcję autokorelacyjną nie zostały zakończone powodzeniem. Przyczyn należy szukać w zniekształceniu widma w wyniku przejścia sygnału przez układ dynamiczny maszyny oraz w "zakłóceniach" sygnału spowodowanych zmianą postaci drgań układu [14, 15] wraz ze zmianą stanu zazębienia (rozdz. 7.3 i D.3.2). W pracy [39] starano się ocenić stan zazębienia na podstawie ogólnego poziomu drgań. Ocena ta nie może być jednoznaczna ze względu na wielowymiarowość sygnału, co zostało uzasadnione w pracy [63] (s. 129). Ogólnie można stwierdzić, że nie opracowano jeszcze metody drganiowej diagnostyki zazębienia, którą można byłoby stosować w praktyce, unikając niejednoznaczności. Wszystkie omówione metody mają charakter porównawczy polegający na porównywaniu estymat statystycznych sygnału, wychodząc z estymaty podstawowej, jaką uzyskano po dotarciu maszyny lub dla maszyny nowej. Porównania mogą się jednak odbywać w zakresie jednej maszyny i to tylko w szczególnym przypadku stałości (transmitancji) przejścia sygnału diagnostycznego. Duże trudności wystąpią przy próbach zastosowania dotychczasowych metod dla różnych maszyn tej samej konstrukcji. Związane to jest ze zmianą drogi przejścia sygnału (transmitancji $H(f)$).

W pracy [35] przedstawiono metodę diagnozowania opartą na sygnale akustycznym. Metoda ta eliminuje wpływ $H(f)$ na wynik diagnozy. Polega ona na poszukiwaniu lokalnych minimów w charakterystyce rezonansowej układu dynamicznego maszyny. Poszukiwanie tych lokalnych minimów odbywać się przez zmianę prędkości obrotowej, która powinna być zmieniona tak, aby częstotliwości drgań własnych układu nie pokrywały się z częstotliwościami drgań powstałymi od zazębienia. Metoda może być stosowana jedynie w odpowiedniej bezechowej komorze akustycznej, co znacznie ogranicza jej zakres stosowania. Maszyna nie może być napędzana własnym napędem, jeżeli nie ma bezstopniowej regulacji prędkości obrotowej. Należy zaznaczyć, że w badaniach przedstawionych w pracy [35] nie określono przydatności metody dla pełnego zakresu możliwych stanów zazębienia. W badaniach zastosowano analizator tercjowy, gdzie wpływ zakłóceń na otrzymane widmo jest duży. (Wpływ zakłóceń dla 6% analizatora przedstawiono w rozdz. 7). Uzyskane wyniki nie odzwierciedlają stanu zazębienia w sposób prawidłowy.

Badania nad jednoznacznością odzwierciedlania stanu zazębienia przez składową sygnału o częstotliwości środkowej f_z, przy zastosowaniu analizatorów tercjowych, przedstawiono w pracy [47]. W pracy przedstawiono badania nad określeniem związku między współczynnikiem nadwyżki dynamicznej a składową hałasu f_z.

Do badań zastosowano analizatory o szerokości pasma Δf odpowiadającej tercji oraz filtru o szerokości pasma $\Delta f = 25$ Hz. Badania wykazały, że przy zastosowaniu filtru tercjowego nie udało się wykryć związku między współczynnikiem nadwyżki dynamicznej a składową hałasu f_z. Przyczyną takiego stanu jest duży wpływ zakłóceń, które przechodzą przez filtr tercjowy. Przy zastosowaniu filtru o szerokości pasma $\Delta f = 25$ Hz, związek ten jest jednoznaczny.

Jednym z podstawowych problemów w diagnostyce maszyn jest wybór odpowiedniej wielkości fizycznej będącej podstawą diagnozy - zajmują się tym prace [39, 47, 75]. W pracy [75] dokonano wyboru wielkości fizycznej (będącej podstawą diagnozy) na podstawie subiektywnej oceny porównywania widm sygnału różnych wielkości fizycznych. W pracy wyciągnięto wniosek, że wielkością fizyczną najlepiej odzwierciedlającą stan zazębienia są przyspieszenia chwilowe ścianki.

W celu szerszego i obiektywnego zbadania związków między sygnałem generowanym przez element przy współpracy a sygnałem odbieranym ze ścianki wykonano badania związków między tymi sygnałami w oparciu o funkcję koherencji. Badania te przedstawiono w rozdz. 7.1.

Wykorzystanie sumowania synchronicznego sygnału przedstawiono w pracach [71, 77], uzasadnienie matematyczne przyjętej metody podano w pracach [32, 77]. W pracach [71, 77] podjęto próbę oceny stanu zazębienia na podstawie wartości względnych. W pracy [77] w oparciu o stosunek maksymalnej amplitudy (przebiegu estymatora sygnału otrzymanego metodą sumowania synchronicznego) do wartości skutecznej sygnału. W pracy [71] rozwinięto to zagadnienie, podając inne miary względne. Podejście takie należy uznać za słuszne. W pracach [71, 77] nie podjęto próby określenia dokładności uzyskiwanych diagnoz, tzn. wyznaczenia klas stanów o odpowiedniej rozdzielności. Prace te jednak potwierdzają słuszność wyboru wartości względnych do oceny stanu zazębienia, co również postuluje autor przedstawionej pracy.

4. CEL PRACY I OBIEKT BADAŃ ORAZ ZAŁOŻENIA PRACY

4.1. Cel pracy

Ogólnym celem pracy jest znalezienie skutecznej metody diagnostyki drganiowej maszyn w oparciu o badania eksperymentalne i rozważania teoretyczne. (Praca ogranicza się do tego typu maszyn, dla których można zastosować opisany w rozdz. 2.3 model sygnałów diagnostycznych).

W szczególności celem pracy jest:

- poszukiwanie odpowiedniej wielkości fizycznej sygnału drganiowego, która to wielkość w najodpowiedniejszy sposób odzwierciedla stan diagnozowanych elementów maszyny oraz poszukiwanie takich cech sygnału diagnostycznego, które mogą być wykorzystane w diagnostyce maszyn,
- określenie przydatności do oceny diagnostycznej stanu maszyn, powszechnie stosowanych estymatorów statystycznych sygnału takich jak funkcja gęstości widmowej, funkcja autokorelacji i korelacji wzajemnej (na przykładzie diagnozowania stanu zazębienia),
- opracowanie metody diagnostycznej opartej na funkcji koherencji i zweryfikowanie jej na przykładzie diagnozowania stanu zazębienia.

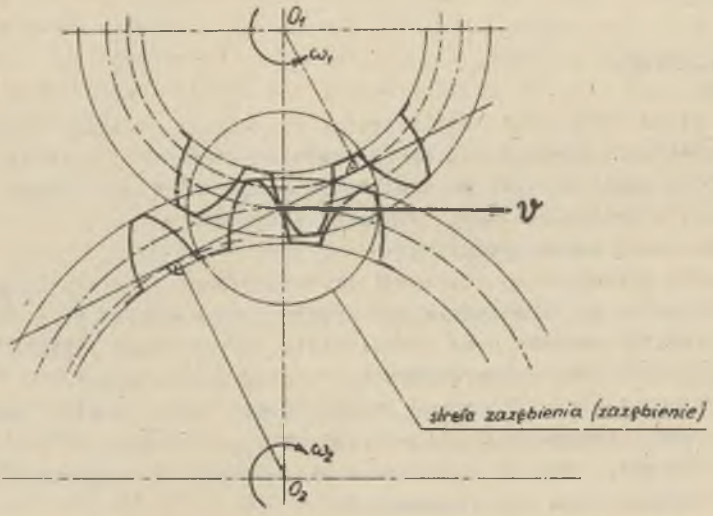
Metoda pomiarowa powinna zapewnić możliwość dobrania klas stanów o odpowiedniej rozdzielności, w celu uzyskania zadowalającej dokładności określania stanu zazębienia.

4.2. Obiekt badań

Obiektem badań jest zazębienie ewolwentowych kół zębatych.

Koła zębate współpracują przez zazębienie (rys. 4.1). Zasada zazębienia kół zębatych podana jest np. w pracy [50], s. 11. Niezależnie od kształtu powierzchni współpracujących zębów powierzchnie te są w równoczesnym ruchu tocznym i poślizgowym. Przedmiotem badań diagnostycznych jest ocena rzeczywistej współpracy kół zębatych (zazębienia). W rzeczywistej przekładni współpraca w zazębieniu zależna jest od czynników pierwotnych, wtórnych i ruchowych (tak jak i współpraca innych elementów). Wymienione czynniki wpływają na dynamiczne oddziaływanie współpracujących kół w zazębieniu. Dynamiczne oddziaływanie kół w zazębieniu jest źródłem sygnału drgań mechanicznych. Wymienione czynniki wpływające na współpracę kół są powiązane. Wzajemne wpływy tych czynników są opisane np. w pracy [50].

Opis generowanych sygnałów drgań mechanicznych przedstawiający ich struktury widm znajduje się w rozdz. 3. Sygnał generowany w strefie zazębienia jest sygnałem wejściowym, czyli współpraca zazębienia jest źródłem drgań. Ocena zazębienia odbywa się na podstawie sygnału odbieranego poza strefą zazębienia ze ścianki (obudowy) przekładni zębatej (rys. D.1.7) w punktach pomiarowych.



Rys. 4.1. Strefa zazębienia przekładni zębatej

Sygnał wejściowy zostanie zniekształcony przejściem od źródła do punktu pomiarowego oraz zakłócony źródłami drgań wewnętrznych, np. łożysk tocznych. Sygnał zniekształcony i zakłócony nazwany jest sygnałem wyjściowym.

Problemem diagnostyki jest ocena stanu współpracy zazębienia na podstawie sygnału wyjściowego.

4.3. Założenia i główna teza pracy

Przydatność zastosowania estymatorów statystycznych sygnału drganiowego w diagnostyce maszyn, jako kryteriów oceny stanu, zostanie sprawdzona przy diagnozowaniu stanu zazębienia przekładni zębatych.

Możliwość sprawdzenia przydatności estymatorów statystycznych przy diagnozowaniu zazębienia można uzasadnić w następujący sposób:

- sygnał generowany przez zazębienia jest sygnałem wielowymiarowym (estymator widma sygnału zazębienia składa się z wielu niezależnych składowych),

- następuje zniekształcenie i zakłócenie sygnału między źródłem (zazębieniem) a punktem odbioru sygnału przez przetwornik, w wyniku przejścia sygnału przez układ dynamiczny przekładni,
- po długim okresie współpracy zazębienia następuje istotna zmiana zniekształcenia sygnału spowodowana zmianą transmitancji jego przejścia.

(W rzeczywistej przekładni siły międzyzębne odchylają się od teoretycznej linii przyporu w sposób przypadkowy, zależny od błędów wykonania zazębienia. Siły te powodują, że obudowa przekładni drga w określonej postaci. Po okresie dłuższej współpracy zębów, w wyniku ich zużycia, pole odchyleń sił od teoretycznej linii przyporu znacznie się zmieni, powodując inną postać drgań obudowy przekładni zębatej. Zmiana transmitancji przejścia sygnału diagnostycznego powoduje zmianę postaci drgań obudowy przekładni zębatej.).

W wielu przypadkach sygnały generowane przez elementy maszyny będą zniekształcone i zakłócone w wyniku przejścia przez układ dynamiczny maszyny. Dotyczy to ogólnej sytuacji oceny stanu współpracy określonej pary elementów na podstawie odbioru sygnałów z miejsc oddalonych od strefy ich współpracy. Ocena współpracy elementów maszyn na podstawie sygnału wyjściowego stanowi główny problem, jaki postanowiono rozwiązać w przedstawionej pracy przez opracowanie odpowiedniej metody diagnostycznej.

Uzyskane wnioski przy badaniu skuteczności estymatorów statystycznych sygnału przy diagnozowaniu stanu zazębienia będzie można wykorzystać do opracowania metod diagnostycznych innych elementów maszyn.

Studia literaturowe (rozdz. 3) wykazały, że w diagnostyce przekładni zębatych do oceny stanu zazębienia stosuje się jednopunktowy odbiór sygnałów diagnostycznych. Nie może to dać jednoznacznej diagnozy o stanie zazębienia.

W celu uzyskania jednoznacznej oceny o stanie zazębienia należy opracować metodę diagnostyczną, w której wykorzystane będą przyjęte modele dla sygnału maszyny sprawnej i niesprawnej. Należy również wykorzystać stwierdzenie, że udział mocy sygnału informacyjnego w stosunku do stałego zakłócającego zależy od stanu diagnozowanych elementów. Miara ta może być wyznaczona funkcją koherencji zwyczajnej. Funkcja koherencji może być wyznaczona na podstawie odbioru sygnałów z różnych punktów ścianki maszyny i wartości tej funkcji będą zależały od miejsca wybranych punktów (wykazano to w pracach [13, 14]). Należy przyjąć uśrednioną miarę funkcji koherencji uzyskaną z kilku punktów odbioru sygnałów.

Z przedstawionego rozważania wynika główna teza pracy: uśrednione wartości składowych charakterystycznych funkcji koherencji[x)] (otrzymanych przez odbiór sygnału z kilku punktów ścianki maszyny) są odzwierciedleniem parametrów stanu współpracy elementów, a niezależne parametry (składowe tej

x) Składowe te są również w pracy nazywane współczynnikami koherencji.

funkcji tworzą składowe wektora sygnału na wyjściu. Tak uzyskane parametry sygnału odzwierciedlające stan współpracy elementów można podzielić na klasy (w zakresie od 0 do 1) odpowiadające klasom stanu elementów. Rozdzielność klas, czyli dokładność określenia stanu, powinna być sterowana liczbą punktów odbioru sygnałów diagnostycznych, która rośnie ze wzrostem liczby punktów odbioru sygnałów.

Należy zauważyć, że problem zależności lub niezależności parametrów sygnału diagnostycznego nie jest jeszcze w pełni rozwiązany. Można np. powiedzieć, że parametry sygnału generowane przez jedno zazębienie są niezależne, co wynika ze sposobu generacji sygnałów diagnostycznych (rozdz.3).

5. PODSTAWY ANALIZY PRZEJŚCIA SYGNAŁÓW DIAGNOSTYCZNYCH

5.1. Analiza drogi przejścia sygnału diagnostycznego od źródła do punktu odbioru sygnału

Sygnał diagnostyczny w ogólności można opisać procesem stochastycznym $\{x_k(t)\}$; $0 \leqslant t < \infty$. Symbol $\{\ \}$ oznacza zbiór rzeczywistych lub zespolonych funkcji charakteryzujący się strukturą probabilistyczną.

Jak wykazuje praktyka pomiarowa, większość rozpatrywanych sygnałów diagnostycznych można przyjąć jako sygnały ergodyczne.

Zachodzi to w czasie odpowiadającym czasowi pomiaru. W czasie odpowiadającym czasowi eksploatacji sygnał jest niestacjonarny i nieergodyczny.

W prezentowanej pracy rozpatrywane będą tylko sygnały ergodyczne. Dla procesu ergodycznego można na podstawie jednej funkcji $x_k(t)$ opisać cechy procesu stochastycznego $\{x_k(t)\}$ (definicja procesu ergodycznego, np. praca [26], s. 116-118). Oznaczenie k w dalszych rozważaniach zostanie pominięte. W dotychczasowych pracach z diagnostyki maszyn z reguły pomijane jest zagadnienie drogi przejścia sygnału x(t) od źródła drgań (strefa współpracy elementów) do punktu odbioru sygnału przez przetwornik na ściance maszyny. Odbierając sygnał ze ścianki maszyny, zamiast sygnału x(t) otrzymuje się sygnał y(t). W prezentowanej pracy przyjęto, że rozpatrywane drogi przejść sygnałów diagnostycznych przez układ dynamiczny maszyny są układami liniowymi.

Zależność między funkcją gęstości widma mocy dla sygnałów na wejściu x(t) i wyjściu y(t) ([26], s. 175) jest następująca:

$$W_{yy}(f) = |H(f)|^2 W_{xx}(f) \tag{5.1}$$

gdzie:

$W_{xx}(f)$; $W_{yy}(f)$ - jednostronne funkcje gęstości widmowej mocy sygnałów x(t); y(t),

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

Amplitudowo-fazowa charakterystyka układu (drogi przejścia) opisuje między innymi filtracyjny i rezonansowy charakter tej drogi. Oznacza to, że niektóre składowe widma mocy sygnału x(t) zostaną wytłumione, a niektóre mogą ulec wzmocnieniu. Funkcje $W_{xx}(f)$ i $W_{yy}(f)$ są funkcjami rzeczywistymi.

Związek między sygnałem wejściowym x(t) i wyjściowym y(t) określony jest przez funkcję gęstości wzajemnej widma mocy ([26], s. 176).

$$W_{xy}(f) = H(f)\, W_{xx}(f) \tag{5.2}$$

gdzie:

$W_{xy}(f)$ - funkcja wzajemnej gęstości widma mocy.

Funkcja $W_{xy}(f)$ jest wielkością zespoloną, czyli równanie (5.2) przedstawia właściwie dwa równania, które można zapisać w postaci

$$|W_{xy}(f)|^2 = C_{xy}^2(f) + Q_{xy}^2(f) \tag{5.3}$$

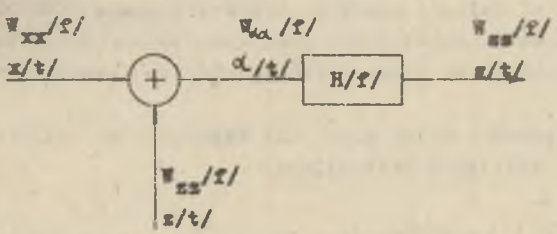
$$\Theta_{xy}(f) = \operatorname{arctg} \frac{Q_{xy}(f)}{C_{xy}(f)} \tag{5.4}$$

gdzie:

$\Theta_{xy}(f)$ - kąt przesunięcia fazowego między sygnałem na wejściu x(t) i wyjściu y(t).

Równanie (5.2) można również zapisać w postaci

$$W_{xy}(f) = |W_{xy}(f)| \exp -j\Theta_{xy}(f) \tag{5.5}$$



Rys. 5.1. Schemat przejścia sygnału diagnostycznego przez układ (maszynę)

Obok sygnałów x(t) przez układ przechodzą również zakłócenia wewnętrzne z(t) nieskorelowane z sygnałem x(t), rys. 5.1.

Zakłócenia wewnętrzne z(t) są wytworzone przez te elementy maszyny, które zakłócają sygnał wytworzony przez element, który jest przedmiotem diagnozy. Również zakłócenia mogą być generowane przez element będący przedmiotem diagnozy, jeżeli sygnału tego nie można rozpoznać ze względu na jego własności (szum szerokopasmowy). Założenie, że sygnały x(t) i z(t) są nieskorelowane, wynika z rezultatów przedstawionych w pracach [10, 12, 14].

Ze ścianki maszyny odbierany jest sygnał s(t), (rys. 5.1), którego widmo można zapisać w postaci:

$$W_{ss}(f) = |H(f)|^2 W_{\alpha\alpha}(f) = |H(f)|^2 W_{xx}(f) + |H(f)|^2 W_{zz}(f) \tag{5.6}$$

Odbierając sygnał z dowolnego punktu ścianki maszyny, otrzymuje się sygnał zniekształcony, którego widmo opisane jest członem $|H(f)|^2 W_{xx}(f)$ - równanie (5.6). Sygnał x(t) ulega również zakłóceniom, co opisuje się członem $|H(f)|^2 W_{zz}(f)$ - równanie (5.6). W rozważaniach uwzględniono tylko zakłócenia wewnętrzne sygnału. Zakłócenia zewnętrzne w czasie stawiania diagnozy powinny być zminimalizowane do poziomu, który nie wpływa na wynik diagnozy. Należy również zdać sobie sprawę, że transmitancja przejścia sygnału zakłóceń z(t) jest różna od transmitancji przejścia sygnału x(t).

Jeżeli podstawą stawiania diagnozy jest widmo sygnału (5.6), wówczas stawiana diagnoza zależna będzie od miejsca przyłożenia czujnika, zarówno z punktu widzenia zniekształcenia sygnału jak również z punktu widzenia zakłóceń. Możliwości wystąpienia zmian transmitancji H(f) opisane zostały w rozdz. 2.2 i 2.3.

5.2. Przejście informacji o stanie maszyny między źródłem a punktem odbioru sygnału diagnostycznego

Zgodnie z pracą [63] maszynę traktuje się jako przekształtnik funkcyjny (operator) wektora stanu $\overline{V}$ w wektor sygnału $\overline{W}$ zgodnie z równaniem

$$\overline{W} = F(\overline{V}, \overline{E}) \tag{5.7}$$

gdzie:

$\overline{E}$ - wektor opisujący zakłócenia zewnętrzne.

W dalszych rozważaniach zakłócenia zewnętrzne określone wektorem E zostają pominięte w tym sensie, że w czasie stawiania diagnozy dąży się do zapewnienia takich warunków, aby je zminimalizować do poziomu, który nie ma istotnego wpływu na wynik diagnozy.

W diagnostyce drganiowej, praca [16], celowe jest przedstawienie równania (5.7) w postaci

$$\overline{W}_{xx} = \varphi(\overline{V}) \tag{5.8}$$

Wektor stanu $\overline{V}$ zostaje przekształcony w parametry sygnału wejściowego $\overline{W}_{xx}$. Przekształcenie to powstaje w maszynie w wyniku wzajemnej współpracy elementów.

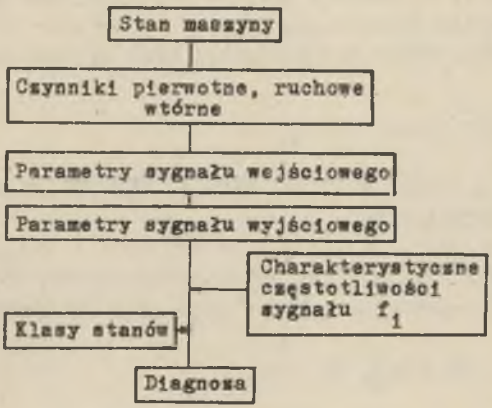
Na skutek przejścia sygnału od źródła do punktu odbioru przez układ dynamiczny maszyny opisany funkcją H(f) parametry sygnału wejściowego zostają przekształcone (zniekształcone) w parametry sygnału wyjściowego, które w postaci parametrów widmowych zapisane są wektorem $\overline{W}_{yy}$

$$\overline{W}_{yy} = G(\overline{W}_{xx}) \tag{5.9}$$

Uwzględniając wpływ zakłóceń wewnętrznych opisanych wektorem $\overline{W}_{zz}$ (rys. 5.1), równanie (5.9) przyjmie postać

$$\overline{W}_{ss} = G(\overline{W}_{xx}, \overline{W}_{zz}) \tag{5.10}$$

W diagnostyce drganiowej stan współpracy elementów maszyny ocenia się na podstawie efektów drganiowych towarzyszących współpracy elementów maszyny. Efekty drganiowe określone są czynnikami pierwotnymi, wtórnym [10] oraz ruchowymi [15].



Rys. 5.2. Proces badania maszyny

Zestawienie opisanych pojęć można sprowadzić do schematu (rys. 5.2) przedstawiającego proces badania maszyny.

Dla postawienia diagnozy obok znajomości klas stanów konieczna jest również znajomość częstotliwości charakterystycznych sygnału, dla których wyznacza się parametry istotne sygnału wyjściowego. Częstotliwości charakterystyczne wyznacza się na podstawie modelu współpracy elementów lub określa się je na podstawie badań (rozdz. 3).

Sygnał x(t) będący odbiciem stanu najwygodniej jest przedstawić w postaci widma. Łatwo jest wówczas zidentyfikować składowe charakterystyczne widma sygnału. Składowe charakterystyczne widma tworzą wektor sygnału na wejściu.

$$\overline{W}_{xx} = \left[W_{xx}(f_1,\Delta f);\ W_{xx}(f_2,\Delta f);\ \ldots W_{xx}(f_i,\Delta f);\ \ldots W_{xx}(f_n,\Delta f)\right] \tag{5.11}$$

gdzie:

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

f_i – częstotliwości charakterystyczne $i = 1...n$,

Δf – szerokość pasma składowej charakterystycznej widma.

Szerokość pasma Δf powinna być dobrana w zależności od dokładności opisu sygnału oraz w zależności od dokładności diagnozy, jaką należy uzyskać na podstawie sygnału y(t).

Jeżeli składowe sygnału na wejściu zostaną przedstawione w postaci widma, to wektor sygnału wyjściowego $\overline{W}_{yy}$ (zaniedbując zakłócenia wewnętrzne) można przedstawić w postaci

$$\overline{W}_{yy} = \left[W_{yy}(f_1,\Delta f);\ W_{yy}(f_2,\Delta f);\ \ldots W_{yy}(f_i,\Delta f)\ \ldots W_{yy}(f_n,\Delta f)\right] \quad (5.12)$$

Każdemu parametrowi sygnału na wejściu i wyjściu przypisuje się pasmo o szerokości Δf i częstotliwości środkowej f_i (nie wszystkie pasma dostępne przy analizie odzwierciedlają parametry istotne). Związek między składowymi wektora sygnału na wejściu i wektora sygnału na wyjściu można zapisać na podstawie pracy [26] (s. 175) w postaci układu następujących równości

$$\begin{aligned}
W_{yy}(f_1,\Delta f) &= |H(f_1,\Delta f)|^2 W_{xx}(f_1,\Delta f)\\
W_{yy}(f_2,\Delta f) &= |H(f_2,\Delta f)|^2 W_{xx}(f_2,\Delta f)\\
&\vdots \qquad\qquad \vdots\\
W_{yy}(f_i,\Delta f) &= |H(f_i,\Delta f)|^2 W_{xx}(f_i,\Delta f)\\
&\vdots \qquad\qquad \vdots\\
W_{yy}(f_n, f) &= |H(f_n, f)|^2 W_{xx}(f_n,\Delta f)
\end{aligned} \quad (5.13)$$

W związkach przedstawionych układem równości (5.13) nie wzięto pod uwagę zakłóceń wewnętrznych (aby nie zaciemniać zapisu), które mogą mieć istotny wpływ na diagnozę. Ich wpływ na diagnozę będzie zależny od szerokości pasma Δf.

6. PODSTAWY MATEMATYCZNE OCENY PODOBIEŃSTWA SYGNAŁÓW DIAGNOSTYCZNYCH

Podstawą do określenia miary korelacji między sygnałem na wejściu x(t) oraz wyjściu y(t) (rys. 6.1) jest nierówność ([26], s. 95)

$$|\psi_{xy}(\tau)|^2 \leq \psi_{xx}(0)\psi_{yy}(0) \tag{6.1}$$

gdzie:

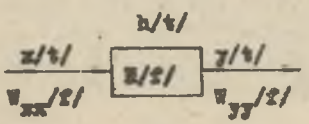
$\psi_{xy}(\tau)$ - funkcja korelacji wzajemnej sygnałów,

$\psi_{xx}(0)$, $\psi_{yy}(0)$ - wartości funkcji autokorelacji dla $\tau = 0$.

Na podstawie nierówności (6.1) wprowadza się zależność dającą kwadrat unormowanej funkcji korelacji wzajemnej określonej wzorem

$$\rho^2_{xy}(\tau) = \frac{|\psi_{xy}(\tau)|^2}{\psi_{xx}(0)\psi_{yy}(0)} \leq 1 \tag{6.2}$$

W układach liniowych, obok przekształcenia amplitudy sygnału dla poszczególnych składowych częstotliwościowych sygnału między wejściem a wyjściem, następują różne przesunięcia fazowe.



Rys. 6.1. Schemat przejścia sygnałów przez układ liniowy

Dla określenia miary korelacji między sygnałami należy wprowadzić związek, który określałby korelację sygnałów w poszczególnych pasmach częstotliwości. Podstawę do określenia miary korelacji sygnałów w danym paśmie częstotliwości jest nierówność (6.3) wyprowadzona z nierówności (6.1) w pracy [26] (s. 108).

$$|W_{xy}(f)|^2 \leq W_{xx}(f)W_{yy}(f) \tag{6.3}$$

Na podstawie nierówności (6.3) określa się miarę korelacji sygnałów przy danej częstotliwości f, a funkcję tę nazywa się funkcją koherencji zwyczajnej

$$\gamma^2_{xy}(f) = \frac{|W_{xy}(f)|^2}{W_{xx}(f)W_{yy}(f)} \leq 1 \tag{6.4}$$

Wzór (6.4) jest odpowiednikiem wzoru (6.2) i określa korelację sygnałów dla każdej częstotliwości f. Wartości funkcji mogą się zmieniać w granicach od 0-1. W układach liniowych o stałych parametrach wartość funkcji koherencji dla wszystkich częstotliwości f będzie równa jedności. Jeżeli x(t) i y(t) są całkowicie skorelowane, wartości funkcji koherencji będą równe jedności. Jeżeli x(t) i y(t) są całkowicie nieskorelowane, wartość funkcji będzie równa zeru.

Wykorzystując podstawowe zależności (5.1) i (5.2) - rys. 6.1 - między sygnałami w liniowych układach o stałych parametrach i podstawiając je do (6.4), otrzymuje się

$$\gamma^2_{xy}(f) = \frac{|H(f)|^2 W^2_{xx}(f)}{W_{xx}(f)|H(f)|^2 W_{xx}(f)} = 1 \qquad (6.5)$$

Z równania (6.5) wynika, że dla układów liniowych o stałych parametrach, wartość funkcji koherencji dla wszystkich częstotliwości f będzie równa jedności. Jeżeli funkcja koherencji jest większa od zera, lecz mniejsza od jedności, może to być spowodowane przez:
- szumy w sygnale zakłócającym pomiar,
- nieliniowość układu, przez który przechodzi sygnał.

Znając wartość funkcji koherencji między dwoma stacjonarnymi sygnałami, można na podstawie zależności podanej w pracy [66] (s.454) określić prędkość przekazywania informacji. Funkcja koherencji jest więc również miarą prędkości przekazywania informacji.

Według pracy [26] (s. 182) dla układów liniowych funkcję koherencji można interpretować jako część wartości średniej kwadratów sygnału wyjściowego y(t), pochodzącą od składnika widma sygnału wejściowego x(t) przy częstotliwości f. Odwrotnie - wartość

$$1 - \gamma^2_{xy}(f) \qquad (6.6)$$

jest miarą wartości średniej kwadratów sygnału wyjściowego y(t) nie należącej do składnika widma sygnału wejściowego x(t) przy tej częstotliwości f. Sygnałem nie należącym do sygnału x(t) jest sygnał z(t) (rys.5.1). Odbierając sygnały $s_1(t)$ $s_2(t)$ z dwóch punktów ścianki maszyny oraz wyznaczając funkcję koherencji (6.4), określa się część wartości średniej kwadratów sygnału $s_1(t)$, mającą swój udział w sygnale $s_2(t)$. Widmo koherentne sygnału zapisuje się w postaci

$$W_{s_1 s_1}(f) = W_{s_2 s_2}(f)\gamma^2_{s_1 s_2}(f) \qquad (6.7)$$

Różnicę między widmami $W_{\Delta s_2 \Delta s_2}$ można zapisać w postaci

$$W_{\Delta s_2 \Delta s_2}(f) = W_{s_2 s_2}(f)\left[1 - \gamma^2_{s_1 s_2}(f)\right] \tag{6.8}$$

Pomiaru funkcji koherencji dokonuje się w określonych szerokościach pasma Δf. Wyrażenie na funkcję koherencji przyjmie postać

$$\gamma^2_{s_1 s_2}(f,\Delta f) = \frac{\left|W_{s_1 s_2}(f,\Delta f)\right|^2}{W_{s_1 s_1}(f,\Delta f) W_{s_2 s_2}(f,\Delta f)} < 1 \tag{6.9}$$

Między procesami $s_1(t)$ i $s_2(t)$ jest różnica określona w postaci procesu $\Delta s_2(t)$.

Wzorem (6.4) wyznacza się funkcję koherencji zwyczajnej, która dalej nazwana będzie tylko funkcją koherencji. Obok funkcji koherencji zwyczajnej definiuje się również funkcję koherencji cząstkowej ([26], s. 198) oraz funkcję koherencji wielokrotnej ([26], s. 204). W dalszej części przedstawionej pracy będzie wykorzystywana tylko funkcja koherencji zwyczajnej oraz podana jej interpretacja.

Interpretacja ta jest podstawą koherencyjnej metody diagnostyki, co wynika z wprowadzenia w rozdz. 1 i 2 i uwzględnione jest w założeniach pracy (rozdz. 4.2).

Należy również zaznaczyć, że zagadnieniem oceny podobieństwa sygnałów zajmują się również prace [23] i [34].

7. BADANIA WSTĘPNE

7.1. Badania związków korelacyjnych między sygnałami diagnostycznymi

Badania doświadczalne nad określeniem korelacji sygnałów diagnostycznych przeprowadzono w układach, w których jako sygnał informacyjny przyjęto drgania wywołane współpracą zazębiających się kół zębatych. W rozdz. 4.2 uzasadniono celowość badań zazębienia przekładni.

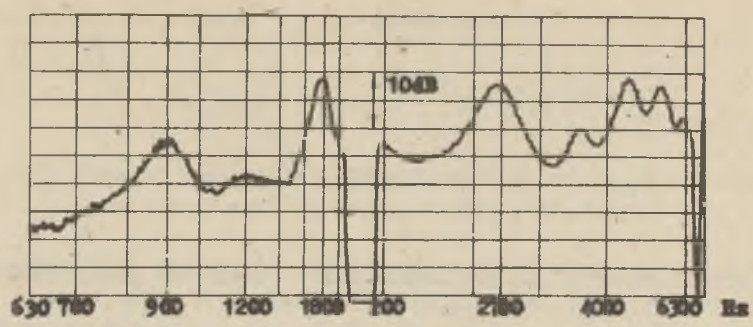
Celem badań jest określenie związku między sygnałem odbieranym bezpośrednio ze zużytego elementu (koła zębatego) a sygnałem diagnostycznym (drganiowym, akustycznym) odbieranym ze ścianki przekładni zębatej lub mikrofonu. Ze ścianki przekładni zębatej odbierano sygnał drganiowy prędkości i przyspieszeń chwilowych, odbierano również sygnał w postaci zmian ciśnienia akustycznego za pomocą mikrofonu znajdującego się w bezpośredniej bliskości ścianki.

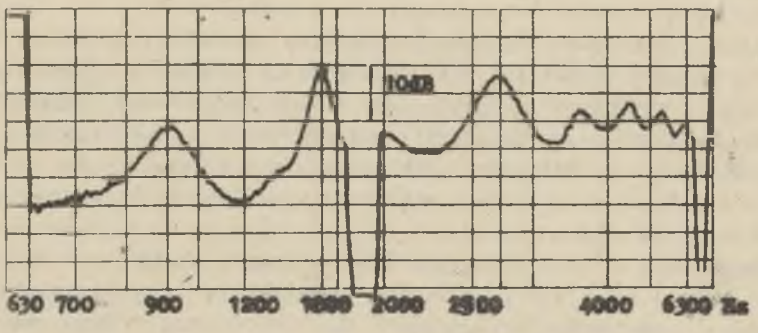
Przeprowadzono analizy częstotliwościowe drgań, znajdując widma sygnałów $\ddot{x}(t)$, $\dot{x}(t)$, $\ddot{y}(t)$, $\dot{y}(t)$, odbierając odpowiednio sygnały drgań stycznych z koła i drgań normalnych ścianki dla przyspieszeń i prędkości. Analizowano również sygnał $p(t)$ zmian ciśnienia akustycznego w okolicach ścianki maszyny.

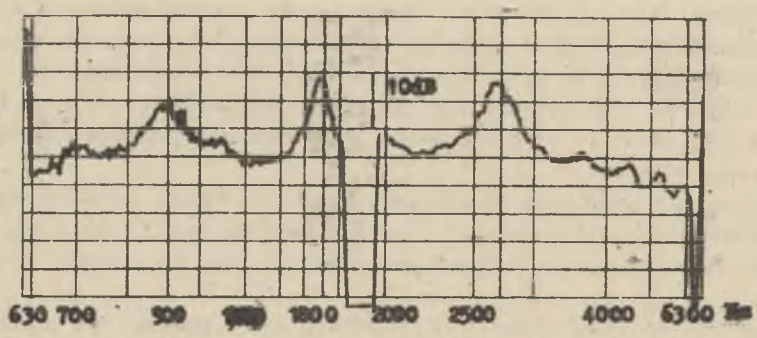
Sygnały odbierane były ze ścianki przekładni przedstawionej na rys. D.1.7 w rozdz. D.1.3 z punktu s_1. Sygnały przyspieszeń stycznych koła zębatego przekazywane były z czujnika (zamocowanego stycznie do koła zębatego) przez kolektor do aparatury pomiarowej. Mocowanie czujnika piezoelektrycznego na kole zębatym oraz kolektor przedstawiono na rys. D.1.8 w rozdz. D.1.3, gdzie opisano stanowiska do badań oraz rodzaje kół zębatych stosowanych do badań.

Przykładowe obrazy widm przedstawia rys. 7.1. Widma wykazują występowanie składowych selektywnych o częstotliwości zazębienia oraz jej harmonicznych. Potwierdzają to badania przedstawione np. w pracach [52, 75, 78, 79].

Dotychczasowe próby określania podobieństwa sygnałów, np. praca [51], wychodzące bezpośrednio z definicji unormowanej funkcji korelacji wzajemnej, nie mogły przynieść pozytywnych rezultatów z powodów przedstawionych w rozdz. 5.1. Rozumowanie przedstawione w rozdz. 5.1 potwierdzają przebiegi unormowanej funkcji korelacji wzajemnej (rys. 7.2a, b). Funkcja korelacji wzajemnej $\varrho_{\ddot{x}\ddot{y}}$ (rys. 7.2a) przedstawia przybliżoną okresowo zmieniającą się funkcję o częstotliwości 4.5 kHz. Przebieg unormowanej funkcji korelacji wzajemnej $\varrho_{\dot{y}p}$ przedstawia rys. 7.2b. Jest to funkcja w przy-



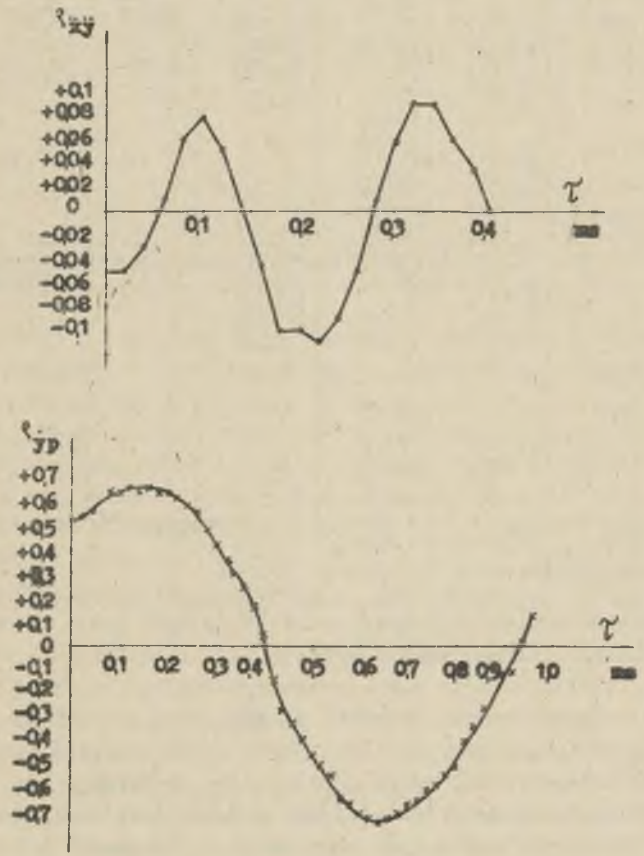




Rys. 7.1

a) widmo przyspieszeń stycznych koła, analizator B-K, względna szerokość pasma 6%, b) widmo prędkości drgań ścianki, analizator B-K, względna szerokość pasma 6%, c) widmo akustyczne w pobliżu ścianki, analizator B-K, względna szerokość pasma 6%

bliżeniu okresowa o częstotliwości 900 Hz. Znalezione przebiegi funkcji korelacji wzajemnej sygnałów (rys. 7.2) wskazują na nieprzydatność tej metody i nie dają miary podobieństwa sygnałów. Związków między sygnałami należy szukać, wykorzystując wyrażenia (6.4) w postaci przekształconej (D.1.11). Zestaw aparatury do pomiaru funkcji (D.1.11), poprawność jego doboru oraz błędy pomiarowe opisano w rozdz. D.1.2.



Rys. 7.2

a) przebieg unormowanej funkcji korelacji wzajemnej sygnałów przyspieszeń stycznych koła $\ddot{x}(t)$ i przyspieszeń ścianki przekładni $\ddot{y}(t)$, b) przebieg unormowanej funkcji korelacji wzajemnej sygnałów prędkości ścianki $\dot{y}(t)$ i sygnału akustycznego p(t)

W celu dokonania wyboru sygnału najlepiej odzwierciedlającego stan zazębienia koła zębatego wykonano pomiary przedstawione w tablicy 7.1, przedstawiono je również w pracy [10].

Przedstawione współczynniki koherencji γ^2_{xy}, γ^2_{xy} dla poszczególnych pasm częstotliwości wykazują, że stopień "podobieństwa" sygnałów w tych

Tablica 7.1

Wyniki pomiarów wartości współczynników koherencji, w pasmach częstotliwości zazębienia oraz ich harmonicznych

Współczyn. koherencji / Częst. środ. pasma Hz		$\gamma^2_{\ddot{x}\ddot{y}}$	$\gamma^2_{\ddot{x}\dot{y}}$	$\gamma^2_{\dot{x}p}$	$\gamma^2_{\ddot{x}p}$	$\gamma^2_{\ddot{y}p}$	$\gamma^2_{\dot{y}p}$
Koło zużyte	900	0,51	0,54	0,70	0,71	0,83 [1]	0,82 [1]
	1800	0,66	0,64	0,53	0,37	0,67	0,65
	2700	0,60	0,67	0,40		0,47	0,45
	3600	0,45	0,61			–	0,20
	4500	0,86	0,68			0,37	0,23
	5400		0,50				
Koło niezużyte	900	0,60	0,54	0,56		0,92 [2]	0,94 [2]
	1800	0,60	0,65	0,59		0,48	0,44
	2700	–	–	0,24		0,24	0,34
	3600	0,42	0,47				
	4500	0,58	0,71				
	5400	0,27	0,31				

1) - odległość mikrofonu od ścianki 3 cm,

2) - odległość mikrofonu od ścianki 0,5 cm

– - wartość współczynnika koherencji poniżej 0,15 (fluktuacja) w odczytach w czasie pomiarów

□ - współczynnik koherencji powyżej 0,5.

pasmach jest w przybliżeniu jednakowy zarówno dla sygnałów odbieranych ze ścianki w postaci zmian przyspieszeń, jak i zmian prędkości chwilowych. Przedstawione współczynniki $\gamma^2_{\dot{x}p}$, $\gamma^2_{\ddot{x}p}$, $\gamma^2_{\ddot{y}p}$, $\gamma^2_{\dot{y}p}$ wykazują, że koherencja między sygnałami drganiowymi a sygnałami akustycznymi maleje ze wzrostem częstotliwości. Sygnał akustyczny w stosunku do sygnału przyspieszeń i prędkości drgań wykazuje zmniejszony zakres częstotliwości prawidłowego odzwierciedlenia stanu zazębienia. (Badania akustyczne nie były wykonane w komorze akustycznej ani w pomieszczeniu adaptowanym do tego celu).

Dalsze badania miały na celu określenie współczynników koherencji (składowych funkcji koherencji) w pasmach częstotliwości odzwierciedlających stan zazębienia przy różnym stanie zębów.

W tablicy 7.2 podano wartości współczynników koherencji $\gamma^2_{\ddot{x}\ddot{y}}$ między sygnałami przyspieszeń stycznych koła a sygnałami przyspieszeń normalnych ścianki. Można zauważyć, że współczynniki koherencji $< 0,5$ występują dla kół dotartych i prawidłowo modyfikowanych przy częstotliwościach 900, 1800,

Tablica 7.2

Wartości współczynników koherencji przy częstotliwościach zazębienia oraz jej harmonicznych, w zależności od stanu kół zębatych

Współczyn. koherencji / Częstotliwość środkowa pasma	Rodzaj koła							
	Miękkie niezużyte γ^2_{xy}	Twarde niezużyte γ^2_{xy}	Miękkie dotarte γ^2_{xy}	Miękkie zużyte γ^2_{xy}	Modyfikowane			
					0,9 t_z γ^2_{xy}	0,6 t_z γ^2_{xy}	0,4 t_z γ^2_{xy}	0,2 t_z γ^2_{xy}
900 Hz	0,60	0,64		0,76				0,51
1800 Hz	0,60	0,66		0,51				
2700 Hz								
3600 Hz				0,69	0,54		0,54	
4500 Hz	0,58	0,76	0,73	0,54	0,53	0,68	0,62	0,65
5400 Hz		0,58	0,52	0,53	0,50	0,52		
Podano tylko wartości współczynników koherencji $\gamma^2 \geqslant 0,5$								

2700, 3600 Hz. Dla kół nowych największe współczynniki koherencji występują w piątej i pierwszej harmonicznej, ewentualnie drugiej. Obserwując zmiany współczynników koherencji, w miarę zużywania się kół zębatych zauważono, że współczynniki zmieniają się w większości przypadków wg zasady, że w pierwszej kolejności zwiększa się współczynnik koherencji dla drugiej i czwartej harmonicznej, następnie trzeciej.

Na podstawie przedstawionych badań można wyciągnąć wniosek, że wartości współczynników koherencji zależą od stanu kół, co potwierdza hipotezę o modelu sygnału dla maszyny sprawnej i niesprawnej.

Badania wykazują również wielowymiarowość sygnału diagnostycznego, pochodzącego od zazębienia. Jego niezależne parametry to wartości współczynników koherencji w określonych pasmach częstotliwości. Przeprowadzone badanie były wykonane, gdy sygnał odbierany był z jednego punktu ścianki maszyny. Przedstawione więc wnioski należy traktować jako wstępne.

Wiele prac dotyczących diagnostyki ma na celu poszukiwanie punktu odbioru sygnału najlepiej odzwierciedlającego stan maszyny. Wyboru takiego punktu można dokonać drogą określenia wartości współczynników koherencji w odpowiednich pasmach. Istnieje przekonanie, że najodpowiedniejszymi miejscami mocowania przetworników przy stawianiu diagnozy o stanie zazębienia są okolice podparcia wałów w łożyskach, np. praca [67]. W celu zweryfikowania przyjętego założenia wykonano pomiary współczynników dla zespołu przekładni przedstawionych na rys. D.1.9, rozdz. D.1.3. Wyniki pomiarów współczynników koherencji pomiędzy poszczególnymi punktami oznaczonymi na rys. D.1.9, rozdz. D.1.3 podano w tablicy 7.3.

Tablica 7.3

Wyniki pomiarów współczynników koherencji
między poszczególnymi punktami dla zespołu przekładni 1K-200

f Hz / pkt pomiaru	177	266	1328	f Hz / pkt pomiaru	177	266	1328
	γ	γ	γ		γ	γ	γ
1-2	0,70	0,90	0,13	7-8	0,54	0,80	0,36
1-3	0,25	0,17	0,27	7-9	0,53	0,88	0,38
1-4	0,22	0,81	0,15	7-10	0,35	0,55	0,50
1-5	0,75	0,79	0,18	7-11	0,55	0,70	0,48
2-3	-	0,61	0,33	8-9	0,52	0,97	0,50
2-4	-	0,81	0,35	8-10	0,55	0,75	0,58
2-5	0,92	0,74	0,12	8-11	0,85	0,73	0,54
3-4	0,78	0,64	0,18	9-10	0,75	0,87	0,63
3-5	0,19	0,70	0,58	9-11	0,49	0,72	0,55
4-5	0,12	0,54	0,46	10-11	0,46	0,90	0,63
6-1	0,68	0,93	0,20	12-7	0,44	0,92	0,16
6-2	0,47	0,95	0,38	12-8	0,61	0,91	0,69
6-3	0,42	0,80	0,22	12-9	0,70	0,85	0,43
6-4	0,49	0,91	0,14	12-10	0,48	0,77	0,34
6-5	0,34	0,48	0,18	12-11	0,47	0,88	0,56

Na podstawie tablicy 7.3 można wyciągnąć następujące wnioski:

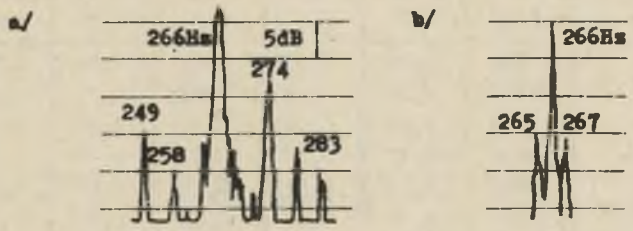
1. Punkty zlokalizowane w okolicach łożysk nie odzwierciedlają w jednakowym stopniu sygnału drganiowego zazębienia. (Na analogiczne stwierdzenie powołują się autorzy pracy [45]).
2. Podobne odzwierciedlenia stanu jak w okolicach łożysk tocznych można uzyskać dla innych punktów odbioru sygnałów diagnostycznych.

7.2. Badania niektórych przyczyn zmniejszających wartości współczynników koherencji

Zmniejszone wartości współczynników koherencji dla badanych przekładni zębatych wynikają z wpływu obcych źródeł.

W rozpatrywanych 6% pasmach częstotliwości zastosowanych do odzwierciedlenia składowych stanu zazębienia znajdują się między innymi składowe wynikające z bicia uzębienia (suma różnych błędów powodujących bicie uzębienia pracujących kół przekładni). Składowe te powodują modulacje sygnałów. Dla znalezienia tych składowych modulujących zastosowano 10-krotną transformację częstotliwości sygnału diagnostycznego, odbieranego w paśmie 266 Hz (sygnał dotyczył przekładni 1 K-200 rys. D.1.9, rozdz. D.1.3). Sygnał poddano analizie widmowej przy pomocy analizatora o szerokości pas-

ma 2 Hz. Otrzymane widma w otoczeniu 266 Hz obrazuje rys. 7.3a i b. Na rys. 7.3a i b widoczne są składowe częstotliwości modulujących, które wynoszą dla pierwszego wału ± 17 Hz, dla drugiego ± 8 Hz i trzeciego ± 1 Hz w stosunku do częstotliwości 266 Hz. Dla znalezienia składowej ± 1 Hz zastosowano w pracy [13] 40-krotną transformację częstotliwości. Obok wymienionych składowych występują składowe generowane przez łożyska toczne opisane w pracy [76] oraz składowe o składowej podstawowej f_p, których pochodzenie uzasadnione jest w pracy [46] oraz w rozdz. 3.1. Wymienione składowe pochodzące od obcych źródeł obniżają rzeczywistą wartość współczynników koherencji.



Rys. 7.3

a) widmo drgań przekładni 1K-200, w paśmie 266 Hz, przy 10-krotnej transformacji, b) widmo drgań przekładni 1K-200, w paśmie 266 Hz, przy 40-krotnej transformacji

7.3. Badania nad zmianą transmitancji przejścia informacji diagnostycznych

Wychodząc z zasady współpracy zębów, dla których ewolwenty wykonano z błędami lub dla zębów zużytych, można stwierdzić, że siły międzyzębne nie będą działały wzdłuż teoretycznej linii przyporu, a będą się odchylały od tej linii w pewnym zakresie w sposób przypadkowy, tworząc pewne pole odchyleń sił. Różne pola odchyleń sił międzyzębnych (w zależności od stanu kół zębatych) spowodują różną postać drgań skrzyni przekładniowej. Zmiana transmitancji (drogi) przejścia informacji (sygnału) spowoduje zmianę postaci drgań skrzyni.

Zmianę transmitancji przejścia informacji starano się określić na podstawie obserwacji wartości γ^2_{max}. Wyniki badań przedstawiono w tablicy 7.4. Badaniom poddano dwa koła, w których obciążono lewy lub prawy bok. Wyniki pomiarów zestawiono w kolejności chronologicznej ich wykonywania. Dla każdych sześciu pomiarów $\gamma^2(f_1, \Delta f)$ wybrano wartość maksymalną i wpisano w tablicy 7.4.

Przy współpracy kół zębatych zmiana kierunku obrotów powoduje zmianę kierunku linii działania siły międzyzębnej. Powoduje to różny stan równowagi w łożyskach i inne jest oddziaływanie na więzy (obudowę przekładni).

Tablica 7.4

Wyniki badań stanu zazębienia kół w miarę docierania się

	Obciążenie Q = 1,53 N/mm^2						
Pozycja		1	2	3	4	5	6
Rodzaj kół	Hz	γ^2_{max}					
	900	0,88	0,88	0,71	0,70	0,70	0,71
	1800	0,52	0,46	0,37	0,23	0,21	0,15
$w_1(h)$	2700	0,23	0,33	0,22	0,13	0,22	0,10
	3600	0,38	0,44	0,42	0,24	0,13	0,15
$o_1(h)$	4500	0,45	0,64	0,50	0,45	0,48	0,46
	5400	0,17	0,20	0,19	0,21	0,20	0,28
	900	1,00	0,93	0,87	0,86	0,87	0,86
$w_p(h)$	1800	0,36	0,64	0,65	0,33	0,30	0,34
	2700	0,55	0,56	0,40	0,23	0,15	0,08
	3600	0,71	0,81	0,57	0,34	0,45	0,43
$o_p(h)$	4500	0,40	0,55	0,40	0,57	0,58	0,67
	5400	0,21	0,27	0,22	0,21	0,17	0,14
$w_1(h)o_1(h)$	900	s_2-s_3	s_2-s_3	s_2-s_3	s_2-s_3	s_3-s_4	s_2-s_4
$w_p(h)o_p(h)$	900	s_1-s_3 s_1-s_2	s_2-s_3	s_1-s_2	s_1-s_3	s_1-s_3	s_1-s_3

W wyniku takiej zmiany wystąpi inna postać drgań przekładni zębatej. Aby to uzasadnić, określono, między jakimi punktami s (rys. D.1.7, rozdz. D.1.3) wystąpią maksima współczynnika koherencji dla częstotliwości 900 Hz (tablica 7.4). W tablicy widoczne jest, że dla lewego boku zęba dwa ostatnie pomiary wykazały inne maksima (należy zaznaczyć, że przy pomiarze poz. 5 pomyłkowo zmieniono kierunek obrotów, który był niezgodny z kierunkiem obciążenia). Dla prawej flanki można uznać również, że tylko w dwóch przypadkach punkty, między którymi wystąpiło maksimum, są różne od pozostałych. Na podstawie tablicy wyciągnięto wniosek, że gdy pole odchyleń działania siły międzyzębnej jest stałe, to przy kierunku obrotów w prawo maksymalne wartości współczynników koherencji powinny wystąpić między punktami s_1-s_3, a w przypadku kierunku obrotów w lewo między punktami s_2-s_3. Znalezioną regułę zastosowano dla kół zestawionych w tablicy 7.5. Koła oznaczono w następujący sposób (tablica 7.5): koło podstawowe przez w, koła przy współpracy lewym bokiem oznaczono przez l, prawym p. Dla kół 0, 3, 4, 6 zastosowano to samo oznaczenie, jak podano w pracach [55, 78]. W pracy [78] przedstawiono stan zazębienia tych kół na podstawie określenia widma drgań skrętnych, odbieranych z przetwornika zamocowanego stycznie do koła zębatego. W kołach 3_l, 4_l, 6_l lewy bok był modyfikowany tak,

że długość linii zazębienia odnosząca się do współpracy z częścią boku niemodyfikowanego wynosiła odpowiednio 0,6 t_z, 0,4 t_z, 0,25 t_z, gdzie t_z - podziałka zasadnicza koła. Do badań użyto również kół w różnym stopniu zużytych wgłębieniami zmęczeniowymi (pittingiem). Oznaczono je 1^p i 3^p (rys. 10.1a, c). Oznaczenie h wskazuje na koła utwardzone powierzchniowo, m - koła nieutwardzone.

Tablica 7.5

Punkty, między którymi wystąpiły maksymalne wartości współczynników koherencji

	Obciążenie Q = 1,53 N/mm^2; γ^2max								
Rodzaj kół	$w_p(h)$ $O_p(h)$	$w_1(h)$ $O_1(h)$	$w_1(h)$ $3_1(h)$ mod. 0,6 t_z	$w_1(h)$ $4_1(h)$ mod. 0,4 t_z	$w_1(h)$ $6_1(h)$ mod. 0,25 t_z	$w_p(h)$ $O_p(m)$	$w_p(h)$ $1^p_p(m)$	$w_p(h)$ $2^p_p(m)$	$3^p_p(m)$ $3^p_p(m)$
900 Hz	1,00	0,88	0,75	0,60	0,77	0,88	0,88	0,88	0,99
	s_1-s_2	s_2-s_3	s_1-s_3	s_2-s_3	s_3-s_4	s_2-s_4	s_2-s_4	s_2-s_4	s_2-s_3
Pozycja	1	2	3	4	5	6	7	8	9

Analizując zgodność wspomnianej reguły dla kół znajdujących się w różnym stanie (tablica 7.5), można stwierdzić, że reguła ta nie występuje przy kierunku obrotów w prawo. Można jednak zauważyć pewną zgodność przy kierunku obrotów w lewo (poz. 2 i 4), co związane jest z tym, że porównane są koła modyfikowane z kołami dotartymi. Przy kierunku obrotów w prawo koła dotarte są porównane z kołami zużytymi. Wyciągnięto wniosek, że w zależności od stopnia zużycia zazębienia, czyli od zmiany stanu zazębienia, wystąpią różne pola odchyleń kierunku działania siły międzyzębnej. Jednocześnie mogą wystąpić różne postacie drgań obudowy. Obrazują to zmiany punktów s (w zależności od stanu zazębienia), między którymi występują maksima koherencji sygnałów.

Stacjonarność drganiowych sygnałów diagnostycznych w opisanym doświadczeniu wynika bezpośrednio z zasady fizycznej generowanych drgań. W rozpatrywanym przypadku podstawowe czynniki decydujące o stacjonarności takie jak: prędkość obrotowa przekładni czy obciążenie przekładni są stałe.

Niestacjonarność sygnału wywołana jest zużywaniem się współpracujących elementów, co uwidacznia się przy długich czasach współpracy odpowiadających czasowi eksploatacji lub jego części. W krótkich odcinkach czasu sygnał można uznać jako stacjonarny.

Przeprowadzone badania świadczą również o powtarzalności wyników badań oraz stacjonarności sygnałów drganiowych. Niezmienne są wartości współczynników koherencji dla pierwszych harmonicznych (900 Hz, tablica 7.4,

poz. 3, 4, 5, 6). Okres pracy przekładni, w którym niezmienne były wartości współczynników w pierwszej harmonicznej, równy jest 18 h pracy pod obciążeniem. Bardziej podatne na zmiany są wartości współczynników koherencji w wyższych częstotliwościach. Związane to jest z niewielką ciągłą zmianą stanu przekładni zębatej. W przypadku gdy wystąpi zniszczenie powierzchni współpracujących zębów (pitting), wystąpią duże zmiany wartości współczynników koherencji.

7.4. Wnioski do rozdziału siódmego

Do porównywania diagnostycznych sygnałów drganiowych można wykorzystać funkcję koherencji, która daje miarę podobieństwa sygnałów w dziedzinie częstotliwości. (Zagadnieniami miar podobieństwa zajmują się prace [23] i [34]).

Zarówno sygnały przyspieszeń jak i prędkości drgań ścianki niosą równoznaczne informacje o stanie zazębienia kół.

Stopień odzwierciedlenia stanu, przy założonej szerokości pasma analizatorów, zależny jest od stanu zazębienia.

Nie wszystkie punkty pomiarowe zlokalizowane w okolicach łożysk (podparcia wałów) odzwierciedlają jednakowo sygnał generowany przez zazębienie. Podobne odzwierciedlenie stanu jak w okolicach łożysk można uzyskać dla innych punktów odbioru sygnałów diagnostycznych.

Może wystąpić zmiana transmitancji przejścia informacji między źródłem a stałym punktem odbioru sygnału diagnostycznego. Spowodowane to jest zmianą stanu zazębienia.

Można przyjąć, że w opisanych warunkach pomiarów drganiowe sygnały diagnostyczne są stacjonarne.

8. WYKORZYSTANIE ESTYMATORÓW FUNKCJI AUTOKORELACJI, KORELACJI WZAJEMNEJ ORAZ FUNKCJI GĘSTOŚCI WIDMOWEJ DO OCENY STANU ZAZĘBIENIA

Z przedstawionych rozważań oraz badań w rozdz. 1-7 wynika, że zastosowanie estymatorów funkcji autokorelacji, korelacji wzajemnej oraz funkcji gęstości widmowej do diagnozowania stanu zazębienia napotyka na trudności. Wynika to głównie ze zmiany transmitancji przejścia sygnałów diagnostycznych, jaką wywołują siły międzyzębne w uszkodzonym zazębieniu (pitting, zawalcowania itp.) przekładni zębatej w stosunku do przekładni nie uszkodzonej. Problem ten przedstawiono praktycznie w rozdz. 7.3. Trudności wynikają również z faktu, że odbiera się bardzo zróżnicowane informacje z różnych punktów maszyny, które mają być podstawą oceny. Wyrażają to wartości współczynników koherencji zmierzone między różnymi punktami ścianki przekładni zębatej (rozdz. 7.3). Aby potwierdzić te trudności, wykonano badania, które przedstawiono w rozdziale D.3.

Badania te potwierdzają wnioski (rozdz. 7). Problem oceny stanu zazębienia należy rozwiązać w sposób nowy, co jest przedmiotem następnych rozdziałów 9 i 10.

9. PODSTAWY KOHERENCYJNEJ METODY DIAGNOSTYCZNEJ OCENY STANU MASZYN

9.1. Analiza modeli przejścia sygnałów diagnostycznych w maszynie

Z przeprowadzonych badań wstępnych przedstawionych w rozdz. 7 oraz z badań (rozdz. D.3) wynika, że przyjęty na rys. 5.1 model przejścia sygnałów od źródła do określonego punktu ścianki maszyny jest niewystarczający. Należało przypuszczać, że przedstawiony model przejścia sygnałów nie odzwierciedla ich przejścia prawidłowo. Należy przyjąć wielodrożne przejścia sygnału informacyjnego x(t), co wynika z konstrukcji diagnozowanych maszyn. Ze względu na występowanie różnych źródeł zakłóceń (zakłócenia generują inne elementy maszyny) należy również wziąć pod uwagę wielodrożne przejście sygnałów zakłócających. Badania przedstawione w rozdz. 7.1 wykazały, że udziały zakłóceń i sygnału informacyjnego w poszczególnych punktach odbioru sygnałów diagnostycznych są różne. Również - że sygnały pochodzące z różnych źródeł są wzajemnie niekoherentne. Wynika to z tego, że przy zmniejszaniu się udziału sygnału informacyjnego koherencja sygnałów również się zmniejsza. Gdy udział sygnału informacyjnego rośnie, koherencja również rośnie. Gdyby sygnały pochodzące od poszczególnych źródeł były koherentne, wartość funkcji koherencji nie ulegałaby zmianom i byłaby bliska jedności. Z przeprowadzonych rozważań i zacytowanych badań wynika, że należy przyjąć model przejścia sygnałów, jak pokazano na rys. 9.5.

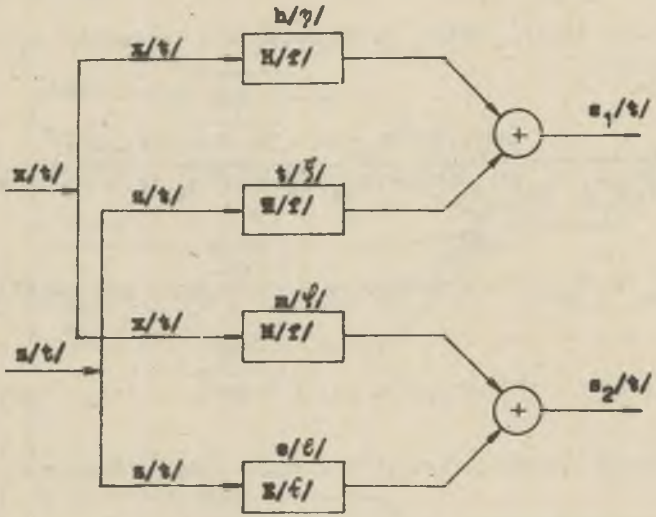
W rozdz. 7 wykazano, że wartości składowych funkcji koherencji w pasmach o częstotliwościach środkowych odpowiadających częstotliwościom charakterystycznym zmieniają się ze zmianą stanu diagnozowanych elementów maszyny. Analiza przyjętego modelu przejścia sygnałów będzie polegała na znalezieniu funkcji koherencji dla sygnałów odbieranych z dwóch punktów ścianki maszyny. Należy również zbadać możliwość uproszczenia przyjętego modelu przejścia sygnałów.

Obliczanie bezpośrednio funkcji koherencji dla modelu rys. 9.5 jest trudne. Rozpatrzone zostaną modele mniej złożone, co da podstawę do obliczenia funkcji koherencji modelu ogólnego (rys. 9.5).

Ponieważ sygnał informacyjny x(t) powoduje wzrost wartości funkcji koherencji sygnałów porównywanych między różnymi punktami odbioru sygnałów diagnostycznych, sygnał ten nazwano ujednolicającym.

Sygnały zakłócające z(t), które zmniejszają wartość funkcji koherencji sygnałów między punktami ich odbioru, nazwano sygnałami różnicującymi.

Przed rozpatrzeniem bardziej ogólnych modeli (bardziej zbliżonych do rzeczywistości przejścia sygnałów w maszynie) rozpatrzony zostanie model, który przyjęto za pracę [34] i przedstawiono na rys. 9.1. Przyjęto, że sygnał ujednolicający x(t) do punktu odbioru sygnału s_1 przechodzi tylko jedną drogą opisaną transmitancją H(f), tak jak nieskorelowany sygnał z(t) (sygnał różnicujący) przechodzi drogą opisaną transmitancją T(f). W ten sam sposób do punktu s_2 przechodzą odpowiednie sygnały drogami o transmitancjach M(f) i E(f).



Rys. 9.1. Uproszczony model przejścia sygnałów od źródła do punktu odbioru, wg pracy [34]

Na rys. 9.1 przez h(η), t(ξ), m(φ) i e(ε) oznaczono odpowiednie odpowiedzi układu (drogi o odpowiedniej transmitancji) na impuls jednostkowy. Sygnały $s_1(t)$ i $s_2(t)$ można przedstawić w postaci sum odpowiedzi układu na sygnały x(t) i z(t) ([26], s. 175 lub [29], s. 134).

$$s_1(t) = \int_0^\infty h(\eta)x(t-\eta)d\eta + \int_0^\infty t(\xi)z(t-\xi)d\xi$$

$$s_2(t+\tau) = \int_0^\infty m(\varphi)x(t+\tau-\varphi)d\varphi + \int_0^\infty e(\varepsilon)z(t+\tau-\varepsilon)d\varepsilon \qquad (9.1)$$

Na podstawie (9.1) można znaleźć funkcje autokorelacji i korelacji wzajemnej sygnałów $s_1(t)$ i $s_2(t)$, dla których po zastosowaniu transformacji Fouriera ([26], s. 101) można znaleźć widma sygnałów.

$$W_{s_1s_2}(f) = H^*(f)M(f)W_{xx}(f) + T^*(f)E(f)W_{xx}(f)$$

$$W_{s_1s_1}(f) = |H(f)|^2 W_{xx}(f) + |T(f)|^2 W_{zz}(f) \qquad (9.2)$$

$$W_{s_2s_2}(f) = |M(f)|^2 W_{xx}(f) + |E(f)|^2 W_{zz}(f)$$

Wykorzystując (9.2), funkcja koherencji dla sygnałów $s_1(t)$ i $s_2(t)$ przyjmuje postać

$$\gamma^2_{s_1s_2}(f) = \frac{|H^*(f)M(f)W_{xx}(f) + T^*(f)E(f)W_{zz}(f)|^2}{\left[|H(f)|^2 W_{xx}(f) + |T(f)|^2 W_{zz}(f)\right]\left[|M(f)|^2 W_{xx}(f) + |E(f)|^2 W_{xx}(f)\right]} < 1 \qquad (9.3)$$

Jeżeli $W_{zz}(f)/W_{xx}(f) = \lambda$, to licznik L i mianownik M wyrażenia (9.3) przyjmą postać

$$L = |H^*(f)M(f) + T^*(f)E(f)\lambda|^2 \leq |H(f)|^2|M(f)|^2 + |T(f)|^2|E(f)|^2\lambda^2 \qquad (9.4)$$

$$M = |H(f)|^2|M(f)|^2 + |T(f)|^2|M(f)|^2\lambda + |H(f)|^2|E(f)|^2\lambda + |T(f)|^2|E(f)|^2\lambda^2$$

Wyrażenia (9.4) wykazują, że $M > L$, czyli funkcja koherencji określona równaniem (9.3), przyjmuje wartość mniejszą niż 1.

Biorąc pod uwagę układ, jakim jest maszyna, sygnały zakłóceń (tworzące sygnał różnicujący) odbierane z punktów s_1 i s_2 mogą składać się z kilku składowych $z_1(t) - z_n(t)$, z których każda może przechodzić inną drogą. Schemat przejścia sygnałów można więc przedstawić w postaci jak rys. 9.2.

Z badań przedstawionych w rozdz. 7 wynika, że sygnał x(t) jest nieskorelowany z sygnałami $z_1(t) - z_n(t)$ oraz sygnały $z_1(t)$ do $z_n(t)$ są wzajemnie również nieskorelowane. Zgodnie z przedstawionymi poprzednio zasadami (9.1) i (9.2) - ([26], s. 101 oraz 187-191) można napisać funkcje widmowych gęstości dla układu (rys. 9.2).

$$W_{s_1s_1}(f) = |H(f)|^2 W_{xx}(f) + |T_1(f)|^2 W_{z_1z_1}(f) + |T_2(f)|^2 W_{z_2z_2}(f) + \ldots$$

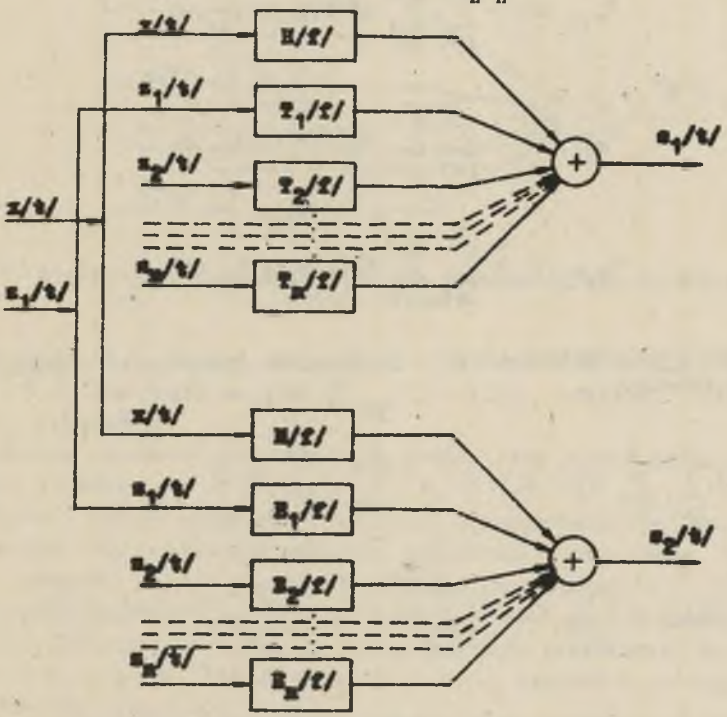
$$\ldots + |T_n(f)|^2 W_{z_nz_n}(f)$$

$$W_{s_2s_2}(f) = |M(f)|^2 W_{xx}(f) + |E_1(f)|^2 W_{z_1z_1}(f) + |E_2(f)|^2 W_{z_2z_2}(f) + \ldots$$

$$\ldots + |E_n(f)|^2 W_{z_nz_n}(f)$$

$$W_{s_1s_2}(f) = H^*(f)M(f)W_{xx}(f) + T_1^*(f)E_1(f)W_{z_1z_1}(f) + \ldots$$

$$\ldots + T_n^*(f)E_n(f)W_{z_nz_n}(f) \qquad (9.5)$$



Rys. 9.2. Schemat przejścia sygnałów diagnostycznych w maszynie

Wykorzystując zależność (9.5) oraz że $\lambda_i = W_{z_iz_i}(f)/W_{xx}(f)$, funkcja koherencji sygnałów $s_1(t)$ i $s_2(t)$ układu (rys. 9.2) przyjmie postać

$$\gamma^2_{s_1s_2}(f) = \frac{\left|H^*(f)\,M(f) + \sum_{i=1}^{n} T_i^*(f)E_i(f)\lambda_i\right|^2}{\left[|H(f)|^2 + \sum_{i=1}^{n}|T_i(f)|^2\lambda_i\right]\left[|M(f)|^2 + \sum_{i=1}^{n}|E_i(f)|^2\lambda_i\right]} < 1 \qquad (9.6)$$

Uzasadnienie, że funkcja (9.6) przyjmuje wartość mniejszą od jedności, opiera się na takiej samej zasadzie, jak pokazano zależnościami (9.4).

Dla dalszej analizy przejścia sygnałów diagnostycznych, przyjęto wielodrożny układ przedstawiony na rys. 9.3. Układ ten będzie pomocny do dalszej analizy układów wielodrożnych z zakłóceniami.

Funkcje widmowe dla układu (rys. 9.3) można wyrazić następującymi zależnościami

$$W_{s_1s_1}(f) = \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n} H_i^*(f)H_j(f)W_{xx}(f)$$

$$W_{s_2s_2}(f) = \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n} M_i^*(f)M_j(f)W_{xx}(f) \qquad (9.7)$$

$$W_{s_1s_2}(f) = \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n} H_i^*(f)M_j(f)W_{xx}(f)$$

Zależności przedstawione wzorami (9.7) można przedstawić w postaci następujących równości

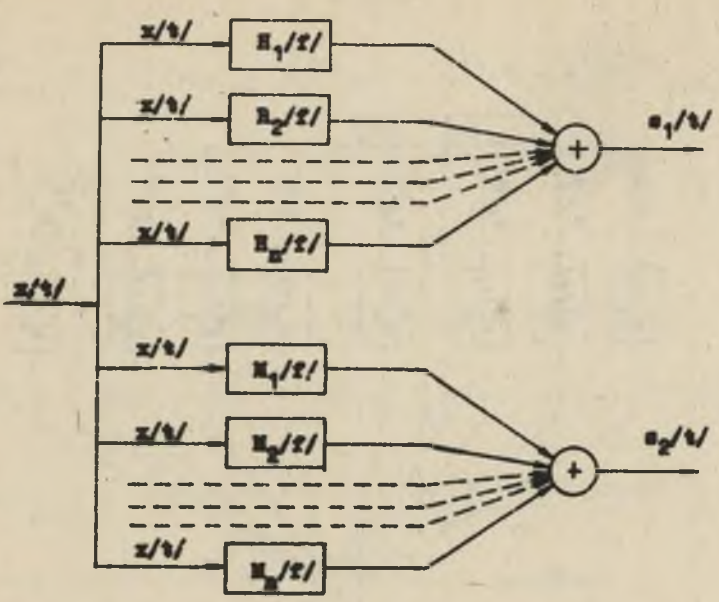
$$\left|\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n} H_i^*(f)M_j(f)\right|^2 = \left|\sum_{i=1}^{n} H_i^*(f)\right|^2\left|\sum_{j=1}^{n} M_j(f)\right|^2$$

$$\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n} H_i^*(f)H_j(f) = \left[\sum_{i=1}^{n} H_i^*(f)\right]\left[\sum_{j=1}^{n} H_j(f)\right] = \left|\sum_{i=1}^{n} H_i^*(f)\right|^2 = \left|\sum_{j=1}^{n} H_j(f)\right|^2 \qquad (9.8)$$

$$\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n} M_i^*(f)/M_j(f) = \left[\sum_{i=1}^{n} M_i^*(f)\right]\left[\sum_{j=1}^{n} M_j(f)\right] = \left|\sum_{i=1}^{n} M_i^*(f)\right|^2 = \left|\sum_{j=1}^{n} M_j(f)\right|^2$$

Wykorzystując związki (9.7) i (9.8), funkcja koherencji między sygnałami $s_1(t)$ i $s_2(t)$ przyjmuje postać

$$\gamma^2_{s_1s_2}(f) = \frac{\left|\sum_{i=1}^{n} H_i^*(f)\right|^2\left|\sum_{j=1}^{n} M_j(f)\right|^2}{\left|\sum_{i=1}^{n} H_i^*(f)\right|^2\left|\sum_{j=1}^{n} M_j(f)\right|^2} = 1 \qquad (9.9)$$



Rys. 9.3. Wielodrożne przejścia sygnału informacyjnego do dwóch punktów odbioru sygnałów

Z równania (9.9) wynika, że funkcja koherencji dla wielodrożnego układu (rys. 9.3) przyjmuje wartość $\gamma^2_{s_1 s_2}(f) = 1$ dla dowolnej liczby dróg przejścia sygnałów.

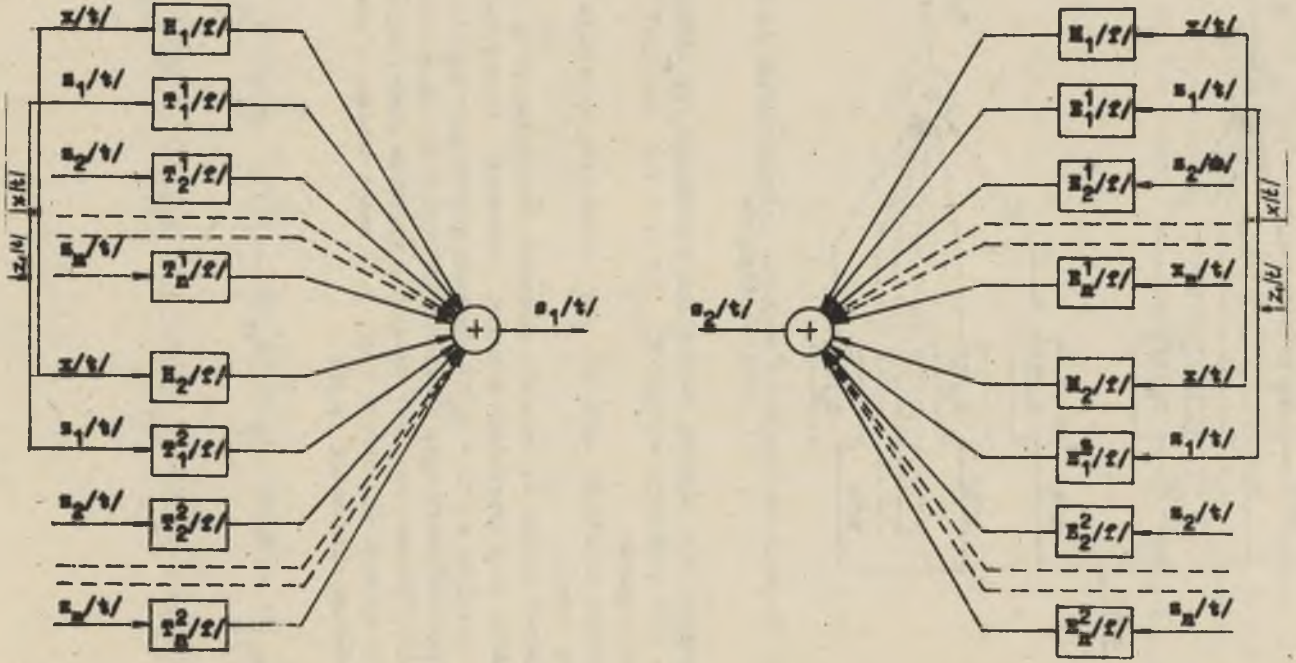
Identyczna zależność zachodzi, gdy liczby dróg przejścia do punktów s_1 i s_2 będą różne.

W układach jakimi są maszyny, sygnałom przechodzącym np. dwoma drogami (przez układ oraz otaczający ośrodek, powietrze) towarzyszą zakłócenia opisane funkcjami $z_1(t) - z_n(t)$. Sygnały zakłócające $z_1(t) - z_n(t)$ są wzajemnie nieskorelowane oraz również nieskorelowane są z sygnałem informacyjnym $x(t)$. Wspomniany układ przejścia sygnałów przedstawia rys. 9.4.

Funkcje widmowe dla układu (rys. 9.4) można zapisać w postaci, wykorzystując również zależności (9.8):

$$W_{s_1 s_1}(f) = \left| H_1(f) + H_2(f) \right|^2 W_{xx}(f) + \left| T_1^1(f) + T_1^2(f) \right|^2 W_{z_1 z_1}(f) +$$

$$+ \left| T_2^1(f) + T_2^2(f) \right|^2 W_{z_2 z_2}(f) + \ldots + \left| T_n^1(f) + T_n^2(f) \right|^2 W_{z_n z_n}(f)$$



Rys. 9.4. Dwudrożne przejście sygnałów wraz z zakłóceniami przechodzącymi wieloma drogami

$$W_{s_2s_2}(f) = \left|M_1(f) + M_2(f)\right|^2 W_{xx}(f) + \left|E_1^1(f) + E_1^2(f)\right|^2 W_{z_1z_1}(f) +$$

$$+ \left|E_2^1(f) + E_2^2(f)\right|^2 W_{z_2z_2}(f) + \ldots + \left|E_n^1(f) + E_n^2(f)\right|^2 W_{z_nz_n}(f)$$

i korzystając z (9.7):

$$W_{s_1s_2}(f) = \left[H_1^*(f) + H_2^*(f)\right]\left[M_1(f) + M_2(f)\right] W_{xx}(f) +$$

$$+ \left[T_1^{1*}(f) + T_1^{2*}(f)\right]\left[E_1^1(f) + E_1^2(f)\right] W_{z_1z_1}(f) + \left[T_2^{1*}(f) + T_2^{2*}(f)\right]\left[E_2^1(f) +$$

$$+ E_2^2(f)\right] W_{z_2z_2}(f) + \ldots + \left[T_n^{1*}(f) + T_n^{2*}(f)\right]\left[E_n^1(f) + E_n^2(f)\right] W_{z_nz_n}(f) \quad (9.10)$$

Dla uproszczenia zapisu można wprowadzić oznaczenia

$$H_1(f) + H_2(f) = H(f); \quad M_1(f) + M_2(f) = M(f) \quad \text{itd.}$$

Wyrażenia (9.10) przyjmują postać

$$W_{s_1s_1}(f) = \left|H(f)\right|^2 W_{xx}(f) + \left|T_1(f)\right|^2 W_{z_1z_1}(f) + \left|T_2(f)\right|^2 W_{z_2z_2}(f) + \ldots$$

$$\ldots + \left|T_n(f)\right|^2 W_{z_nz_n}(f)$$

$$W_{s_2s_2}(f) = \left|M(f)\right|^2 W_{xx}(f) + \left|E_1(f)\right|^2 W_{z_1z_1}(f) + \left|E_2(f)\right|^2 W_{z_2z_2}(f) + \ldots$$

$$\ldots + \left|E_n(f)\right|^2 W_{z_nz_n}(f)$$

$$W_{s_1s_2}(f) = H^*(f)M(f)W_{xx}(f) + T_1^*(f)E_1(f)W_{z_1z_1}(f) + T_2^*(f)E_2(f)W_{z_2z_2}(f) + \ldots$$

$$\ldots + T_n^*(f)E_n(f)W_{z_nz_n}(f) \quad (9.11)$$

Kiedy wyrażenie $W_{z_i z_i}(f)/W_{xx}(f) = \lambda_i$, to funkcja koherencji dla układu (rys. 9.4) przyjmuje postać

$$\gamma^2_{s_1 s_2}(f) \frac{\left[|H^*(f)M(f)| + \sum_{i=1}^{n} T_i^*(f)E_i(f)\lambda_i\right]^2}{\left[|H(f)|^2 + \sum_{i=1}^{n}|T_i(f)|^2\lambda_i\right]\left[|M(f)|^2 + \sum_{i=1}^{n}|E_i(f)|^2\lambda_i\right]} \quad 1 \qquad (9.12)$$

Można zauważyć, że funkcja koherencji wyrażona wzorem (9.12) przyjęła postać wzoru (9.6).

Dla pełnej analizy przejścia sygnałów x(t) m-drogami, którym towarzyszy $z_1(t) - z_n(t)$ zakłóceń przechodzących różnymi drogami, przyjęto układ na rys. 9.5. Założenia o związkach korelacyjnych między sygnałami dla wspomnianego układu są takie jak poprzednio. Funkcje gęstości widmowych dla układu (rys. 9.5) można zapisać, wykorzystując również zależności (9.8):

$$W_{s_1 s_1}(f) = \left|\sum_{i=1}^{m} H_i(f)\right|^2 W_{xx}(f) + \sum_{j=1}^{n}\left|\sum_{i=1}^{n} T_j^i(f)\right|^2 W_{z_j z_j}(f)$$

$$W_{s_2 s_2}(f) = \left|\sum_{i=1}^{m} M_i(f)\right|^2 W_{xx}(f) + \sum_{j=1}^{n}\left|\sum_{i=1}^{n} E_j^i(f)\right|^2 W_{z_j z_j}(f) \qquad (9.13)$$

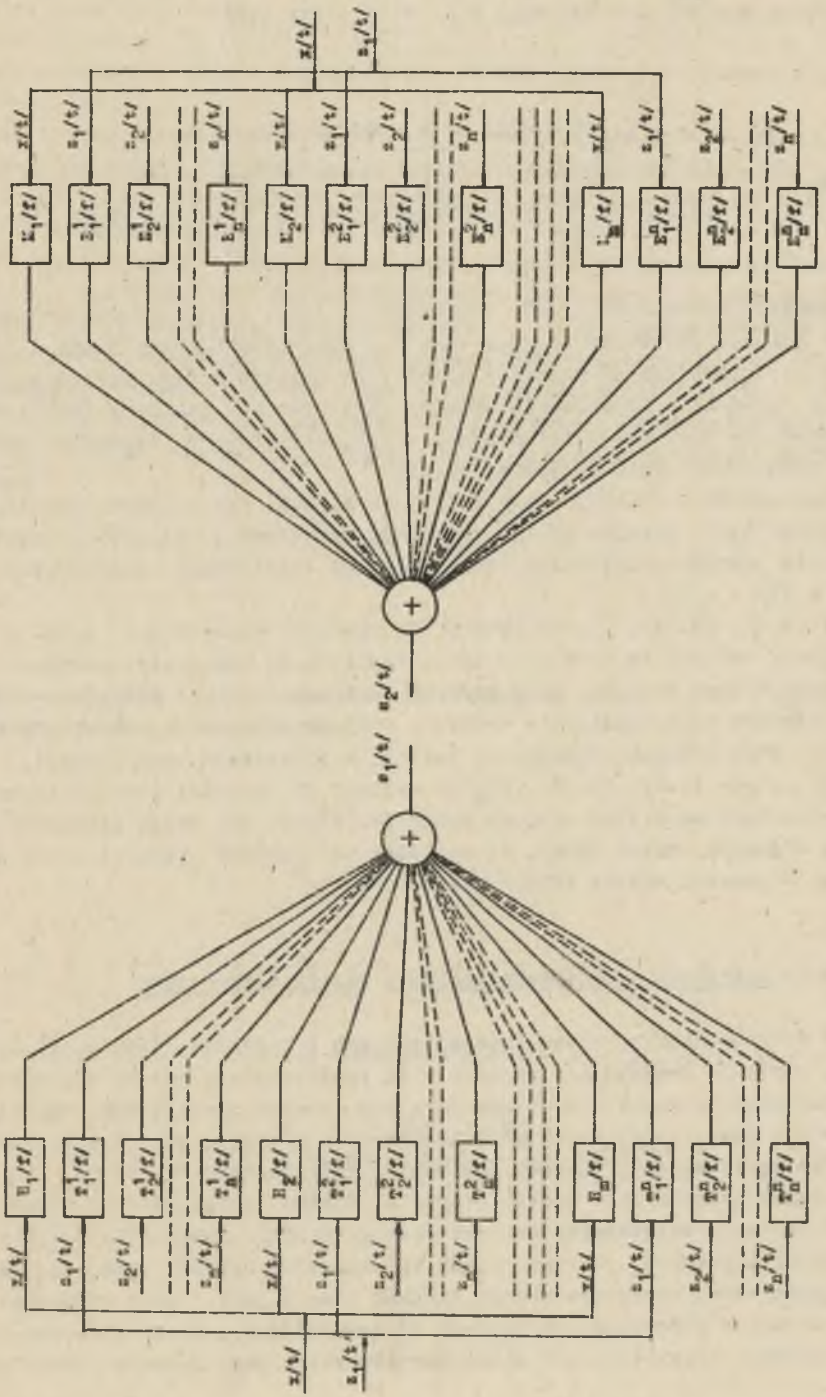
$$W_{s_1 s_2}(f) = \left[\sum_{i=1}^{m} H_i^*(f)\right]\left[\sum_{i=1}^{m} M_i(f)\right] W_{xx}(f) +$$

$$+ \sum_{j=1}^{n}\left[\sum_{i=1}^{n} T_j^{i*}(f)\right]\left[\sum_{i=1}^{n} E_j^i(f)\right] W_{z_j z_j}(f)$$

wprowadzając następujący zapis

$$\sum_{i=1}^{m} H_i(f) = H(f); \quad \sum_{i=1}^{m} M_i(f) = M(f); \quad \sum_{i=1}^{n} T_j^i(f) = T_j(f);$$

$$\sum_{i=1}^{n} E_j^i(f) = E_j(f) \qquad (9.14)$$



Rys. 9.5. Uogólniony model przejścia sygnałów przez maszynę

Na podstawie (9.13) i (9.14) funkcja koherencji dla układu (rys. 9.5) przyjmie postać, wprowadzając $\lambda_j = W_{z_j z_j}(f)/W_{xx}(f)$

$$\gamma^2_{s_1 s_2}(f) = \frac{\left|H^*(f)M(f) + \sum_{j=1}^{n} T_j^*(f)E_j(f)\lambda_j\right|^2}{\left[|H(f)|^2 + \sum_{j=1}^{n}|T_j(f)|^2\lambda_j\right]\left[|M(f)|^2 + \sum_{j=1}^{n}|E_j(f)|^2\lambda_j\right]} < 1 \qquad (9.15)$$

Funkcja koherencji (9.15) dla układu z (rys. 9.5) przyjmuje podobną postać jak dla układu z rys. 9.2 oraz 9.4 odpowiednie wzory (9.6) i (9.12).

Z przeprowadzonych rozważań wynika, że układów z rys. 9.2, 9.4, 9.5 nie można sprowadzić do prostego układu, jaki przyjęto za pracą [34] i przedstawiono na rys. 9.1. Wielodrożnego przejścia różnych sygnałów zakłóceń nie można sprowadzić do jednej drogi.

Jak wynika z (9.15), układ ogólny (rys. 9.5) można sprowadzić do układu (rys. 9.2), przyjmując transmitancje wypadkowe (9.14), wynikające z sumowania transmitancji kilku dróg przejścia określonego sygnału, jak $x(t)$ czy $z_1(t) - z_n(t)$.

Z (9.6), (9.12), (9.15) wynika, że sygnały zakłócające $z_1(t) - z_n(t)$ obniżają wartość funkcji koherencji (opisują to wyrażenia określone w mianownikach tych funkcji, przy których jest czynnik λ_j). Częściowo wpływają one również na podwyższenie wartości funkcji koherencji, co wynika z czynników, przy których umieszczone jest λ_j w licznikach tych funkcji.

Ze wzorów (9.6), (9.12), (9.15) wynika, że wartości funkcji koherencji zależne będą od miejsc odbioru sygnałów. Biorąc pod uwagę złożoność przejścia sygnałów, można uznać, że wartości tej funkcji będą losowe w zależności od zmiany miejsc odbioru sygnałów.

9.2. Założenia i opis koherencyjnej metody diagnostyki

Z dotychczasowych badań doświadczalnych i rozważań (rozdz. 7, D.3.2 i 9.1) wynikają następujące założenia do koherencyjnej metody diagnostyki:

- diagnozowana maszyna w dolnym skrajnym stanie prawidłowym emituje sygnał o charakterze szumu szerokopasmowego - sygnał ten traktowany jest jako zakłócający - nazwano go również różnicującym,
- maszyna przechodzi w sposób ciągły od stanów sprawności do stanów niesprawności, zwiększając moc emitowanego sygnału w częstotliwościach charakterystycznych, tworząc sygnał informacyjny nazwany ujednolicającym,
- sygnał szumu szerokopasmowego (sygnał różnicujący) jest nieskorelowany z sygnałem informacyjnym (sygnał ujednolicający), który generowany jest w pasmach częstotliwości charakterystycznych obok sygnału różnicującego,

- średnia moc sygnałów różnicujących odbieranych z różnych punktów ścianki maszyny jest stała i nie zmienia się w sposób istotny ze zmianami stanu maszyny,
- może występować zmiana postaci drgań obudowy maszyny ze zmianą stanu jej elementów.

Nie istnieje możliwość bezpośredniej oceny sygnału informacyjnego x(t) (ujednolicającego) z sygnału odbieranego ze ścianki maszyny. Nie można również określić sygnału z(t), różnicującego sygnały odbierane z różnych punktów na ściance maszyny.

Dokonując pomiarów funkcji koherencji sygnałów otrzymanych z dwóch punktów, nie można określić funkcji koherencji wynikającej ze wzorów (9.6), (9.12), (9.15). Dokonując pomiaru zgodnie z D.1.11, można określić tylko różnicę między sygnałami w postaci procesu różnicującego, który w dalszych rozważaniach oznaczany będzie przez z(t). Sygnały $s_1(t)$ i $s_2(t)$ składają się z części skorelowanej procesów, którą oznaczono przez $y_1(t)$ $y_2(t)$ oraz części różnicującej z(t). Sygnały $s_1(t)$ i $s_2(t)$ można więc zapisać w postaci

$$\begin{aligned} s_1(t) &= y_1(t) \\ s_2(t) &= y_2(t) + z(t) \end{aligned} \tag{9.16}$$

Widma sygnałów (9.16) określone są wzorami (sygnały $y_1(t)$ i $y_2(t)$ są nieskorelowane z z(t) z założenia):

$$\begin{aligned} W_{s_1s_2}(f) &= W_{y_1y_2}(f) \\ W_{s_1s_1}(f) &= W_{y_1y_1}(f) \\ W_{s_2s_2}(f) &= W_{y_2y_2}(f) + W_{zz}(f) \end{aligned} \tag{9.17}$$

Podstawiając (9.17) do (6.4), otrzymuje się:

$$\gamma^2_{s_1s_2}(f) = \frac{\left|W_{y_1y_2}(f)\right|^2}{\left[W_{y_2y_2}(f) + W_{zz}(f)\right] W_{y_1y_1}(f)} \tag{9.18}$$

Gdy

$$W_{zz}(f) = 0 \quad \text{to} \quad \gamma^2_{s_1s_2}(f) = 1$$

ponieważ $\left|W_{y_1y_2}(f)\right|^2 = W_{y_1y_1}(f)W_{y_2y_2}(f)$, gdy sygnały $y_1(t)$ i $y_2(t)$ są skorelowane (wynika to z (6.3)), gdy zaś

$$W_{y_1y_2}(f) = 0, \quad \text{to} \quad \gamma^2_{s_1s_2}(f) = 0$$

$$W_{zz}(f) > 0, \quad \text{to} \quad 0 < \gamma^2_{s_1s_2}(f) < 1 \tag{9.19}$$

Zależności (9.19) obrazują, jak mogą się zmieniać wartości $\gamma^2_{s_1s_2}(f)$ ze zmianą stanu maszyny.

Udział procesu różnicującego dwa procesy odbierane w postaci sygnałów ze ścianki maszyny jest tym większy, im bardziej prawidłowy jest stan maszyny. Odwrotnie, przy stanach maszyny, które uznaje się jako nieprawidłowe, udział procesu różnicującego jest tym mniejszy, im bardziej nieprawidłowy jest stan maszyny. Zakres stanów może się zmieniać od 0-1.

Ponieważ sygnał informacyjny (ujednolicający) generowany jest w pewnych składowych charakterystycznych f_i, $i = 1 - n$, wektor sygnału wyjściowego zapisuje się w postaci

$$\left[\gamma^2_{s_1s_2}(f_1,\Delta f);\ \gamma^2_{s_1s_2}(f_2,\Delta f);\ \ldots\ \gamma^2_{s_1s_2}(f_i,\Delta f);\ \ldots\ \gamma^2_{s_1s_2}(f_n,\Delta f)\right] \tag{9.20}$$

Związek między składowymi wektora sygnału wejściowego przedstawionego w postaci składowych widma a składowymi wektora sygnału wyjściowego przedstawionego w postaci składowych charakterystycznych funkcji koherencji (współczynników koherencji) jest następujący

$$\begin{aligned}
\gamma^2_{s_1s_2}(f_1,\Delta f) &\sim W_{xx}(f_1,\Delta f)\\
\gamma^2_{s_1s_2}(f_2,\Delta f) &\sim W_{xx}(f_2,\Delta f)\\
&\vdots \qquad\qquad \vdots\\
\gamma^2_{s_1s_2}(f_i,\Delta f) &\sim W_{xx}(f_i,\Delta f)\\
&\vdots \qquad\qquad \vdots\\
\gamma^2_{s_1s_2}(f_n,\Delta f) &\sim W_{xx}(f_n,\Delta f)
\end{aligned} \tag{9.21}$$

gdzie:

$\gamma^2_{s_1 s_2}(f_i,\Delta f)$ - składowe wektora sygnału wyjściowego utworzonego na podstawie odbioru sygnału z dwóch punktów; odpowiadają (~) składowym sygnału wejściowego $W_{xx}(f_i,\Delta f)$.

Udział sygnału różnicującego oraz udział sygnału informacyjnego zależny jest od miejsca odbioru sygnałów diagnostycznych ze ścianki maszyny i ma charakter losowy (wykazano to w pracach [9, 10, 14] oraz w rozdz. 7). Losowość udziałów sygnałów różnicującego i informacyjnego wynika również ze wzorów (9.6), (9.12), (9.15).

W celu estymacji odpowiedniego parametru sygnału diagnostycznego należy zwiększyć liczbę punktów odbioru sygnałów diagnostycznych i układ (9.21) przyjmie postać

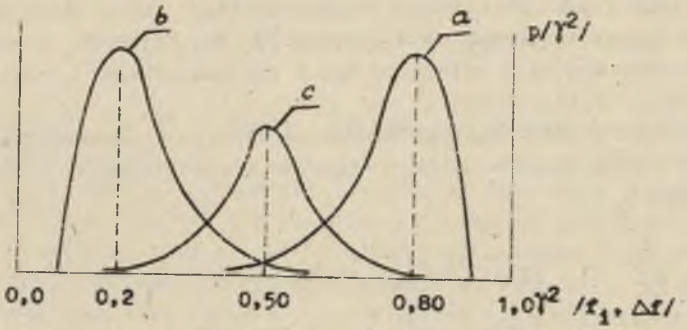
$$\begin{aligned}
\left[\gamma^2(f_1,\Delta f)\right]_{est} &\sim W_{xx}(f_1,\Delta f)\\
\left[\gamma^2(f_2,\Delta f)\right]_{est} &\sim W_{xx}(f_2,\Delta f)\\
&\vdots \qquad\qquad \vdots\\
\left[\gamma^2(f_i,\Delta f)\right]_{est} &\sim W_{xx}(f_i,\Delta f)\\
&\vdots \qquad\qquad \vdots\\
\left[\gamma^2(f_n,\Delta f)\right]_{est} &\sim W_{xx}(f_n,\Delta f)
\end{aligned} \tag{9.22}$$

9.3. Oszacowanie parametrów sygnału diagnostycznego

W rozdz. 7 przedstawiono, że wartości parametrów sygnału różnicującego są losową funkcją miejsc odbioru sygnału (przy danym stałym stanie maszyny). Parametry sygnału wyjściowego $\gamma^2(f_i,\Delta f)$ należy określić przy pomocy odpowiedniej estymaty (9.22) [16, 17]. W dotychczasowych publikacjach [14, 18, 19] sugerowano ocenę parametrów sygnału wejściowego $W_{xx}(f_i,\Delta f)$ na podstawie maksymalnych wartości parametru $\gamma^2(f_i,\Delta f)$.

Poszukiwana wartość współczynnika koherencji dla danej częstotliwości charakterystycznej f_i i przy określonej szerokości pasma Δf jest zmienną losową jednowymiarową. Zmienna losowa jednowymiarowa $\gamma^2(f_i,\Delta f)$ poszukiwana jest w przestrzeni dwuwymiarowej, którą stanowi powierzchnia maszyny. Zmienna losowa $\gamma^2(f_i,\Delta f)$ jest więc zmienną losową jednowymiarową o dwóch stopniach swobody. Poszukiwanie $\gamma^2(f_i,\Delta f)$ nasuwa pewną analogię do zagadnienia celowania do obiektu dwuwymiarowego (celowania do tarczy), gdzie zmienna losowa ma rozkład Rayleigha. Należy się spodziewać, że krzywa rozkładu gęstości prawdopodobieństwa przy poszukiwaniu $\gamma^2(f_i,\Delta f)$ będzie podobna do wspomnianego rozkładu.

Spodziewając się wspomnianego podobieństwa do wymienionych rozkładów, biorąc pod uwagę niesymetryczność tych rozkładów, ocena parametrów na podstawie wartości maksymalnych może być stosowana tylko (rys. 9.6 krzywa a), gdy $\gamma^2(f_1,\Delta f)$ moda $> 0{,}50$.



Rys. 9.6. Krzywe rozkładu wartości $\gamma^2(f_1,\Delta f)$, w zależności od wartości mody

Poszukiwanie wartości $\gamma^2(f_1,\Delta f)$ w całym zakresie zmienności $\gamma^2(0\text{-}1)$ jest bardziej złożone, niż dotychczas opisano. Wspomniany rozkład (rys. 9.6 krzywa a) będzie odpowiadał wartościom $\gamma^2(f_1,\Delta f)$, gdy moda rozkładu będzie $> 0{,}50$; czyli o wartościach $\gamma^2(f_1,\Delta f)$ będzie decydowała składowa informująca $W_{xx}(f_1,\Delta f)$. W przypadku gdy o modzie będzie decydowała składowa różnicująca $W_{zz}(f_1,\Delta f)$, to rozkład $\gamma^2(f_1,\Delta f)$ będzie taki, jak pokazuje go rys. 9.6 krzywa b. Przejście od rozkładu a do rozkładu b zachodzi w sposób ciągły, tzn., że przy przejściu przez modę 0,50 rozkład będzie symetryczny względem mody (rys. 9.6 krzywa c). Ogólnie wiadomo, że jednym "z najlepszych" (estymator zgodny, najefektywniejszy, nieobciążony) parametrów oceny wartości centralnych rozkładów jest wartość średnia. Przyjęto więc ocenę parametru sygnału wyjściowego $\gamma^2(f_1,\Delta f)$ na podstawie wartości średniej. Wektor sygnału wyjściowego można zapisać

$$\left\{\left[\gamma^2(f_1,\Delta f)\right]_{śr};\ \left[\gamma^2(f_2,\Delta f)\right]_{sr};\ \ldots\left[\gamma^2(f_1,\Delta f)\right]_{sr};\ \ldots\left[\gamma^2(f_n,\Delta f)\right]_{sr}\right\} \quad (9.23)$$

Znajdowanie parametrów sygnału wyjściowego polega na oszacowaniu wartości średniej oraz przedziału zmienności średniej przy danym poziomie ufności $1-\alpha$.

Prawdziwa wartość średnia ([74], s. 127):

$$\gamma^2_{sr} = \overline{\gamma^2} \mp t_{\alpha} s(\overline{\gamma^2}) \quad (9.24)$$

gdzie:

$\bar{\gamma}^2$ - oszacowanie prawdziwej średniej z próby,

t_α - zmienna losowa w teście t,

$s(\bar{\gamma}^2)$ - odchylenie standardowe średnich z próbki o liczebności n, pobranych z populacji posiadającej oszacowane odchylenie standardowe $s(\gamma^2)$.

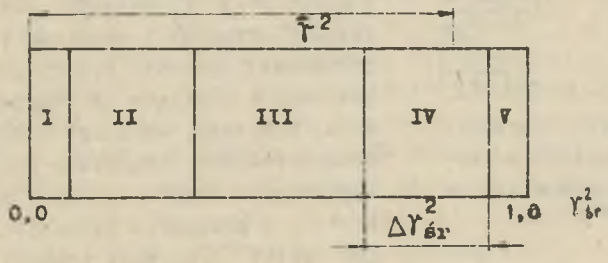
Związek między $s(\bar{\gamma}^2)$ a $s(\gamma^2)$ jest następujący

$$s(\bar{\gamma}^2) = \frac{s(\gamma^2)}{n} \tag{9.25}$$

Przyjmując odpowiednie klasy stanów (rys. 9.7) przy jednoczesnej możliwej zmianie wartości średniej w danej klasie, wynoszącej $\Delta \gamma^2_{śr}$ i gdy oszacowana średnia $\bar{\gamma}^2$ mieści się w granicach tej klasy, to powinien zachodzić związek

$$2t_\alpha s(\bar{\gamma}^2) \approx \Delta \gamma^2_{śr} \tag{9.26}$$

Liczbę punktów pomiarowych dobiera się w ten sposób, aby spełniony był warunek (9.26).



Rys. 9.7. Klasy stanów

Po przyjęciu odpowiednich klas stanów powstaje problem przyporządkowania parametru $\bar{\gamma}^2$ do określonej klasy. Jeżeli wartość parametru przekroczy górną granicę dopuszczalną dla danej klasy, można postawić hipotezę zerową, czy rzeczywisty parametr określony średnią przekracza wyznaczoną granicę. Hipotezę zerową można wówczas zapisać w postaci

$$H_0: \gamma^2_{śr} \leq \gamma^2_{śrgr} \tag{9.27}$$

gdzie:

$\gamma^2_{śr}$ - prawdziwa wartość oczekiwanego parametru,

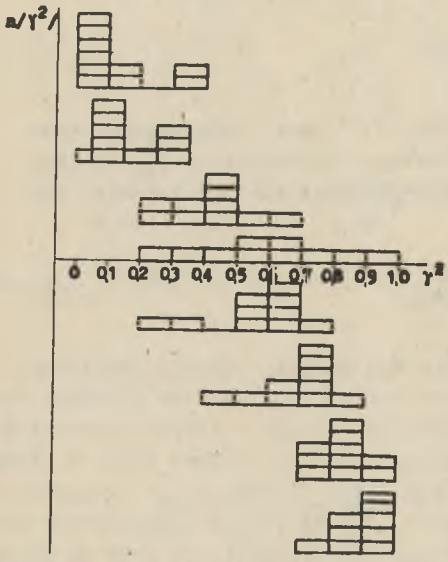
$\gamma^2_{śrgr}$ - graniczna wartość parametru dla określonej klasy.

Odpowiednie równanie na wartość zmiennej t przyjmuje postać

$$t_{obl} = \frac{\overline{\vartheta^2} - \vartheta^2_{śrgr}}{s(\vartheta^2)} \qquad (9.28)$$

gdzie:

$\overline{\vartheta^2}$ - wyznaczony parametr diagnostyczny.



Rys. 9.8. Rozkłady wartości $\vartheta^2(f_1,\Delta f)$ w zależności od wartości mody dla danych eksperymentalnych

Przyjęcie hipotezy z zastosowaniem testu jednostronnego nastąpi, gdy t_{obl} ze wzoru (9.28) będzie mniejsze od t_{gr} wyznaczonego dla z góry przyjętego poziomu α. Poziom α wyznacza prawdopodobieństwo odrzucenia hipotezy zerowej, pomimo że jest ona prawdziwa; jest to tzw. błąd pierwszego rodzaju. Zmniejszając poziom α, zwiększa się prawdopodobieństwo popełnienia błędu drugiego rodzaju, z którego wynika, że przyjęto hipotezę, podczas gdy prawdziwa średnia (parametr) przewyższa daną granicę klasy. Należy więc wybrać kompromisowe rozwiązanie przy doborze błędu pierwszego i drugiego rodzaju. W określonej sytuacji skutki popełnienia pomyłki, wynikające z przyjęcia założonej hipotezy, mogą być małe, a koszt diagnozowanego urządzenia może być duży; wówczas celowe będzie zmniejszenie α. W przypadku sytuacji odwrotnej, gdy skutki przyjęcia błędnej hipotezy mogą się objawiać jako kosztowna awaria diagnozowanego urządzenia (o czym świadczą np. informacje uzyskiwane z eksploatacji diagnozowanych urządzeń), należy zwiększyć α. Rośnie wówczas prawdopodobieństwo popełnienia błędu I rodzaju, czyli odrzucenia urządzenia dobrego, lecz maleje błąd drugiego rodzaju - przyjęcia urządzenia złego jako dobre.

Dla zobrazowania kształtu rozkładów $\vartheta^2(f_1,\Delta f)$ wykonano pomiary na stanowisku opisanym w rozdz. D.1.3. Sygnały odbierane były z 5 punktów, co w wyniku daje 10 wartości pomiarowych dla każdej składowej f_1 [25]. Na rys. 9.8 podano wyniki tych pomiarów w postaci otrzymanych rozkładów.

Rys. 9.8 potwierdza przedstawione rozumowanie w rozdz. 9.3. Na rys. 9.8 $n(\vartheta^2)$ oznacza częstość względną występowania danej wartości ϑ^2 w założonym przedziale zmienności, jeden prostokąt odpowiada jednemu pomiarowi.

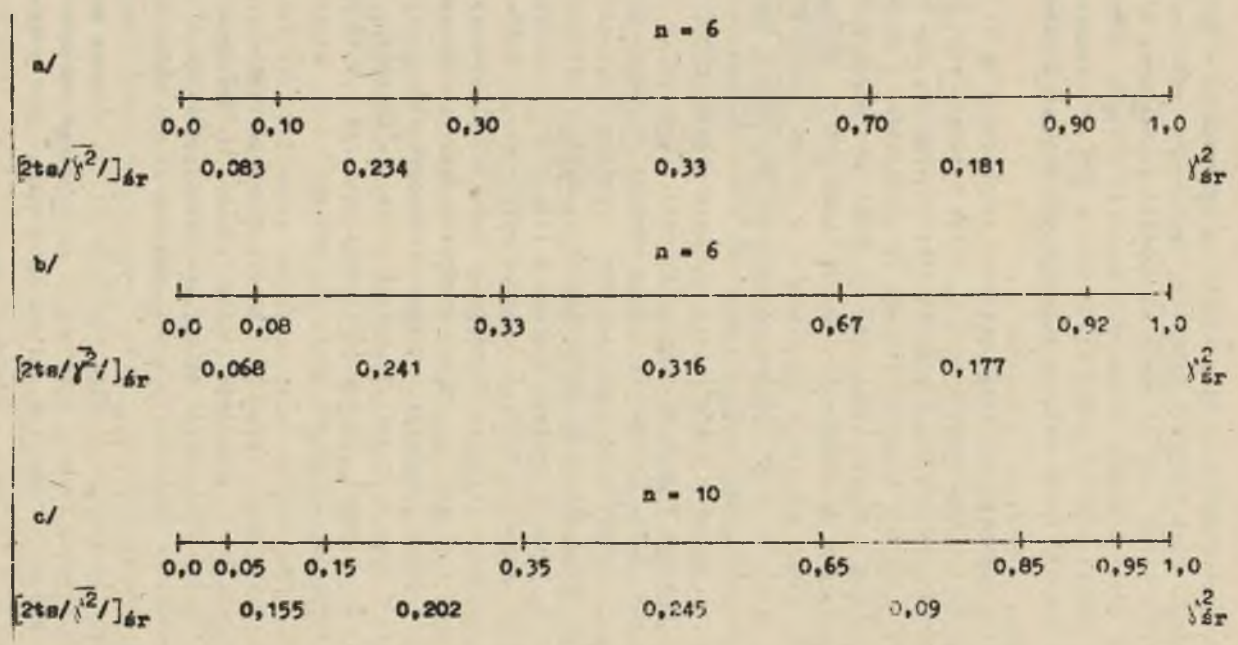
9.4. Klasy stanów zazębienia przekładni zębatych

Podstawą do określenia klas stanów są zgromadzone w [25] wyniki badań kół zębatych. Obok wartości średnich, oszacowano odchylenia standardowe próby $s(\eta^2)$ oraz $s(\overline{\eta^2})$, czyli odchylenie standardowe średniej (9.25). Określono również zakres zmienności średniej $2ts(\overline{\eta^2})$ przy 90% poziomie ufności. Wyniki tych obliczeń zestawiono w [25]. Opracowane parametry sygnałów diagnostycznych dotyczą sygnałów odbieranych z czterech punktów pomiarowych.

Dla nich uzyskuje się sześć wartości pomiarowych $\eta^2(f_i,\Delta f)$ dla każdej częstotliwości charakterystycznej f_i. Obok wspomnianych pomiarów, zestawiono również pomiary dla 5 punktów odbioru sygnału, dla których uzyskuje się 10 wartości pomiarowych. Pomiary te obejmowały 4 pary kół zębatych znajdujące się w różnym stanie (w tym jedna para mocno zużyta wgłębieniami zmęczeniowymi "pittingiem" - wyniki badań [25]). Otrzymane wyniki badań osobno dla n = 6 i n = 10, gdzie: n - liczba pomiarów, pogrupowano wstępnie na klasy, w zależności od wartości średniej (tablica D.4.1 i D.4.2). Dla założonych zakresów wartości średnich zgrupowano wartości możliwych zmian średnich $2ts(\overline{\eta^2})$ przy poziomie ufności 0,90, a następnie wyciągnięto średnią z tych wartości. Pierwsze przybliżenie przyjętych klas stanów - rys. 9.9a. Na rysunku podano również uzyskane wartości średnie $[2ts(\overline{\eta^2})\Delta]_{śr}$. Podziału na klasy dokonano zgodnie z wywodami (rozdz. 9.3), biorąc pod uwagę charakter rozkładów (rys. 9.8). W pierwszym przybliżeniu dla klasy 0, 10-0,30 wartość średnia z $[2ts(\overline{\eta^2})]_{śr}$ przekroczyła granice klasy, która wynosiła 0,20, a uzyskany wynik wynosi 0,234. Drugie przybliżenie podziału na klasy przedstawia rys. 9.9b. Uzyskane wartości średnie zmienności $[2ts(\overline{\eta^2})]_{śr}$ w tym przypadku nie przekraczają przyjętych granic klas stanów. Podobnych zabiegów dokonano dla n = 10. Przyjęte zakresy stanów oraz uzyskane obliczenia wartości $[2ts(\overline{\eta^2})]_{śr}$ pokazuje rys. 9.9c. Należy zauważyć, że dla określenia klas dla n = 10 dysponowano znacznie zmniejszą liczbą danych. Uzyskane zakresy klas stanów potwierdzają wywody opisane w rozdz. 9.3.

Do diagnostycznej oceny stanu maszyn przyjęto kwadraty składowych funkcji koherencji, co zmniejsza liczbę operacji matematycznych o pierwiastkowanie. Wynika to z zasady metody pomiarowej (stosowanej w pracy) wyznaczania kwadratów składowych funkcji koherencji lub składowych funkcji koherencji (rozdz. D.1.1).

Uzyskana symetryczność klas stanów (rys. 9.9), przy zastosowaniu kwadratów składowych funkcji koherencji, zadecydowała ostatecznie o wykorzystaniu składowych funkcji w postaci kwadratów, jako podstawy do określenia parametrów stanu.



Rys. 9.9. Uzyskane klasy stanów dla liczby pomiarów n = 6 i n = 10

9.5. Procedura oceny diagnostycznej w koherencyjnej metodzie diagnostyki

W oparciu o rozważania (rozdz. 9.1-9.4) przyjęta jest następująca procedura oceny:

Koherencyjną metodę diagnostyki drganiowej stosuje się dla elementów maszyn, dla których celowa jest częstotliwościowa selekcja sygnału diagnostycznego.

Diagnozowanym elementom można przypisać określone składowe sygnału o szerokości pasma Δf i o częstotliwościach środkowych odpowiadających częstotliwościom charakterystycznym f_i.

Liczbę składowych, która opisuje stan współpracującej pary elementów (np. para kół zębatych współpracująca przez zazębianie), dobiera się w zależności od dokładności, z jaką należy opisać ten stan.

Stan diagnozowanych elementów maszyny określa się w czasie pracy maszyny pod obciążeniem (obciążenie nominalne lub umowne).

Sygnały diagnostyczne drgań (zalecane przyspieszenie) odbiera się z kilku punktów ścianki maszyny.

Liczbę punktów odbioru sygnałów diagnostycznych dobiera się w zależności od wymaganej dokładności, z jaką należy wyznaczyć parametry diagnostyczne (9.26).

Na podstawie sygnałów drganiowych odbieranych ze wszystkich punktów wyznacza się kwadraty składowych charakterystycznych funkcji koherencji (jak np. tablica 10.1).

Parametry diagnostyczne stanowią uśrednione wartości kwadratów składowych charakterystycznych funkcji koherencji (9.23).

Wynik diagnozy dla każdej pary współpracujących elementów przedstawia się w postaci jak np. na rys. 10.2.

Na podstawie wcześniej wykonanych badań zależności między stanem elementów maszyny a parametrami stanu wyznacza się wartości dopuszczalne dla składowych wektora sygnału.

Wartości dopuszczalne wyznacza się przez podanie klasy stanu lub granicy poziomu, jakiego nie powinien przekroczyć dany parametr sygnału diagnostycznego.

9.6. Dodatkowe rozważania dotyczące porównywania stanów w koherencyjnej metodzie diagnostyki

Parametry sygnału wyjściowego odpowiadające dwom stanom elementów maszyny w koherencyjnej metodzie diagnostyki można przedstawić w postaci składowych wektorów.

$$\overline{W}_1 = \left[\overline{\vartheta}_1^2(f_1,\Delta f),\ \overline{\vartheta}_1^2(f_2,\Delta f)\ \ldots\ \overline{\vartheta}_1^2(f_1,\Delta f)\ \ldots\ \overline{\vartheta}_1^2(f_n,\Delta f)\right]$$

$$\overline{W}_2 = \left[\overline{\vartheta}_2^2(f_1,\Delta f),\ \overline{\vartheta}_2^2(f_2,\Delta f)\ \ldots\ \overline{\vartheta}_2^2(f_1,\Delta f)\ \ldots\ \overline{\vartheta}_2^2(f_n,\Delta f)\right] \tag{9.29}$$

Składowe wektorów odpowiadające jednej parze elementów, np. zazębieniu kół zębatych, są ortogonalne, co wynika z modelu generacji sygnałów w zazębieniu w rozdz. 3.1. Zagadnienie ortogonalności lub nieortogonalności składowych sygnału wyjściowego zapisanych w postaci (9.29), a odnoszących się do kilku par współpracujących elementów maszyn, jest nie rozstrzygnięte i wymaga odpowiednich badań.

Przy porównywaniu dwóch wektorów sygnału wyjściowego, przy ortogonalności składowych, można znaleźć moduły (długości) wektorów jak i wzajemny kąt odchylenia wektorów.

Moduły wektorów znajduje się z następujących zależności

$$|\overline{W}_1| = \sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left[\overline{\vartheta}_1^2(f_1,\Delta f)\right]^2} \qquad |\overline{W}_2| = \sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left[\overline{\vartheta}_2^2(f_1,\Delta f)\right]^2} \tag{9.30}$$

Kąt między wektorami W_1 i W_2 określa się wzorem

$$\cos\varphi = \frac{\sum_{i=1}^{n}\overline{\vartheta}_1^2(f_1,\Delta f)\overline{\vartheta}_2^2(f_1,\Delta f)}{|\overline{W}_1|\,|\overline{W}_2|} \tag{9.31}$$

Wzory (9.30) i (9.31) można interpretować następująco: Długość wektora określa rozmiary uszkodzenia lub wartość błędu wykonania, kąt określa różnicę między rodzajem uszkodzenia lub rodzajem błędu wykonania.

Można również wprowadzić względną miarę długości wektorów, co można zapisać w postaci

$$\frac{\sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left[\overline{\vartheta}^2(f_1,\Delta f)\right]^2}}{|\overline{W}|_{max}} \leqslant 1 \tag{9.32}$$

gdzie:

$|\overline{W}|_{max} = \sqrt{n}$ - największa długość wektora, jaką można uzyskać dla n składowych.

9.7. Podsumowanie rozdz. 9

W rozdz. 9 w oparciu o rozważania teoretyczne i o zacytowane badania przedstawiono podstawy koherencyjnej metody diagnostyki maszyn.

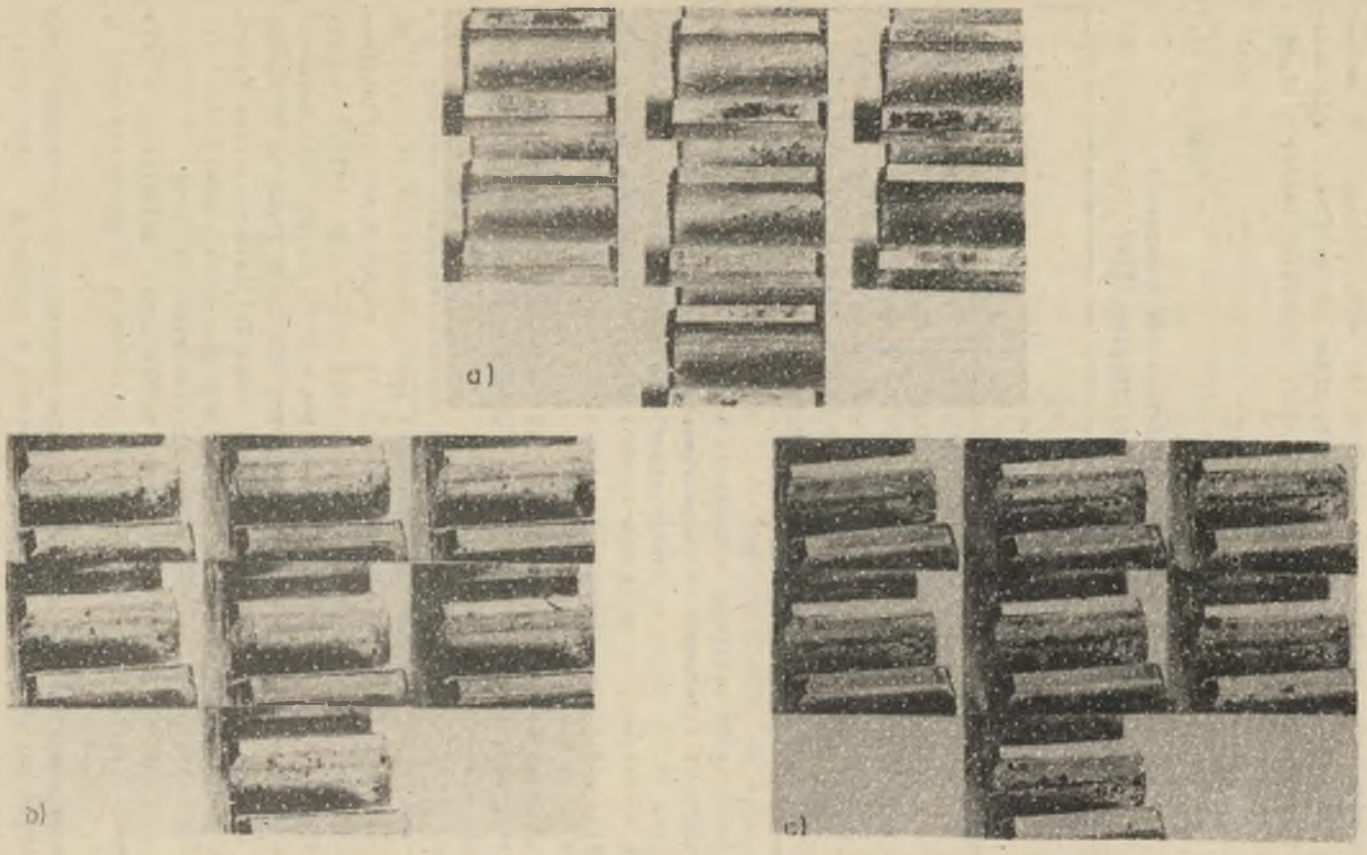
Opis metody zasadniczo kończy się na rozdz. 9.5, gdzie zaproponowano procedurę oceny diagnostycznej, która zweryfikowana będzie w rozdz. 10. W rozdz. 9.6 zaproponowano dodatkowe możliwości porównywania stanów, które będą mogły być stosowane, gdy parametry (składowe wektora stanu) wyznaczone będą odpowiednio dokładnie, co wiąże się z powiększaniem liczby punktów odbioru sygnałów diagnostycznych. Sposób opisany w rozdz. 9.6 można również zastosować przy pomniejszonej liczbie punktów odbioru sygnałów, np. cztery, gdy nie występują zmiany transmitancji przejść sygnałów diagnostycznych. W normalnej praktyce oceny diagnostycznej stanów elementów zaleca się porównywanie stanów takie, jak podano w procedurze rozdz. 9.5.

10. ZASTOSOWANIE KOHERENCYJNEJ METODY DIAGNOSTYKI DO OKREŚLENIA STANU ZAZĘBIENIA

Zgodnie z procedurą diagnostyczną koherencyjnej metody diagnostyki oblicza się częstotliwości charakterystyczne f_i, które dla badanego zazębienia ograniczono do sześciu składowych. Przyjęto to za pracą [78], gdzie rozpatrywano wzajemną odpowiedniość odwzorowania sygnału zapisanego w dziedzinie czasu i w dziedzinie częstotliwości. Częstotliwości charakterystyczne dla badanego zazębienia mają następujące wartości: 900, 1800, 2700-5400 H_z. Sygnały diagnostyczne odbierane były z czterech punktów. Punkty pomiarowe oznaczone są na rys. D.1.7 od s_1-s_4 (przetwornik w czasie badań mocowano do ścianki za pomocą wkrętów). Wyniki pomiarów otrzymuje się w postaci sześciu wartości estymatorów współczynników $\gamma^2(f_i,\Delta f)$ dla każdej częstotliwości charakterystycznej. Z wartości tych oblicza się wartość średnią $\overline{\gamma^2}(f_i,\Delta f)$. Wartości $\gamma^2(f_i,\Delta f)$ jako miara stanu wykazują, że im mniejsza jest ich wartość średnia, tym lepszy jest stan kół - zakres zmienności parametrów 0-1. Oznaczenia kół zębatych takie same, jak podano w rozdz. 7.3.

Przykładowy zestaw wyników dla kół $3^p_p(m)$ zużytych wgłębieniami zmęczeniowymi (rozwiniętym pittingiem) podano w tablicy 10.1. Obraz zużycia kół $3^p_p(m)$ przedstawia rys. 10.1c. Badaniom poddano 12 par kół zębatych znajdujących się w różnych stanach. Wyniki badań przedstawiono graficznie na rys. 10.2-10.13. Na rysunkach narysowano odpowiednie poziomy wartości $\overline{\gamma^2}_{śr}$, które oznaczają granice klas wyznaczonych w rozdz. 9.4. Liczby 1, 2, 3-6 odpowiadają kolejnym częstotliwościom f_i, 1 ~ 900 Hz, 2 ~ 1800 Hz itd.

Na rysunki naniesione są wartości parametrów stanu zazębienia $\overline{\gamma^2}(f_i,\Delta f)$ oraz granice zmienności parametru na poziomie ufności 0,90. Stan zazębienia określono przy obciążeniu przekładni Q = 1,53 N/mm^2. Wartość Q oblicza się zgodnie z pracą [50]. Koła zębate znajdujące się w różnych stanach współpracowały z kołem podstawowym w (h). Stan kół określony był w następujący sposób: koła $w_p(h)$ i $w_1(h)$ - koła szlifowane 6 kl. PN, $0_p(h)$ - koła frezowane 8 kl. wg PN, $0_1(h)$ - koło szlifowane 6 kl. wg PN, koła $3_1 4_1 6_1$ - koła modyfikowane (zgodnie z pracą [78]) 6 kl. wg PN, Koła 3_p, 4_p, 6_p - koła szlifowane 8 kl. wg PN, $0_p(m)$ - koła dłutowane 7 kl. wg PN, koła 1^p_p, 2^p_p, 3^p_p - koła w różnym stopniu zużyte pittingiem (rys. 10.1). Pozostałe symbole takie jak podane w rozdz. 7. Koło 4_1 charakteryzuje się według pracy [78] najlepszymi parametrami modyfikacji. Stosując koherencyjny sposób oceny, wykazano również, że jest to koło o najlepszym stanie z kół dla których przeprowadzono diagnozę (rys. 10.5).



Rys. 10.1. Stopień zużycia kół zębatych wgłębieniami zmęczeniowymi
a) zużycie na bokach zębów koła $1^{p}_{p}(m)$, b) zużycie na bokach zębów koła $2^{p}_{p}(m)$, c) zużycie na bokach zębów kół $3^{p}_{p}(m)$

Z przedstawionych wyników (rys. 10.2-10.13) wywnioskowano, że zmiany zachodzące w zazębieniu spowodowane wgłębieniami zmęczeniowymi (dla badanego zazębienia) można zauważyć najwcześniej, obserwując zmiany $\gamma^2(f,\Delta f)$, w drugiej harmonicznej 1800 Hz.

Tablica 10.1

Zestaw wyników pomiarów współczynników koherencji dla kół mocno zużytych pittingiem $3^{r}_{p}(m)$

Hz f_i	$\gamma^2(f_1,\Delta f)$						
	s_1/s_2	s_1/s_3	s_1/s_4	s_2/s_4	s_2/s_4	s_3/s_4	$\overline{\gamma^2}$
900	0,92	0,92	0,67	0,99	0,86	0,90	0,88
1800	0,83	0,69	0,46	0,85	0,61	0,76	0,70
2700	0,01	0,05	0,03	0,20	0,50	0,02	0,14
3600	0,40	0,55	0,36	0,62	0,56	0,83	0,55
4500	0,77	0,76	0,76	0,61	0,83	0,58	0,72
5400	0,76	0,61	0,28	0,22	0,52	0,08	0,41

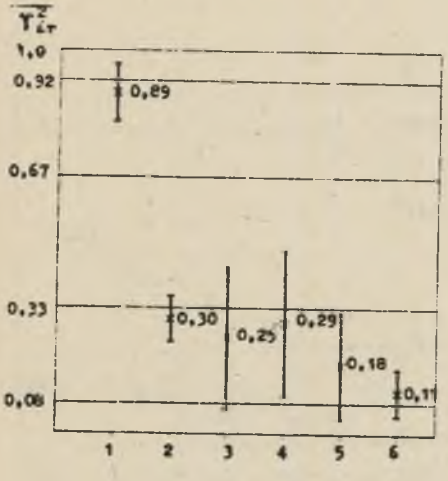
Przy rozwiniętym pittingu (wgłębienia zmęczeniowe) występują duże zmiany we wszystkich składowych (w rozpatrywanym przypadku z wyjątkiem trzeciej) - rys. 10.13. Mając na uwadze niezależność składowych harmonicznych, można się spodziewać, że składowym harmonicznym lub ich grupom będzie można przypisać pewne charakterystyczne rodzaje zużycia lub pewne charakterystyczne błędy wykonania.

Można również zauważyć prawidłowość, że największa wartość parametru sygnału diagnostycznego dla zazębienia o zębach prostych występuje zawsze w pierwszej harmonicznej 900 Hz.

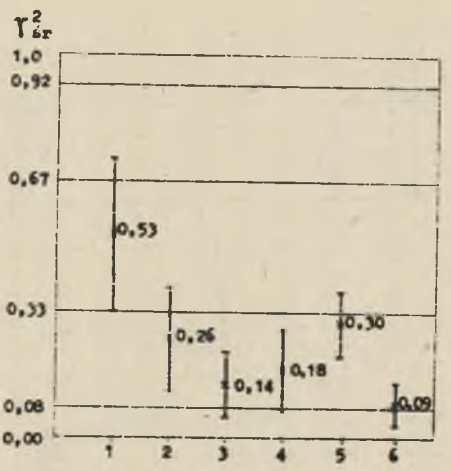
Na rys. 10.14 podano przykładowo pewne charakterystyczne wartości parametrów stanów, z zakresem ich zmienności przy poziomie ufności 0,90. Na rysunku oznaczono klasy I-V. Oznaczenia ① itd. wskazują nr częstotliwości charakterystycznej. Z rys. 10.2-10.13 oraz niektórych wyników na rys. 10.14 można wyciągnąć następujące praktyczne wnioski w zakresie badanych przekładni zębatych. Dla kół odpowiadających jakości 6 klasy wg PN wartość $\overline{\gamma^2}$ powinna się znajdować w zakresie klasy III (dla pierwszej harmonicznej), rys. 10.14, poz. 1, 2, 4. Pozostałe parametry, odpowiadające pozostałym harmonicznym, nie powinny przekraczać klasy II.

Koła, dla których parametry w wyższej harmonicznej odpowiadają klasie III, wykazują oznaki początków zniszczenia; obrazują to parametry poz. 7, 9, 10, 11, rys. 10.14.

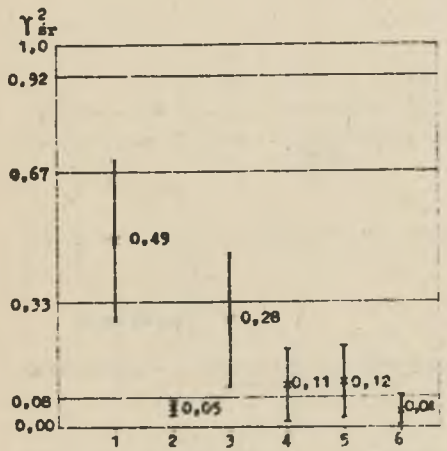
Koła mocno zużyte pittingiem spełniają w wyższych harmonicznych klasę IV, co obrazują parametry poz. 8, 12. Pierwsza harmoniczna przy kołach zużytych pittingiem wykazuje spełnienie IV klasy; obrazuje to parametr poz. 3.



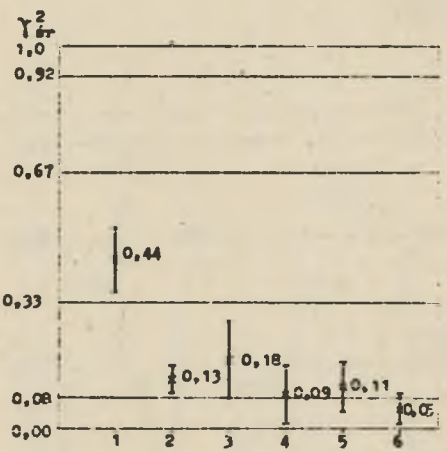
Rys. 10.2. Stan kół $w_p(h)$ i $0_p(h)$



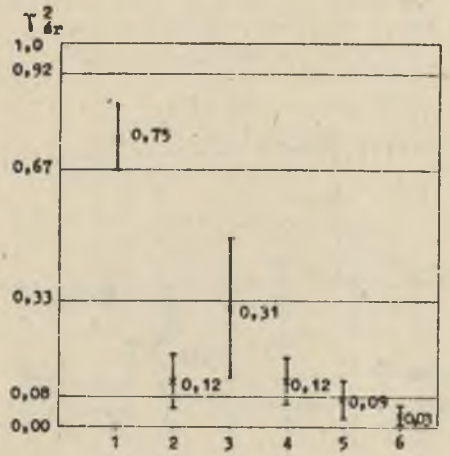
Rys. 10.3. Stan kół $w_1(h)$ i $0_1(h)$



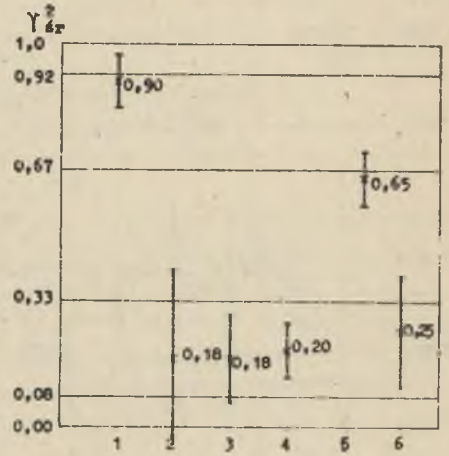
Rys. 10.4. Stan kół $w_1(h)$ i $3_1(h)$



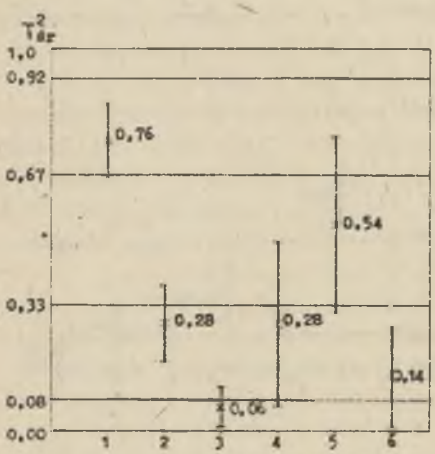
Rys. 10.5. Stan kół $w_1(h)$ i $4_1(h)$



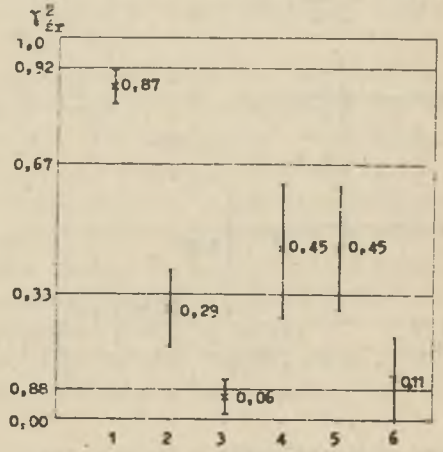
Rys. 10.6. Stan kół $w_1(h)$ i $6_1(h)$



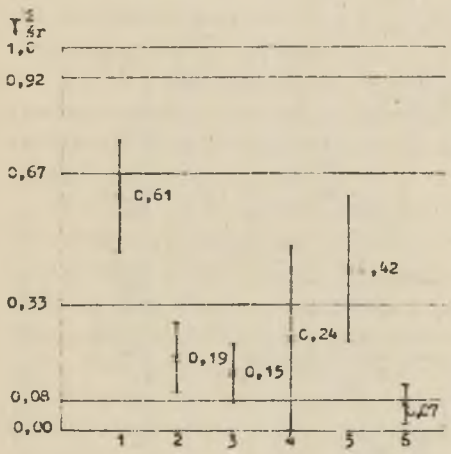
Rys. 10.7. Stan kół $w_p(h)$ i $3_p(h)$



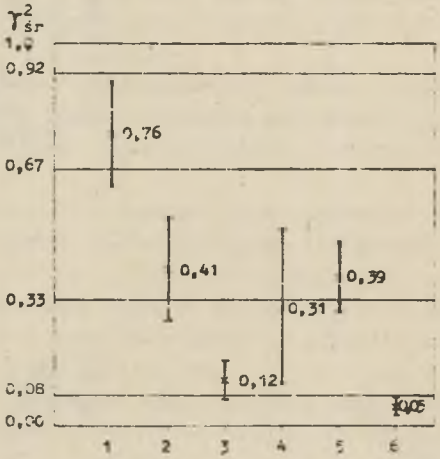
Rys. 10.8. Stan kół $w_p(h)$ i $4_p(h)$



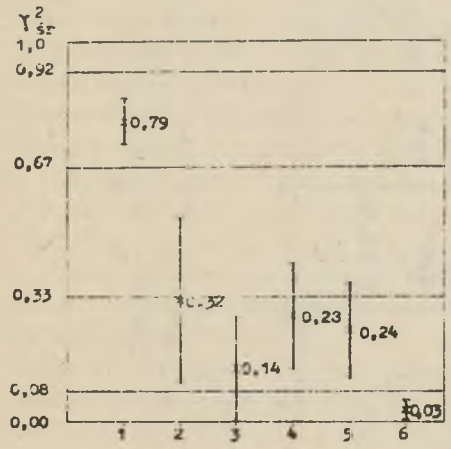
Rys. 10.9. Stan kół $w_p(h)$ i $6_p(h)$



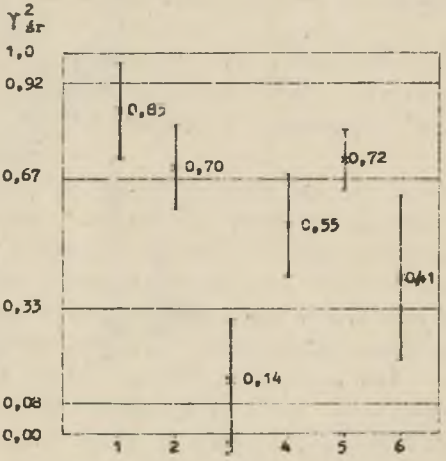
Rys. 10.10. Stan kół $w_p(h)$ i $O_p(m)$



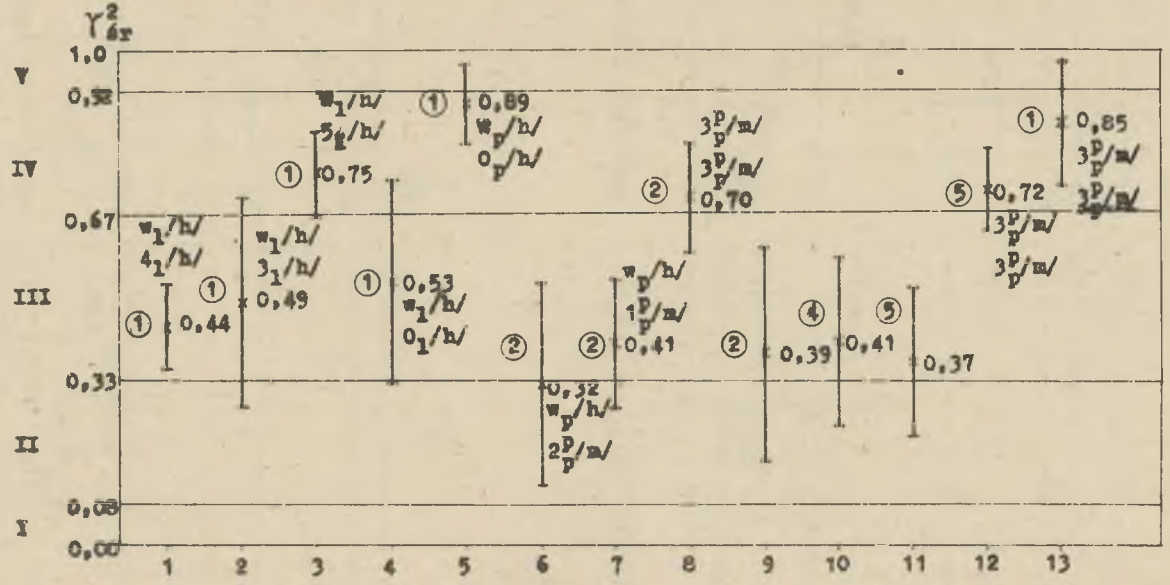
Rys. 10.11. Stan kół $w_p(h)$ i $1^p_p(m)$



Rys. 10.12. Stan kół $w_p(h)$ i $2^p_p(m)$



Rys. 10.13. Stan kół $3^p_p(m)$ i $3^p_p(m)$



Rys. 10.14. Wybrane parametry stanów na tle klas

W celu zbadania zmian zachodzących w czasie współpracy kół wykonano badania, dla których wyniki przedstawiono na rys. D.7.1-D.7.12. Dla kół $w_1(h)$ i $0_1(h)$ podstawowy parametr, jakim jest wartość średnia $\bar{y}^2$ dla 900 Hz dla pięciu pomiarów, znajdował się w granicach klasy 0,33-0,67, dla drugiego pomiaru wartość parametru wynosiła 0,71, przekraczając nieznacznie granice klasy. Dla kół $w_p(h)$ i $0_p(h)$ podstawowy parametr odpowiadający pierwszej harmonicznej dla wszystkich sześciu pomiarów znajdował się w granicach klasy 0,67-0,92.

W miarę wykonywania dalszych badań nad zjawiskami powstawania wgłębień zmęczeniowych oraz odwzorcowywania się błędów wykonania możliwości interpretacji zjawisk zachodzących w zazębieniu oraz możliwości stawiania diagnozy będą rozszerzone.

W rozdz. D.5 opisano przykład stawiania diagnozy stanu zazębienia wielostopniowej przekładni zębatej. Na podstawie wyznaczonych parametrów zestawionych w tablicy D.5.1 oraz na podstawie zebranych doświadczeń o związkach między stanem zazębienia a parametrami sygnału przedstawiono diagnozę o początkach zużycia zazębienia na pierwszym stopniu przekładni zębatej. Obrazują to parametry rys. 10.14 poz. 9, 10, 11.

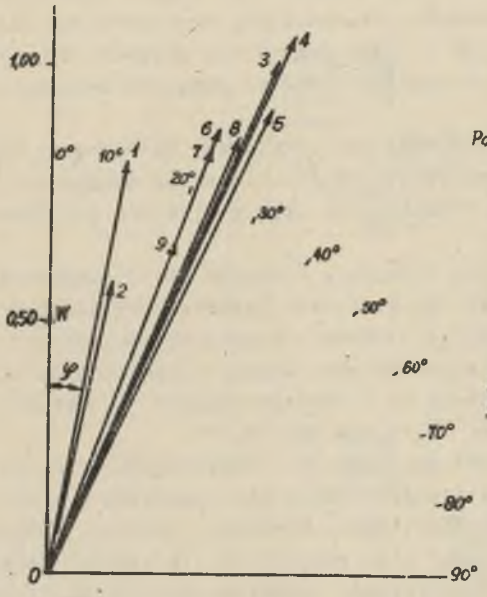
W rozdz. D.6 opisano przykład zastosowania koherencyjnej metody diagnostyki do oceny stanu zazębienia przekładni dla samochodu typu Fiat 126p. Określono stan zazębienia przekładni o odpowiedniej jakości (wykonanej zgodnie z dokumentacją techniczną) oraz przekładni, w której zamontowano koła zębate, w których błędy przekraczały dopuszczalne tolerancje wykonania. Przedstawione parametry sygnału wykazały jednoznacznie różnice między stanami zazębienia.

Na podstawie wykonanych pomiarów estymatorów widma wartości skutecznych sygnału nie można ocenić różnic między stanami zazębienia. Opisana sytuacja jednoznacznie wykazuje możliwości stawiania diagnoz w prezentowanej koherencyjnej metodzie diagnostyki drganiowej.

Zastosowanie koherencyjnej metody diagnostycznej do określenia stanu zazębienia przedstawione w rozdz. 10 oraz w rozdz. D.5 i D.6 potwierdza prawidłowość opracowanej metody opisanej w rozdz. 9, a szczególnie zalecanej w rozdz. 9.5 procedury tej metody.

Sygnał wyjściowy stanu zazębienia, obok przedstawienia go w postaci jak na rys. 10.2-10.13, może być opisany długością wektora zgodnie z (9.30) oraz różnicą między stanami w postaci kąta (9.31). Stan zazębienia w takiej postaci zobrazowano dla grupy kół zębatych na rys. 10.15. Oznaczenia takie, jak stosowano dotychczas rozdz. 7 i 10. Jako podstawową parę kół przyjęto koła, dla których wektor sygnału wyjściowego oznaczono przez W i względem niego obliczono wg (9.31) kąty φ. Jedno z kół było zmodyfikowane (wg pracy [78] optymalnie). Wektory poz. 1 i 2 odpowiadają wektorom sygnałów wyjściowych kół również modyfikowanych. Stan ich przedstawiono również za pomocą parametrów sygnału wyjściowego na rys. 10.4 i 10.6. Parametry wektorów sygnału wyjściowego z rys. 10.7, 10.8, 10.9 przed-

stawiają poz. 3, 4, 5 na rys. 10.15 (dokładność wykonania kół 8 kl. PN). Wektory sygnału odpowiadające trzem kołom długowanym (7 kl. PN) to poz. 6, 7, 8. Poz. 9 odpowiada parze kół wykonanych w 6 kl. PN.



Pozycja	Oznaczenia kół współpracujących	Kąt φ
W	$W_1(h), 4_1(h)$ mod $0{,}4\,t_z$	–
1	$W_1(h), 6_1(h)$ mod $0{,}25\,t_z$	10°52'
2	$W_1(h), 3_1(h)$ mod $0{,}6\,t_z$	12°13'
3	$W_p(h), 4_p(h)$	24°29'
4	$W_p(h), 3_p(h)$	24°43'
5	$W_p(h), 6_p(h)$	25°34'
6	$8_p(m), 8_p(m)$	21°13'
7	$9_p(m), 9_p(m)$	21°08'
8	$W_p(n), 10_p(m)$	24°08'
9	$W_1(n), 0_1(h)$	21°10'

Rys. 10.15. Wektory sygnału wyjściowego dla kół ewolwentowych o zębach prostych modyfikowanych i niemodyfikowanych. Odpowiednie wektory dotyczą następujących rodzajów kół poz. W.1.2 - koło modyfikowane, poz. 3, 4, 5 koła niemodyfikowane wykonane w 8 kl. PN poz. 6, 7, 8 koła niemodyfikowane wyk. w 7 kl. PN poz. 9 koła niemodyfikowane 6 kl. PN

Parametry na rys. 10.2 do 10.13 charakteryzują się pewnymi rozrzutami wartości, które pominięto przy wyznaczaniu długości wektorów jak i kąta odchylenia φ. Pominięcie tych rozrzutów było możliwe tylko przy dokładnym ustaleniu punktów odbioru sygnałów przy ustaleniu, że nie następuje zmiana transmitancji przejść sygnałów. (Jak wykazano w rozdz. 7.3, dla kół modyfikowanych i ewolwentowych niezużytych wykonanych z odpowiednią dokładnością taka sytuacja może zachodzić).

Należy również zaznaczyć, że stan kół zębatych badany był w tej samej skrzyni przekładniowej. W przypadku porównywania kół w różnych skrzyniach oraz w przypadku ich zużycia należy zwiększyć liczbę punktów odbioru sygnałów tak, aby uzyskać zadowalającą dokładność wyznaczania stanu przez długość wektora i kąt φ, określający różnice stanów.

11. PODSUMOWANIE CAŁOŚCI PRACY

W wyniku przeprowadzonych eksperymentów i rozważań teoretycznych powstał nowy sposób podejścia do odbioru sygnałów diagnostycznych.

Podstawą tego podejścia jest spójność (koherencja) sygnałów odbieranych z różnych punktów ścianki maszyny lub ścianki podzespołu maszyny. Wynika to ze zwartości układu dynamicznego niektórych podzespołów, jakie tworzą np. przekładnie zębate w różnych maszynach oraz wynika to również z możliwości przejścia informacji o stanie każdej pary elementów do każdego punktu układu dynamicznego maszyny.

W dotychczasowych opracowaniach diagnostycznych przyjmuje się rozdzielność sygnałów odbieranych z różnych punktów ścianki maszyny (układu dynamicznego maszyny). Stosuje się selekcję przestrzenną wynikającą z cech konstrukcyjnych układu i usiłuje się wybrać optymalny punkt odbioru sygnałów, odpowiadający określonej parze współpracujących elementów.

Z przeprowadzonych badań koherencyjności (sygnałów przyspieszeń normalnych ścianki przekładni zębatej odbieranych z różnych punktów) wynika, że nie rządzą nią zasady rozdzielności wynikające z cech konstrukcyjnych przekładni, a rządzi nimi zasada spójności, opisana odpowiednim rozkładem wartości współczynników koherencji odnoszących się do określonej częstotliwości charakterystycznej.

Wychodząc z zasady spójności sygnałów opracowano koherencyjną metodę diagnostyki.

Należy się spodziewać, że w niektórych przypadkach będą występowały pewne odstępstwa od zasady spójności (przy małej liczbie punktów odbioru sygnałów diagnostycznych). Przyczyną tych odstępstw mogą być cechy konstrukcyjne maszyny. Gdy weźmiemy jednak pod uwagę możliwe zmiany transmitancji przejść sygnałów diagnostycznych oraz ich zakłócenie, wystąpią trudności wykorzystania zasady rozdzielności sygnałów wynikającej z cech konstrukcyjnych.

Przeprowadzone eksperymenty uzasadniają prawidłowość głównej tezy pracy, że uśrednione wartości składowych charakterystycznych funkcji koherencji (otrzymanych przez odbiór sygnałów z kilku punktów ścianki maszyny) są odzwierciedleniem parametrów stanu współpracy elementów, a niezależne parametry tej funkcji są składowymi wektora sygnału na wyjściu. Tak uzyskane parametry sygnału odzwierciedlające stan współpracy elementów można podzielić na klasy (w zakresie od 0 do 1) odpowiadające klasom stanu elementów. Rozdzielność klas, czyli dokładność określania stanu, jest sterowana liczbą punktów odbioru sygnałów diagnostycznych, która rośnie ze wzrostem liczby punktów odbioru sygnałów.

Dalsze wnioski przedstawione będą w grupach. Podstawą podziału na grupy są następujące problemy:

1. Cechy drganiowych sygnałów diagnostycznych.
2. Ocena przydatności niektórych estymatorów statystycznych sygnałów na przykładzie diagnozowania stanu zazębienia.
3. Model przejścia sygnałów diagnostycznych (odpowiadający niektórym typom maszyn lub podzespołów).
4. Opracowanie nowej koherencyjnej metody diagnostyki maszyn.
5. Wytyczenie dalszych kierunków badań.
6. Inne problemy.

Ad 1. Sygnał diagnostyczny stanu zazębienia charakteryzuje się następującymi cechami:

Udział sygnału informacyjnego odzwierciedlającego stan diagnozowanego zazębienia w danym paśmie Δf o częstotliwości środkowej f_i zależny jest od stanu zazębienia.

Można przyjąć w przybliżeniu, że przy optymalnym stanie zazębienia emitowany drganiowy sygnał diagnostyczny jest szumem szerokopasmowym, który nie ma własności informacyjnych o stanie współpracujących elementów.

Sygnały szumu szerokopasmowego odbierane z różnych punktów ścianki przekładni są wzajemnie niekoherentne.

Zazębienie przechodzi w sposób ciągły od stanów sprawności do stanów niesprawności, zwiększając moc emitowanego sygnału informacyjnego powodującego, że sygnały odbierane z różnych punktów ścianki przekładni zwiększają koherencje w pasmach częstotliwości charakterystycznych. Sygnał w pasmach Δf o częstotliwościach środkowych f_i przekształca się z różnicującego w ujednolicający.

Ad. 2. Oceniając stan zazębienia na podstawie estymatora widma drganiowego sygnału diagnostycznego (sygnał przyspieszeń) napotyka się na trudności. Wynikają one z tego, że zmiany poziomów drgań wywołane zmianą stanu są tylko dwukrotnie większe od zmian poziomów związanych ze zmianą punktów odbioru sygnału diagnostycznego. Ilustruje to punkt D.3.2 wraz z tablicą D.3.1.

Jeżeli podstawą oceny stanu elementów maszyny jest przyrost poziomu drgań ze zmianą stanu elementów, to przyrosty drgań tego punktu mogą dać niejednoznaczną informację o zmianie stanu. Związane to jest ze zmianą transmitancji dróg przejścia sygnału diagnostycznego spowodowaną zmianą stanu elementów diagnozowanych. Skutków zmian transmitancji nie można traktować przy diagnozowaniu stanu zazębienia przekładni zębatych jako form zakłóceń i nie uwzględniać ich.

W rozważaniach uwzględniono tylko trudności przy stawianiu diagnozy dla stanu zazębienia kół znajdujących się w różnych stanach, w tej samej skrzynie przekładniowej. Należy zaznaczyć, że wystąpią dodatkowe trudności przy stawianiu diagnozy dla kół znajdujących się w różnych skrzyniach przekładniowych tej samej konstrukcji.

Stosując estymator funkcji korelacyjnej przy ocenie stanu maszyny, napotyka się na te same trudności jak przy stosowaniu estymatora widma. Wynika to ze związku między tymi estymatorami wyprowadzonymi przez Wienera i Chinczyna. Dodatkową trudnością jest to, że wynik otrzymuje się w postaci sumy parametrów i trudny jest do określenia wpływ poszczególnych parametrów na rezultat tej sumy.

Ad. 3. Model przejścia sygnałów diagnostycznych dla niektórych maszyn lub ich podzespołów można przedstawić w postaci modelu (rys. 9.5).

Model przedstawiony na rys. 9.5 można sprowadzić (przekształcić) do modelu z rys. 9.2, jeżeli występujące w modelu z rys. 9.2 transmitancje są transmitancjami wypadkowymi wynikającymi z sumowania transmitancji kilku dróg przejścia sygnału informacyjnego x(t) oraz wynikającymi z sumowania transmitancji przejścia sygnałów zakłóceń $z_1(t) - z_n(t)$.

Na podstawie wyznaczonej funkcji koherencji dla modelu z rys. 9.5 można wyciągnąć wniosek, że wartości tej funkcji będą losowe w zależności od zmiany miejsc odbioru sygnałów diagnostycznych. Wynika to ze złożoności tej funkcji koherencji, jaką otrzymuje się w wyniku obliczeń oraz losowej wartości transmitancji przejść sygnałów spowodowanych zmianą stanu elementów.

Ad 4. Przedstawiona koherencyjna metoda diagnostyczna wykazała w pełni przydatność przy ocenie stanu zazębienia kół zębatych.

W przypadku zmian transmitancji przejścia sygnałów diagnostycznych spowodowanych zmianami stanu elementów konieczna jest ocena parametrów sygnału diagnostycznego zgodnie z zasadami koherencyjnej metody diagnostycznej; sytuacja taka występuje w zazębieniu.

Koherencyjną metodę diagnostyczną można również zastosować do diagnozowania stanu innych elementów maszyn, np. łożysk tocznych. Można ją zastosować w ogólności do tego typu maszyn, dla których przy poprawnym doborze cech konstrukcyjnych oraz przy braku uszkodzeń generowany sygnał diagnostyczny będzie można uznać w przybliżeniu za szum szerokopasmowy. Natomiast w wyniku współpracy elementów o nieprawidłowo dobranych cechach konstrukcyjnych oraz w wyniku współpracy elementów uszkodzonych powstają szumy wąskopasmowe lub sygnały zbliżone do okresowych lub okresowe.

Przedstawioną metodę można zastosować do dowolnego układu dynamicznego maszyny, w którym wbudowane są koła zębate lub łożyska toczne. Może to być przekładnia samochodowa, obrabiarka do metali, przekładnia w maszynie górniczej lub budowlanej.

Należy podkreślić następujące cechy koherencyjnej metody diagnostyki:

- łatwość podziału parametrów sygnału wyjściowego na klasy, zakres zmienności parametrów sygnału 0-1,
- parametry sygnału wyjściowego są wielkościami względnymi bezwymiarowymi,
- duża czułość parametrów sygnału wyjściowego na wykrywanie wczesnych zmian zachodzących przy współpracy elementów,

- dokładność pomiaru stanu współpracujących elementów może być sterowana liczbą punktów odbioru sygnałów diagnostycznych,
- możliwość stosowania tych samych klas do grupy maszyn lub zespołów maszyn.

(W niektórych przypadkach wartości składowych funkcji koherencji opisujące uszkodzenie nie będą się zmieniać w pełnym zakresie od 0-1. Wartości te będą mogły się wówczas zmieniać od pewnych wartości minimalnych do jedności. Wartości minimalne uzależnione będą od własności układu określonego cechami konstrukcyjnymi).

Należy również zwrócić uwagę, że zaproponowaną koherencyjną metodę można zastosować do dokładnej oceny poprawności doboru cech konstrukcyjnych określonych elementów. W prezentowanej pracy przedstawiono to na przykładzie porównywania różnych modyfikacji zarysu zazębienia. (Tego typu badania należy wykonać w jednej skrzyni przekładniowej. Dokładność wyznaczonych parametrów stanu zależna będzie tylko od dokładności pomiaru składowych funkcji koherencji. W opisanym przypadku tło zakłóceń oraz drogi przejść sygnałów będą stałe).

Ad 5. W celu określenia dalszych szczegółowych związków wynikających z wielowymiarowości generowanego sygnału diagnostycznego zazębienia należy przeprowadzić dalsze badania. W szczególności dla zazębienia zbadać należy wpływ błędu kąta przyporu na parametry diagnostyczne sygnału oraz wpływ kąta pochylenia linii zęba i jego błędu na parametry sygnału diagnostycznego itp.

Przeprowadzić badania nad wyznaczeniem parametrów sygnałów dla łożysk tocznych, wykorzystując koherencyjną metodę diagnostyki maszyn. Należy się spodziewać, że można wyznaczyć związek między luzem w łożysku tocznym a parametrami sygnału diagnostycznego oraz związek między uszkodzeniami łożyska a parametrami sygnału wyjściowego.

Na podstawie przyjętego modelu przejść sygnałów oraz znajomości sygnałów emitowanych przez poszczególne źródła (współpracujące elementy) należy podjąć próbę badań symulacyjnych.

Należy przeprowadzić badania wpływu poszczególnych czynników na wartości rozrzutu parametrów sygnału diagnostycznego w koherencyjnej metodzie diagnostyki. Na wartości rozrzutów parametrów (uśrednionych składowych funkcji koherencji) wpływają zmiany transmitancji przejścia sygnałów oraz zmiany w tle zakłóceń. Poznanie tych wpływów umożliwi zawężenie wartości rozrzutów parametrów stanu.

Ad 6. Zgodnie z literaturą, maszynę traktuje się jako przekształtnik funkcyjny (operator) wektora stanu w wektor sygnału. Celowe jest w rozważaniach teoretycznych podzielenie tego przekształcenia na dwa etapy. Pierwszy to przekształcenie w parametry sygnału wejściowego, a drugi to przekształcenie (zniekształcenie) tego sygnału w wyniku przejścia przez układ dynamiczny maszyny opisany funkcją transmitancji H(f).

Założenia co do liniowości drogi przejścia sygnału diagnostycznego są prawidłowe w zakresie badanych obiektów. Wynika to z faktu, że ze wzrostem przyczyny powodującej wzrost mocy sygnału ujednolicającego wartość funkcji koherencji w częstotliwościach charakterystycznych dąży do jedności.

Wykazano, że w zależności od stopnia zużycia zazębienia mogą wystąpić różne postacie drgań obudowy przekładni zębatej. Stwierdzono to, stosując funkcję koherencji oraz funkcję gęstości widmowej.

Zmiana transmitancji przejść sygnałów diagnostycznych i związana z tym zmiana postaci drgań obudowy przekładni zębatej wskazują na konieczność odbioru sygnałów z wielu punktów ścianki przekładni zębatej.

Wielopunktowy odbiór sygnału narzuca dodatkowe operacje matematyczne, np. na estymatorach sygnałów, co pokazano na przykładzie zastosowania koherencyjnej metody diagnostyki.

Przyporządkowanie parametrów sygnału diagnostycznego do określonej klasy sygnałów nie jest zdeterminowane lecz probabilistyczne.

D o d a t e k

D.1. OPIS APARATURY I STANOWISK DO BADAŃ

D.1.1. Matematyczne podstawy do metody pomiarowej funkcji koherencji stosowanej w pracy

Funkcję koherencji sygnałów określa się wzorem (6.4). Wartość $\gamma^2_{xy}(f)$ zmienia się w granicach 0-1. Funkcje gęstości widma sygnałów x(t), y(t) definiuje się w postaci ([26], s. 29)

$$W_{xx}(f) = \lim_{\Delta f \to 0} \lim_{T \to \infty} \frac{1}{T\Delta f} \int_0^T x^2_{\Delta f}(f,t)dt \qquad (D.1.1)$$

$$W_{yy}(f) = \lim_{\Delta f \to 0} \lim_{T \to \infty} \frac{1}{T\Delta f} \int_0^T y^2_{\Delta f}(f,t)dt \qquad (D.1.2)$$

Funkcja gęstości wzajemnej widma mocy jest wielkością zespoloną ([26], s. 49).

$$W_{xy}(f) = C_{xy}(f) - jQ_{xy}(f) \qquad (D.1.3)$$

Funkcje $C_{xy}(f)$, $Q_{xy}(f)$ definiuje się w postaci

$$C_{xy}(f) = \lim_{\Delta f \to 0} \lim_{T \to \infty} \frac{1}{T\Delta f} \int_0^T x_{\Delta f}(f,t) y_{\Delta f}(f,t)dt \qquad (D.1.4)$$

$$Q_{xy}(f) = \lim_{\Delta f \to 0} \lim_{T \to \infty} \frac{1}{T\Delta f} \int_0^T x_{\Delta f}(f,t) y^*_{\Delta f}(f,t)dt \qquad (D.1.5)$$

Sygnał $y^*_{\Delta f}(f,t)$ jest przesunięty w stosunku do sygnału $y_{\Delta f}(f,t)$ o $\tau = 1/4\ f$.

Podstawiając (D.1.3) do (6.4), otrzymuje się

$$\gamma^2_{xy}(f) = \frac{C^2_{xy}(f)}{W_{xx}(f)W_{yy}(f)} + \frac{Q^2_{xy}(f)}{W_{xx}(f)W_{yy}(f)} \qquad (D.1.6)$$

Korzystając ze wzoru (6.2), można wprowadzić pojęcie unormowanej funkcji korelacji wzajemnej w paśmie częstotliwości Δf, co określa się wzorem

$$\rho_{xy\Delta f}(f,\tau) = \frac{\Psi_{xy\Delta f}(f,\tau)}{\sqrt{W_{xx}(f)W_{yy}(f)}} \qquad (D.1.7)$$

ponieważ

$$\Psi_{xx\Delta f}(f,0) = W_{xx}(f)$$
$$\text{jeżeli } \Delta f \to 0 \qquad (D.1.8)$$
$$\Psi_{yy\Delta f}(f,0) = W_{yy}(f)$$

Podstawiając do (D.1.7) $\tau = 0$ oraz $\tau = 1/4\, f$ i podnosząc wyrażenie do kwadratu, otrzymuje się odpowiednio

$$\rho^2_{xy\Delta f}(f,0) = \frac{C^2_{xy}(f)}{W_{xx}(f)W_{yy}(f)} = c^2_{xy}(f) \qquad (D.1.9)$$

$$\rho^2_{xy\Delta f}(f, \tfrac{1}{4f}) = \frac{Q^2_{xy}(f)}{W_{xx}(f)W_{yy}(f)} = q^2_{xy}(f) \qquad (D.1.10)$$

Podstawiając wyrażenie (D.1.9) i (D.1.10) do (D.1.6), otrzymuje się

$$\gamma_{xy}(f) = \sqrt{\rho^2_{xy\Delta f}(f,0) + \rho^2_{xy\Delta f}(f, \tfrac{1}{4f})} = \sqrt{c^2_{xy}(f) + q^2_{xy}(f)} \qquad (D.1.11)$$

$$\theta_{xy}(f) = \operatorname{arctg} \frac{c_{xy}(f)}{q_{xy}(f)} \qquad (D.1.12)$$

Wyrażenie (6.4) autor doprowadził do takiej postaci, aby można było użyć korelatora z analizatorami pasmowymi do określenia współczynników koherencji w danym paśmie Δf o częstotliwości środkowej f [10, 12]. Zagadnienie to jest również rozpatrywane w pracy [31].

W praktyce pomiarowej użyto aparaturę opisaną w rozdz. D.1.2. W układzie pomiarowym wykorzystano korelator firmy DISA, w którym przeprowadza

się tzw. normalizowanie sygnałów wejściowych. W wyniku normalizacji wyrażenia (D.1.9) i (D.1.10) przyjmują postać

$$\rho^2_{xy\Delta f}(f,0) = \frac{C^2_{xy}(f)}{W^2(f)} \qquad \text{(D.1.13)}$$

$$\rho^2_{xy\Delta f}(f, \frac{1}{4f}) = \frac{Q^2_{xy}(f)}{W^2(f)} \qquad \text{(D.1.14)}$$

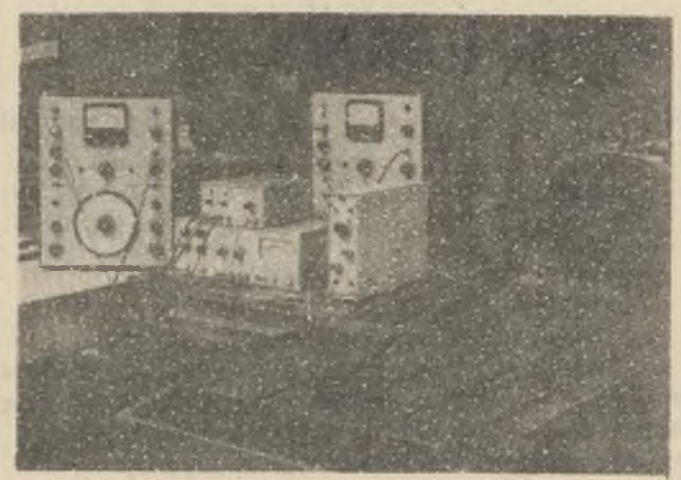
Sygnały x(t) i y(t) przed normalizowaniem są filtrowane (wynika to z celu, jakim jest znalezienie funkcji koherencji). Normalizacja jest liniową operacją na sygnałach $x_{\Delta f}(t)$ i $y_{\Delta f}(t)$, w wyniku której uzyskuje się

$$\overline{x^2_{\Delta f}}(t) = \overline{y^2_{\Delta f}}(t) = W(f) \quad \text{jeżeli} \quad \Delta f \to 0 \qquad \text{(D.1.15)}$$

Składowe $C^2_{xy}(f)$ i $Q^2_{xy}(f)$ ze wzorów (D.1.13) i (D.1.14) wyznacza się dla sygnałów normalizowanych.

D.1.2. Opis aparatury

Do wyznaczania wartości współczynników koherencji (składowych funkcji koherencji) sygnałów wykorzystano (między innymi przyrządami) dwa anali-

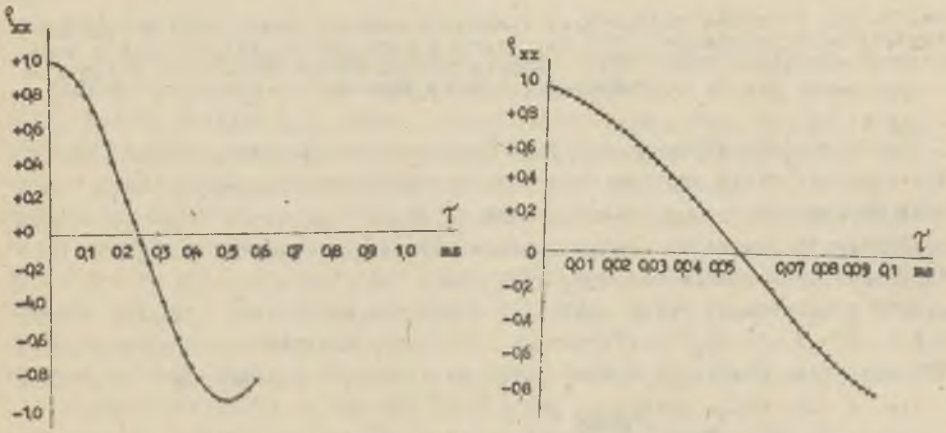


Rys. D.1.1. Zestaw aparatury do pomiaru wartości $c_{xy}(f)$ i $q_{xy}(f)$

zatory pasmowe firmy B-K typ 2107. W czasie badań nastawiono analizatory na największą 6% selektywność względną. Sygnały po przefiltrowaniu w pasmach częstotliwości $\frac{\Delta f}{f}$ = const = 0,06 przesyłane były do linii opóźniającej firmy DISA typ 55 D 75, gdzie jeden z sygnałów przesuwany był o τ = 1/4 f. Następnie sygnały przekazywane były do korelatora firmy DISA typ 55 D.70 (rys. D.1.1).

Odczytywano wartości $c_{xy}(f)$ i $q_{xy}(f)$ określone wzorami (D.1.13) i (D.1.14) odpowiadające wartościom współczynników korelacji w danym paśmie częstotliwości Δf dla τ = 0 i τ = 1/4 f oraz na podstawie (D.1.11) obliczano wartości współczynników koherencji.

Jako przetworników sygnałów drganiowych użyto czujników piezoelektrycznych przyspieszenia o liniowości ± 0,5 dB do 10 kHz oraz jako przetwornika sygnału akustycznego użyto mikrofonu 1" B-K o liniowości ± 1 dB w zakresie do 20 kHz.

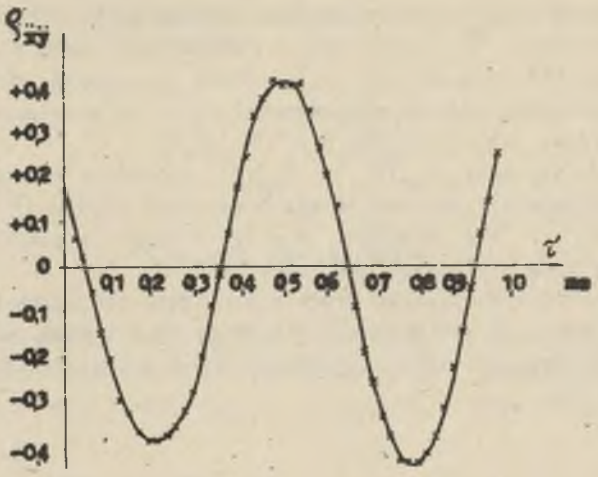


Rys. D.1.2

a) unormowana funkcja autokorelacji dla szumu pasmowego o częstotliwości środkowej 1000 Hz, b) unormowana funkcja autokorelacji dla szumu pasmowego o częstotliwości środkowej 4000 Hz

Dla sprawdzenia przyjętego układu pomiarowego wyznaczono przebiegi unormowanej funkcji autokorelacyjnej. Sygnałem był szum z generatora szerokopasmowego. Wyznaczono przebieg funkcji autokorelacyjnej $\rho_{xx}(\tau)$ dla pasm o częstotliwości środkowej filtru f = 1000 Hz i 4000 Hz. Uzyskane przebiegi przedstawia rys. D.1.2a, b.

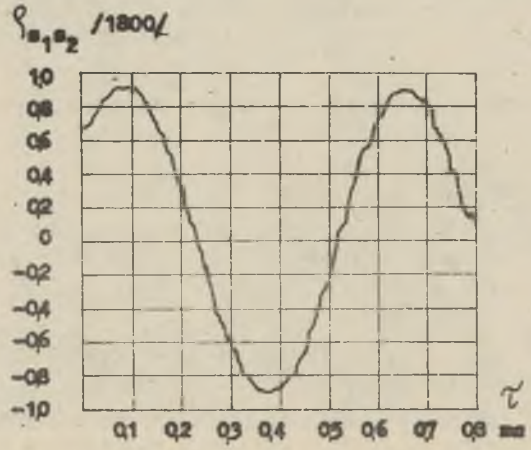
Na rys. D.1.2 widoczny jest charakter przebiegu sinusoidalnego. Świadczy to o poprawności zestawionego układu pomiarowego. Następnie dla sprawdzenia przedstawionej teorii (rozdz. 5.1) oraz układu pomiarowego określono przebieg unormowanej funkcji korelacji wzajemnej w paśmie o częstotliwości środkowej 1800 Hz.



Rys. D.1.3. Przebieg unormowanej funkcji korelacji wzajemnej w paśmie o częstotliwości środkowej 1800 Hz. Sygnały korelowane $\ddot{x}(t)$ - zmiany przyspieszeń stycznych koła, $\ddot{y}(t)$ - zmiany przyspieszeń normalnych ścianki obudowy przekładni zębatej

Sygnałami, dla których określano przebieg przedstawiony na rys. D.1.3, były przyspieszenia styczne koła zębatego $\ddot{x}(t)$ oraz przyspieszenia normalne ścianki obudowy przekładni zębatej $\ddot{y}(t)$. Amplituda tego przebiegu zbliżonego do przebiegu sinusoidalnego, wynosząca około 0,4, równa jest współczynnikowi koherencji $\gamma^2_{\ddot{x}\ddot{y}}$ (1800 Hz).

Przy pomiarach, których rezultaty przedstawiono na rys. D.1.2a, b oraz na rys. D.1.3, linia firmy DISA typ 55 D75 przesuwająca sygnał sterowana była za pomocą przyrządu, który dawał możliwości sterowania dyskretnie



Rys. D.1.4. Przebieg unormowanej funkcji korelacji wzajemnej w paśmie o częstotliwości środkowej 1800 Hz. Sygnały korelowane $\ddot{y}(t)$ - zmiany przyspieszeń ścianki przekładni

czasu τ . Po adaptowaniu przyrządu do ciągłego sterowania przyrządu DISA typ 55D75 oraz przy zastosowaniu rejestratora X-Y uzyskano możliwości ciągłej rejestracji (rys. D.1.4). Rysunek przedstawia przebieg funkcji korelacji wzajemnej dwóch sygnałów odbieranych ze ścianki maszyny w punktach s_1 i s_2 (rys. D.1.7), dla których $[\varrho_{s_1 s_2}(\tau)]_{max} = \tau_{s_1 s_2}(1800\ Hz) = 0{,}92$.

Obok błędów pomiarowych funkcji korelacji opisanych w [43], przy pomiarach funkcji koherencji za pomocą korelatora i analizatorów pasmowych wystąpią dodatkowe źródła błędów. Jednym z takich błędów jest błąd powstały w wyniku niejednoczesnego pobudzania analogowych filtrów analizatorów. Zagadnienie to zostało opisane w pracy [27]. Podano tam, że aby błąd pomiaru widma mocy wzajemnej nie przekroczył 5%, powinna zachodzić następująca zależność

$$\Delta f \tau \leq 0{,}2 \qquad \text{(D.1.16)}$$

gdzie:

Δf - szerokość pasma analizatorów,

τ - różnica czasów, jaka wystąpi między pobudzeniami filtrów.

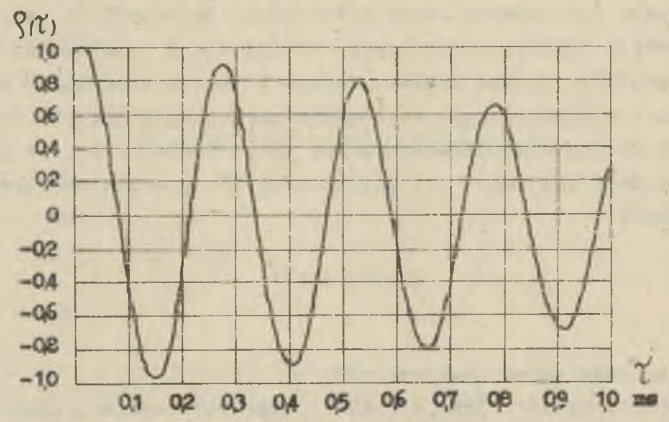
Wartość przesunięcia czasowego, jaka może wystąpić między dwoma sygnałami, wynika z własności układu, przez który przechodzi sygnał diagnostyczny. Sygnał odbierany w dowolnym punkcie maszyny jest sygnałem wypadkowym, powstającym jako suma jego przejść różnymi drogami oraz odbić sygnału. Sygnał będzie przesunięty fazowo względem sygnału w źródle. Odbierając sygnały z dwóch punktów na ściance maszyny otrzymuje się dwa sygnały, które są przesunięte fazowo względem źródła, a odpowiadające tym fazom przesunięcia czasowe mogą wynosić τ_1 i τ_2. Wspomniana różnica, jaka wystąpi pomiędzy pobudzeniami filtrów, wynosi $|\tau_1 - \tau_2|$. Biorąc pod uwagę własności drogi każdego przejścia sygnału, należy się spodziewać, że różnica będzie minimalna, a wynikły błąd z tej przyczyny również o wiele mniejszy od pozostałych błędów. Kolejny dodatkowy błąd wynika ze skończonej szerokości pasm filtrów, które to filtry w odpowiedzi na pobudzenie szumem szerokopasmowym dają przebieg funkcji autokorelacyjnych (rys. D.1.5, D.1.6).

Rys. D.1.5 przedstawia odpowiedź filtru pasmowego w postaci funkcji autokorelacyjnej wyjścia (analizatora B-K typ 2107 dla częstotliwości środkowej 4000 Hz przy 6% szerokości pasma przepuszczania) na sygnał szumu szerokopasmowego.

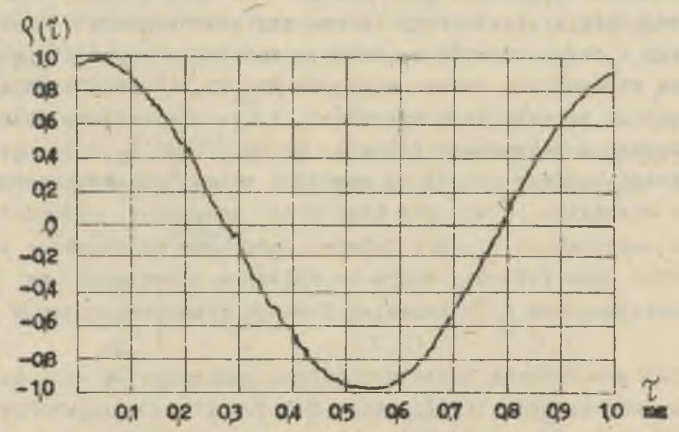
Rys. D.1.6 przedstawia przebieg odpowiedzi w paśmie o częstotliwości środkowej 1000 Hz. Rys. D.1.5 i D.1.6 przedstawiają przebieg funkcji autokorelacji odpowiedzi na szum szerokopasmowy stosowanych filtrów pasmowych do pomiaru funkcji koherencji. Na rysunkach widoczny jest zanikający przebieg sinusoidalny. Szybszy zanik następuje dla przebiegu funkcji, która dotyczy odpowiedzi filtru o większej szerokości pasma. W przypadku gdy $\Delta f \to 0$, nie następuje zanik. Określając różnicę między idealnym przebie-

giem sinusoidalnym a przebiegami przedstawionymi na rys. D.1.5 i D.1.6, można ocenić błąd wyznaczania wartości $q_{xy}(f)$, który oznaczony jest ϵ_q.

W zakresie stosowanych szerokości filtrów, przy wyznaczaniu funkcji koherencji, można oszacować ten błąd na około 1%; wynika to z rys. D.1.5 i D.1.6.



Rys. D.1.5. Funkcja autokorelacji odpowiedzi na szum szerokopasmowy filtru analizatora firmy B-K typ 2107, przy 6% względnej szerokości przepuszczania dla częstotliwości środkowej 4000 Hz



Rys. D.1.6. Funkcja autokorelacji odpowiedzi na szum szerokopasmowy filtru analizatora firmy B-K typ 2107, przy względnej 6% szerokości pasma dla częstotliwości środkowej filtru 1000 Hz

Na rys. D.1.5 i D.1.6 nie wystąpiły maksima funkcji autokorelacji dla $\tau = 0$. Przyczyną były trudności wynikające z ustalenia napięcia zerowego na wejściu przyrządu, służącego do ciągłego sterowania przyrządu DISA typ 55D75. Zostało to uwidocznione przy automatycznym zapisie. Nie ma to jednak wpływu na przedstawione rozumowanie.

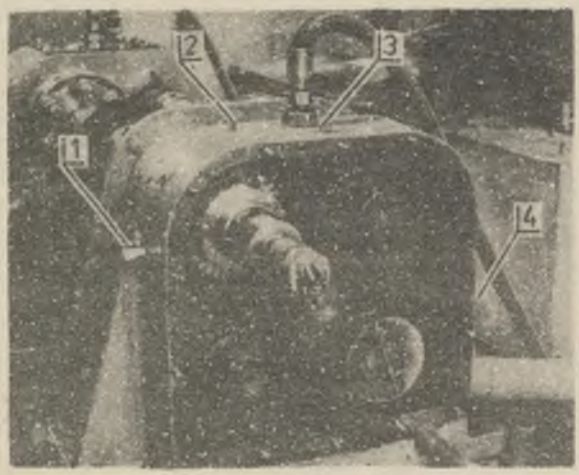
Pozostałe błędy ocenione na podstawie [43]

$$\epsilon \approx \frac{100}{\Delta f T} \%$$

Przyjmując Δf = 6% z 900 i 5400 Hz oraz T = 10 s, wartość ϵ wynosi odpowiednio 4% i 1,7%. Błędy wynikłe z 10% niestacjonarności sygnału nie przekraczają błędu 0,6%, na podstawie [43]. Zaniedbując błąd wynikły z nierównoczesnego pobudzania filtrów, ϵ_{sum} dla obu częstotliwości 900 i 5400 Hz wynosi w przybliżeniu 4 i 2%.

D.1.3. Opis stanowisk do badań

Jednym z obiektów badanych była przekładnia zębata jednostopniowa o zębach prostych pracująca w układzie mechanicznym mocy krążącej. W skład przekładni wchodziły dwa koła o liczbach zębów z_1 = 36 i z_2 = 35 o module m = 3 mm, szerokości koła b = 15 mm, średnica koła podziałowego wynosiła d_{o1} = 108 mm. Koła pracowały pod obciążeniem obliczonym wg [50], Q = = 2M/b . d_{o1} = 2,2 N/mm^2 lub 1,5 N/mm^2. Układ mocy krążącej napędzany był silnikiem, którego prędkość obrotowa wynosiła około 1500 obr/min, czyli częstotliwość zazębiania kół oraz jej składowe harmoniczne wynosiły odpowiednio 900, 1800, 2700, 3600, 4500, 5400 Hz itd.

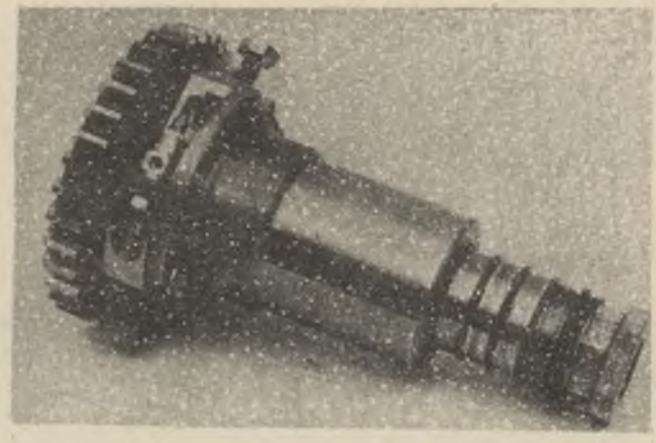


Rys. D.1.7. Widok stanowiska badawczego mocy krążącej, 1, 2, 3, 4, punkty pomiarowe s_1, s_2, s_3, s_4

Widok stanowiska przedstawia rys. D.1.7. Na kole zębatym, na którym widoczny jest kolektor, zamocowano w okolicy zębów czujnik piezoelektryczny. Z koła z kolektorem sygnał, wywołany drganiami skrętnymi w postaci

proporcjonalnej do przyspieszeń chwilowych koła, przekazywany był do przyrządów pomiarowych. Układ pomiarowy zaproponowano w pracy [58].

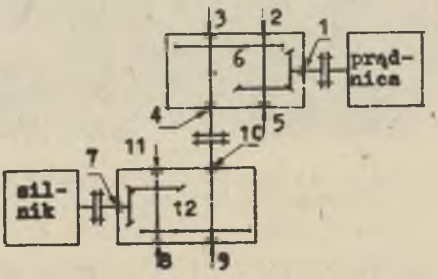
Układ obrotowy przedstawiony jest na rys. D.1.8.



Rys. D.1.8. Układ obrotowy koła zębatego z kolektorem

Szumy własne układu, wywołane przejściem sygnału przez szczotki, oszacowano zgodnie z propozycją podaną w pracy [58] i mogą się one zmieniać w zakresie 1-10%. Jeden procent przy pomiarach kół zużytych, 10% przy pomiarach kół modyfikowanych (o najlepszych parametrach współpracy). Błąd określa procentowy udział szumu w wartości skutecznej sygnału w zakresie częstotliwości mierzonych od 10-10000 Hz.

Widoczny na ściance obudowy czujnik zamocowany był za pomocą wkrętu. Koła, dla których określono związki koherencyjne, można podzielić na: a) nowe miękkie niehartowane - 7 klasa wg PN, b) dotarte miękkie, c) zużyte miękkie, d) nowe twarde hartowane - 6, 8 klasa PN, e) nowe modyfiko-



Rys. D.1.9. Przekładnia 1 K-200 w układzie mocy krążącej. Cyframi oznaczono miejsca mocowania czujników pomiarowych

wane - 6 klasa PN. Koło twarde, na którym mocowany był czujnik - 6 klasa PN.

Przedmiotem badań była również przekładnia kątowo-walcowa 1 K-200. Schemat układu przekładni przedstawia rys. D.1.9. Przekładnie pracowały pod obciążeniem nominalnym - jedna jako reduktor, druga jako multiplikator.

Są to przekładnie dwustopniowe, stopień pierwszy z kołami stożkowymi $z_1 = 16$, $z_2 = 33$. stopień drugi z kołami walcowymi $z_1 = 11$, $z_2 = 88$. Silnik napędzający pracował z prędkością obrotową 996 obr/min, co odpowiada 16,6 Hz. Częstotliwosci obrotów wałów wynoszą 16,6 Hz; 8,05, 1,00 Hz. Częstotliwości zazębień i harmoniczne wynoszą odpowiednio: dla pierwszego stopnia 266, 531, 797, 1328, 1591 Hz itd., dla drugiego stopnia 89, 177, 266, 354, 443 Hz itd.

D.2. PODSTAWY MATEMATYCZNE WYKORZYSTANIA FUNKCJI AUTOKORELACJI DO DIAGNOSTYCZNEJ OCENY STANU MASZYNY WG [63]

Funkcję autokorelacji definiuje się zgodnie ze wzorem

$$\psi_{xx}(\tau) = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T}\int_0^T x(t)x(t+\tau)dt \qquad (D.2.1)$$

Jeżeli przebieg sinusoidalny wynosi $x(t) = A\sin(\omega\tau + \varphi)$, to jego funkcja autokorelacyjna wynosi

$$\psi_{xx}(\tau) = \frac{A^2}{2}\int_0^T \sin(\omega t + \varphi)\sin\left[\omega(t+\tau) + \varphi\right]dt = \frac{A^2}{2}\cos\omega\tau \qquad (D.2.2)$$

Jeżeli określi się funkcję autokorelacyjną dla dowolnego przebiegu okresowego $x(t)$ o okresie podstawowym T', który przedstawiony zostanie w postaci szeregu Fouriera

$$x(t) = \sum_{k=1}^{\infty} C_k \sin(\omega_k t + \varphi_k);\ \omega_k = \frac{2\pi}{T'}k \qquad (D.2.3)$$

to po obliczeniu funkcji autokorelacji otrzymuje się [63]

$$\psi_{xx}(\tau) = \sum_{k=1}^{\infty} \frac{C_k^2}{2}\cos\omega_k \qquad (D.2.4)$$

Otrzymana funkcja autokorelacji stanowi sumę parametrów sygnału diagnostycznego i jest niedogodną miarą oceny stanu. W pracy [63] zaleca się stosowanie procedury diagnostycznej, w której wykorzystuje się funkcję autokorelacji do oceny stanu maszyny. Hałas maszyn znajdujących się w różnym stanie (stan może być wywołany sztucznie) poddaje się analizie autokorelacyjnej, otrzymując odpowiednie estymaty funkcji korelacyjnej dla różnych stanów. Jako kryterium zbieżności estymat tych funkcji z estymatami otrzymanymi podczas diagnozowania maszyn o nieznanym stanie przyjęto średnie odchylenie kwadratowe określone wzorem

$$\delta = \frac{1}{\tau_{max}} \int_0^{\tau_{max}} \left[\varphi_1(\tau) - \varphi_0(\tau)\right]^2 d\tau \qquad \text{(D.2.5)}$$

gdzie:

$\varphi_0(\tau)$ - funkcja autokorelacji stanu "wzorcowego" (katalogowego),

$\varphi_1(\tau)$ - funkcja autokorelacji stanu nieznanego.

Stan badanej maszyny zostaje zaliczony do tej klasy, której funkcja korelacji wykazuje najmniejsze odchylenia. Obok kryterium wynikającego z (D.2.5) wprowadzono również kryterium

$$\Delta = \max\left|\varphi_1(\tau) - \varphi_0(\tau)\right| \qquad \text{(D.2.6)}$$

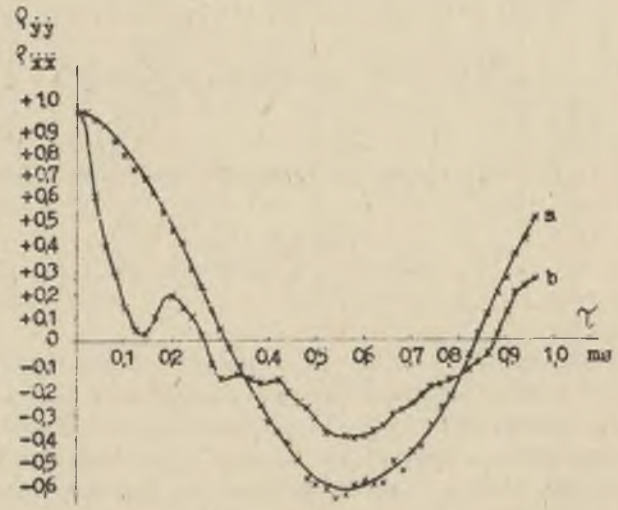
Zagadnienie oceny różnic między przebiegami funkcji autokorelacyjnych rozwinięto w pracy [30].

D.3. BADANIA NAD WYKORZYSTANIEM ESTYMATORÓW FUNKCJI AUTOKORELACJI, KORELACJI WZAJEMNEJ ORAZ FUNKCJI GĘSTOŚCI WIDMOWEJ DO OCENY STANU ZAZĘBIENIA

D.3.1. Wykorzystanie estymatorów funkcji autokorelacji i korelacji wzajemnej do oceny stanu zazębienia

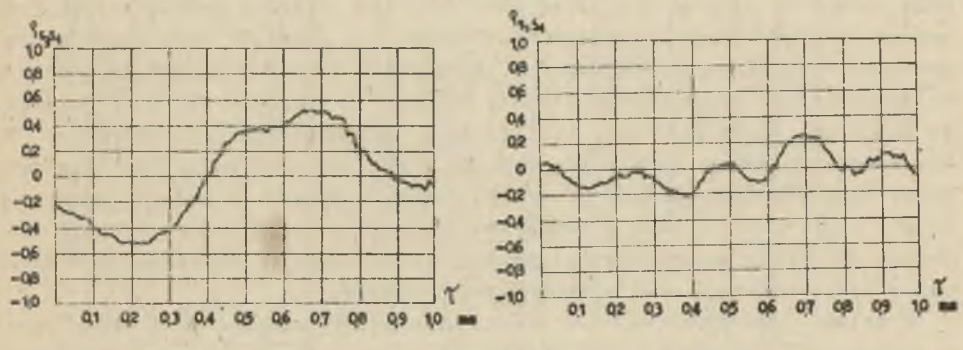
Próby oceny stanu zazębienia na podstawie estymatora funkcji autokorelacji lub unormowanej funkcji autokorelacji oraz funkcji korelacji wzajemnej przedstawiono w pracach [11, 40, 51, 59, 63].

Podstawowe założenia diagnostyki opartej na funkcjach autokorelacji podano za pracą [63] w rozdz. D.2. Badań nad wykorzystaniem funkcji korelacyjnych do oceny stanu zazębienia dokonano na stanowisku opisanym w rozdz. D.1, rys. D.1.7. Rysunki 7.2a i b, przedstawione w rozdz. 7.1, obrazują przebieg unormowanej funkcji korelacji wzajemnej dla sygnałów przyspieszeń stycznych koła i przyspieszeń normalnych ścianki (rys. 7.2a) oraz przebieg unormowanej funkcji korelacji wzajemnej sygnałów prędkości ścianki i sygnału akustycznego (rys. 7.2b). Przebiegi te świadczą o tym, że w sygnałach dominowały składowe o częstotliwości 4,5 kHz w pierwszym przypadku a w drugim przypadku o częstotliwości 900 Hz. Wyciąganie wniosków o



Rys. D.3.1. Estymatory unormowanych funkcji autokorelacji
a - prędkości ścianki $\rho_{\dot{y}\dot{y}}(\tau)$ i b - przyspieszeń stycznych koła $\rho_{\ddot{x}\ddot{x}}(\tau)$

stanie zazębienia jest niemożliwe, ponieważ nie odzwierciedlone zostały informacje o pozostałych składowych. Na rys. D.3.1 przedstawione są przebiegi estymatorów funkcji autokorelacyjnych: krzywa a dla prędkości ścianki, krzywa b dla przyspieszeń stycznych koła. Na podstawie krzywej a można wyciągnąć wniosek o dominacji składowej 900 Hz w sygnale. Na podstawie krzywej b trudne jest określenie poszczególnych parametrów sygnału (składowych częstotliwościowych). Można powiedzieć, że sygnał jest wielowymiarowy, ale nie można określić udziałów poszczególnych składowych.



Rys. D.3.2. Estymaty unormowanych funkcji korelacji wzajemnej sygnałów przyspieszeń ścianki
a) $\varrho_{\dddot{y}\dddot{y}}$ dla punktów s_3 i s_4, b) $\varrho_{\dddot{y}\dddot{y}}$ dla s_2 i s_4

Odbierając sygnał z dwóch punktów na ściance maszyny, można otrzymać estymatory funkcji korelacji wzajemnej sygnałów. Przykłady estymatorów otrzymanych przy odbiorze sygnałów ze ścianki przekładni znajdującej się w tym samym stanie obrazuje rys. D.3.2. Rys. D.3.2a przedstawia estymatę sygnałów przyspieszeń dla punktów s_3 i s_4, a rys. D.3.2b - estymatę sygnałów przyspieszeń dla punktów s_2 i s_4. Uzyskane wyniki wskazują na niejednoznaczność otrzymanej diagnozy.

Badania te potwierdzają uzyskane rezultaty w rozdz. 7.3, z których wynika, że zróżnicowane informacje odbierane z różnych punktów ścianki maszyny są zasadniczą przeszkodą w jednoznacznej ocenie stanu zazębienia. Sytuacja ta w powiązaniu z możliwością zmian transmitancji przejść sygnałów powoduje, że postawienie jednoznacznej diagnozy o stanie zazębienia na podstawie wspomnianych funkcji jest niemożliwe.

D.3.2. Wykorzystanie estymatora funkcji gęstości widmowej do oceny stanu zazębienia

Ocenę stanu zazębienia przeprowadzono dla kół znajdujących się w różnych stanach na stanowisku badawczym opisanym w rozdz. D.1.2, rys. D.1.7, na którym zaznaczone są punkty odbioru sygnałów diagnostycznych. Punkty odbioru sygnałów oznaczone są jako s_1, s_2, s_3, s_4. Zazębienie stanowiło 10 rodzajów par kół zębatych, znajdujących się w różnych stanach. (Oznaczenia kół, których wyniki badań diagnostycznych przedstawiono w tablicy D.3.1, są takie, jak opisano w rozdz. 7.3). Koła zębate podczas stawiania diagnozy pracowały pod obciążeniem Q = 1,53 N/mm^2 (sposób obliczenia Q wg pracy [50], s. 136).

Tablicę D.3.1 należy analizować w kolumnach i wierszach. Kolumny obrazują parametry sygnału dla danej pary kół, zaś wiersze przedstawiają parametry sygnału diagnostycznego w zależności od rodzaju współpracujących par kół. W dziewięciu podstawowych przypadkach koło "w" pracowało z kołami znajdującymi się w różnym stanie. Kolumna 10 obrazuje parametry sygnału dwóch kół mocno zużytych wgłębieniami zmęczeniowymi (pittingiem). W wierszach 1-4 podano sumaryczne poziomy przyspieszeń drgań. Wszystkie pomiary wykonane były za pomocą jednego czujnika drgań, a sygnał przechodził w aparaturze tą samą ścieżką pomiarową. W górnej części wierszy 1-4 podano zmierzony sumaryczny poziom drgań pochodzący od zazębienia i zakłóceń w całym zakresie analizowanych częstotliwości.

W dolnej części wierszy 1-4 podano sumaryczny poziom drgań, wynikający z obliczania poziomów sześciu składowych harmonicznych o stałej względnej szerokości pasma wynoszącej 6% częstotliwości środkowych 900, 1800-5400 Hz. (Sposób obliczenia sumarycznego poziomu wg pracy [50], s. 208).

Z różnic między poziomami zmierzonymi i obliczonymi ocenia się w przybliżeniu wpływ zakłóceń na parametry sygnału diagnostycznego. Można zauważyć, że im lepszy jest stan kół, tym większe są różnice między poziomami zmierzonymi a wynikającymi z sumowania. Przy kole zużytym różnice te są minimalne (kolumna 10). Wyraźne różnice w ocenie sumarycznych poziomów widoczne są w zależności od miejsca przyłożenia przetwornika w punktach s_1-s_4. Zmiany te przekraczają w niektórych przypadkach 10 dB (wiersz 5) i na ogół są większe przy wzrastającym poziomie drgań. Wartość $\sum L_{max} - \sum L_{min}$ jest różnicą między największymi a najmniejszym poziomem w punktach s_1-s_4. W wierszu 5 w górnej części podano różnice dla poziomów zmierzonych, a w dolnej - dla poziomów obliczonych. Porównując zmiany poziomów sumarycznych dla danego rodzaju kół oraz zmiany poziomów drgań w wierszach, w zależności od rodzaju kół, widzimy, że największe zmiany w kolumnie wynoszą 11,5/13 dB (wiersz 5), a dla wierszy 1-4 21,5/27 dB kolumna 11. Przyporządkowanie stanu do danej klasy jest więc utrudnione. Należy zaznaczyć, że stosowane stopniowanie klas w ocenie drganiowej maszyn wynosi 8 dB wg norm [28, 37].

Zestawienie wyników badań diagnostycznych kół zębatych przy zastosowaniu analizy widmowej

Numer wiersza	Oznaczenie punktu "S" lub Hz	Rodzaj koła / Obliczenie Q = 1,53 [N/mm²]										
		$w_p(h)$ $o_p(h)$	$w_1(h)$ $o_1(h)$	$w_1(h)$ $3_1(h)$ modyf. 0,6 t_z	$w_1(h)$ $4_1(h)$ modyf. 0,4 t_z	$w_1(h)$ $6_1(h)$ modyf. 0,25 t_z	$w_p(h)$ $3_p(h)$	$w_p(h)$ $4_p(h)$	$w_p(h)$ $6_p(h)$	$w_p(h)$ $1_p^p(h)$	$3_p^p(m)$ $3_p^p(m)$	ΔL_{max}
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
		$\sum L$ [dB] Sumaryczny poziom drgań										
1	s_1	106 102,9	100,5 100,8	98,5 90,7	98,5 90,5	97,0 91,6	103,0 102,1	106,0 102,5	105,0 100,8	106,5 101,6	111,5 110,1	14,5 19,6
2	s_2	106,5 103,8	106,5 99,6	99,0 91,6	99,0 89,0	100,0 92,9	107,5 105,8	106,0 105,0	106,0 103,6	107,5 105,3	116,0 116,0	17,0 27,0
3	s_3	116,0 113,5	109,0 105,9	101,5 95,8	103,5 100,6	104,5 99,8	111,5 110,9	112,5 112,2	114,5 113,8	113,5 113,3	123,0 122,4	21,5 26,2
4	4_s	110,0 108,6	107,5 102,1	100,5 92,5	100,5 92,3	102,0 96,1	109,0 106,5	108,0 106,0	110,0 109,3	110,0 107,8	116,0 116,0	15,5 23,7
		$\sum L_{max} - \sum L_{min}$ [dB]										
5		10,0 12,6	4,0 6,3	3,0 5,1	4,5 11,6	7,5 8,2	8,5 8,8	6,5 9,7	9,5 13,0	7,0 11,2	11,5 12,3	

cd. tablicy D.3.1

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
L [dB] Poziom drgań w składowych harmonicznych												
6	s_1 900 Hz	101,5	88,5	81,0	81,5	82,0	94,5	100,0	96,0	97,5	107,5	26,5
7	s_2 900 Hz	102,0	89,5	83,0	82,0	84,5	100,0	102,5	99,0	102,5	112,5	30,5
8	s_3 900 Hz	115,5	104,5	93,0	98,0	98,0	110,5	112,0	113,0	113,0	122,0	29,0
9	s_4 900 Hz	107,5	95,5	83,0	83,5	87,0	103,5	103,5	107,5	106,0	114,5	31,5
$L_{max} - L_{min}$ [dB]												
10	900 Hz	14	16	12	16,5	16	16	12	17	15,5	14,8	
11	s_1 1800 Hz	88,5	86	75,5	76,5	74	89	86	86	88,5	99,5	25,5
12	s_2 1800 Hz	93	93,5	77	78	78,5	93	90	93,5	95,5	106,5	29,5
13	s_3 1800 Hz	97	94	84,5	86,5	88	93	96,5	95	100	107,5	23
14	s_4 1800 Hz	91	89	78,5	78	81	88	85,5	88,5	90,5	100	22
$L_{max} - L_{min}$ [dB]												
15	1800 Hz	8,5	8	9	10	14	5	11	9	11,5	8	
16	s_1 2700 Hz	89	89	81	81	83	89	89,5	89,5	87,5	96	15
17	s_2 2700 Hz	93,5	90	86,5	82	88	92,5	90	90	95	105,5	23,5
18	s_3 2700 Hz	96	92,5	87,5	83,5	92	94	93,5	93,5	93	102	18,5
19	s_4 2700 Hz	96,5	93,5	86	85	92	93	91	94	95,5	105,5	20,5

cd. tablicy D.3.1

		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
					$L_{max} - L_{min}$ [dB]							
20	2700 Hz	7,5	4,5	6,5	4	9	5	4	4,5	8	9,5	
21	s_1 3600 Hz	91,5	91	81,5	81	80	89	91,5	90	90,5	99	19
22	s_2 3600 Hz	85	93,5	78,5	77,5	80	86	84,5	87	87	96,5	19
23	s_3 3600 Hz	96	95	86,5	84,5	87,5	95	97,5	101	99	108	23,5
24	s_4 3600 Hz	96,5	93	83	83,5	88	97	98,5	100,5	99	105,5	22,5
					$L_{max} - L_{min}$ [dB]							
25	3600 Hz	11,5	4	5	6	8	11	14	14	12	11,5	
26	s_1 4500 Hz	92	98	87	84	88,5	97	93	96	97	102	18
27	s_2 4500 Hz	91	90	83	80,5	87	103	98	99	98	109,5	29
28	s_3 4500 Hz	92	93,5	86	84	86	97,5	98,5	105	93	109	25,0
29	s_4 4500 Hz	91	93,5	86	86	88	100	97	99,5	96,5	104,5	18,5
					$L_{max} - L_{min}$ [dB]							
30	4500 Hz	1	8	4	6	2,5	6	5,5	9	5	7,5	
31	s_1 5400 Hz	92,5	92	83,5	86	83,5	98	96	93	92	101	17,5
32	s_2 5400 Hz	94	88	85,5	84	85	96	95	95	94	104,5	20,5
33	s_3 5400 Hz	91	95	82	82	83	95	91	90,5	88,5	105	23
34	s_4 5400 Hz	95,5	97,5	87	87	88,5	98	96	96	96	104,5	17,5
					$L_{max} - L_{min}$ [dB]							
35	5400 Hz	4,5	9,5	5	5	5,5	3	5	5,5	7,5	4	

W kolumnie 11 podano różnice między poziomami sumarycznymi w zależności od rodzaju kół. Wartość ΔL_{max} przedstawia przyrost poziomów drgań przy zmianie stanu od kół o najmniejszym poziomie drgań w danym punkcie do kół o największym poziomie w danym punkcie s. Z analizy wierszy 1-4 widoczne jest, że najmniejsza wartość ΔL_{max} odpowiada punktowi s_1 i wynosi 14,5/19,6 dB, największa odpowiada punktowi s_3 i wynosi 21,5/26,2 dB. W różnicy wartości ΔL_{max} między punktami s_2 i s_3 wynoszącej 6/6,6 dB objawia się rezonansowy i filtracyjny charakter dróg przejścia sygnału. Podobna różnica dla częstotliwości 900 Hz wynosi 31,5-26,5 = 5 dB.

Gdyby drogi (transmitancje) przejść sygnału diagnostycznego były stałe, różnice wystąpiłyby tylko w granicach błędów pomiarowych. Obliczając wspomnianą wartość dla pozostałych częstotliwości 1800-5400 Hz, można zauważyć, że zmienia się ona w granicach 4,5 dB - 8,5 dB.

Z analizy poziomów drgań przy częstotliwości 900 Hz widoczne jest, że różnice zestawione w wierszu 10 wynoszą średnio około 15 dB. Różnice zestawione w kolumnie 11, dotyczące wierszy 6-9, wynoszą średnio 29 dB. Z tego widoczne jest, że stosunek tych wartości wynosi około 0,5. Oceniając te same wartości dla pozostałych częstotliwości od 1800-5400 Hz, można dojść do podobnych wyników.

Z przeprowadzonych badań wynika, że nie ma możliwości dobrej oceny stanu zazębienia za pomocą estymatora funkcji gęstości widmowej (w opisanym przypadku widma wartości skutecznej sygnału).

Zmiany poziomów drgań wywołane zmianą stanów są tylko dwukrotnie większe od zmian poziomów związanych ze zmianą punktu przyłożenia czujnika i to zarówno, gdy oceniany jest poziom ogólny drgań jak i poziomy w składowych harmonicznych.

Gdy podstawą oceny stanu jest poziom drgań w określonym punkcie maszyny i mierzone są przyrosty drgań tego punktu ze zmianą stanu, diagnoza jest utrudniona. Związane to jest ze zmianą transmitancji przejść sygnałów diagnostycznych, wraz ze zmianami stanu elementów diagnozowanych. Zmian tych nie można traktować jako zakłócenie, które można pominąć.

Wykazano więc przyczyny niepowodzeń diagnostyki przy stosowaniu funkcji gęstości widmowej.

W rozdziale tym opisano tylko trudności przy stawianiu diagnozy dla różnych stanów zazębienia w tej samej obudowie (skrzyni przekładni zębatej). Należy zaznaczyć, że dodatkowe trudności wystąpią przy stawianiu diagnozy dla kół znajdujących się w różnym stanie w różnych skrzyniach tej samej konstrukcji.

D.4. ZESTAWIENIE PARAMETRÓW POMIAROWYCH DO OKREŚLANIA KLAS STANÓW ZAZĘBIENIA

W tablicach D.4.1a i b oraz D.4.2 pokazano pogrupowane parametry stanów zazębienia na klasy. Z góry przyjęto zakresy możliwej zmiany wartości średniej parametrów $\bar{\vartheta}^2(f_1, \Delta f)$. Jeżeli średnia mieściła się w granicach przyjętej klasy, a jej możliwa zmiana wynosiła 2 $ts(\bar{\vartheta}^2)$ przy 90% poziomie ufności, to zapisywano tę wartość w danej klasie. Z zestawienia wartości 2 $ts(\bar{\vartheta}^2)$ przyporządkowanych danej klasie wyciągano średnią $[2\, ts(\bar{\vartheta}^2)]_{śr}$. Gdy średnia przekraczała granice przyjętej klasy, to na podstawie obliczonych średnich zmieniono granice klas, przyjmując następne przybliżenie.

Tablica D.4.1a

Pierwsze przybliżenie podziału na klasy dla n = 6

Zakres zmienności klas $\vartheta^2_{śr}$				
0-0,10	0,10-0,30	0,30-0,70	0,70-0,90	0,90-1
0,113	0,117	0,399	0,153	0,145
0,044	0,375	0,419	0,173	
0,068	0,378	0,169	0,093	
0,153	0,278	0,359	0,189	
0,076	0,125	0,141	0,266	
0,101	0,266	0,375	0,121	
0,048	0,173	0,322	0,260	
0,089	0,213	0,463	0,222	
0,101	0,173	0,294	0,161	
0,097	0,346	0,379		
0,052	0,193	0,266		
0,052	0,193	0,395		
	0,068	0,181		
	0,197	0,427		
	0,129	0,274		
	0,137	0,427		
	0,117			
	0,455			
	0,230			
	0,137			
	0,290			
	0,197			
	0,277			
	0,205			
	0,431			
	0,258			
	0,185			
	0,153			
	0,492			
	0,097			
	0,266			
	0,281			
	0,250			
	0,322			
0,083	0,234	0,33	0,181	-

Tablica D.4.1b

Drugie przybliżenie podziału na klasy dla n = 6

Zakres zmienności klas $\vartheta^2_{śr}$				
0,0-0,08	0,08-0,33	0,33-0,67	0,67-0,92	0,92-1,0
0,044	0,117	0,399	0,153	
0,068	0,375	0,419	0,173	
0,076	0,378	0,169	0,145	
0,101	0,278	0,141	0,093	
0,048	0,125	0,375	0,189	
0,089	0,266	0,322	0,266	
0,101	0,173	0,463	0,121	
0,097	0,213	0,294	0,250	
0,052	0,173	0,266	0,222	
0,052	0,119	0,181	0,161	
	0,346	0,274		
	0,193	0,427		
	0,193			
	0,068			
	0,197			
	0,153			
	0,129			
	0,137			
	0,359			
	0,117			
	0,445			
	0,230			
	0,137			
	0,29			
	0,197			
	0,217			
	0,205			
	0,431			
	0,258			
	0,185			
	0,153			
	0,492			
	0,379			
	0,097			
	0,395			
	0,427			
	0,266			
	0,281			
	0,250			
	0,322			
0,0728	0,2443	0,3108	0,1773	-

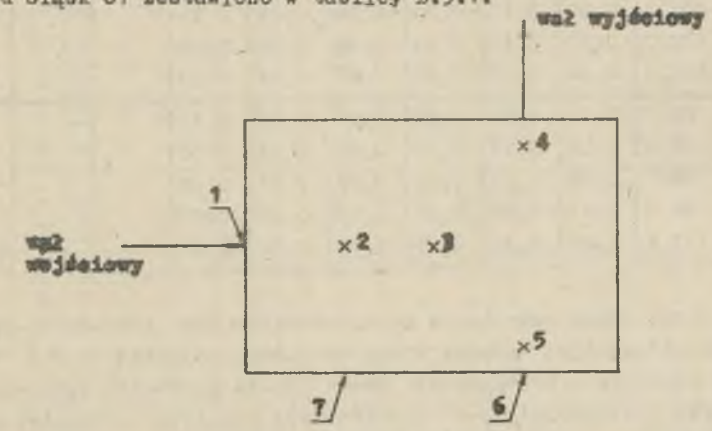
Tablica D.4.2

Pierwsze przybliżenie podziału na klasy dla n = 10

Zakres zmienności klas $^2_{śr}$						
0,0-0,05	0,05-0,15	0,15-0,35	0,35-0,65	0,65-0,85	0,85-0,95	0,95-1
	0,088	0,249	0,158	0,143	0,081	
	0,165	0,114	0,301	0,088	0,088	
	0,209	0,161	0,253	0,038		
		0,198	0,352			
		0,183	0,165			
		0,256				
		0,207				
		0,191				
		0,135				
		0,235				
-	0,155	0,202	0,245	0,09	-	-

D.5. PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA KOHERENCYJNEJ METODY DIAGNOSTYKI DO OCENY STANU TRÓJSTOPNIOWEJ PRZEKŁADNI ZĘBATEJ

Obiektem badań była trójstopniowa przekładnia zębata przeznaczona do napędu przenośników zgrzebłowych typu Śląsk 67. Badania przeprowadzono na stanowisku badawczym mocy krążącej w układzie elektrycznym. Moc znamionowa przekładni 55 kW. Układ napędowy składał się z silnika prądu stałego, prądnicy prądu stałego oraz silnika prądu zmiennego do uzupełnienia strat. Schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych przedstawia rys. D.5.1. Zestawienie wyników pomiarów wartości współczynników koherencji zestawiono w tablicy D.5.1. Badana przekładnia składała się z kół zębatych stożkowych na pierwszym stopniu zazębienia, dla której częstotliwości charakterystyczne wynosiły f_1 = 214,5; 429; 643; 858; 1072,5 Hz. Dla drugiego stopnia z kołami walcowymi f_1 = 82,5; 165; 247; 412,5 Hz. Dla trzeciego stopnia z kołami walcowymi częstotliwości charakterystyczne wynoszą 26,5; 79,5; 106; 132,5 Hz. Pomiarów współczynników koherencji dokonano zestawem aparatury opisanym w rozdz. D.1.2. Parametry diagnostyczne przekładni przenośnika typu Śląsk 67 zestawiono w tablicy D.5.1.



Rys. D.5.1. Schemat rozmieszczenia punktów pomiarowych na reduktorze w badaniach diagnostycznych przekładni do przenośnika typu Śląsk

Ze względu na występowanie stosunkowo dużych wartości średnich $\bar{\gamma}^2$ (parametrów sygnału diagnostycznego), odnoszących się do pierwszego stopnia, postawiono diagnozę, że na pierwszym stopniu mogą wystąpić pewne formy zużycia zębów. Diagnostyczne stwierdzenie stanu zostało potwierdzone przez oględziny kół przekładni po jej rozmontowaniu, a obrazy zużycia flanki

zębów przedstawiają rys. D.5.2 i D.5.3. Rys. D.5.2 przedstawia zęby koła napędzającego przekładni stożkowej, na której widoczne jest zużycie zębów w kierunku ruchów względnych zębów. Na kole współpracującym (rys. D.5.3) widoczne są spłaszczenia na bokach zębów. Stosunkowo wysoka wartość parametru γ^2 dla częstotliwości 412,5 Hz, drugi stopień przekładni $\gamma^2 = 0,35$ spowodowany jest pokrywaniem się tej częstotliwości z częstotliwością 429 Hz pochodzącej od pierwszego stopnia, gdzie $\gamma^2 = 0,39$. Uzyskane parametry sygnałów na tle klas przedstawiono w rozdz. 10, rys. 10.14, poz. 9, 10, 11.

Tablica D.5.1

Parametry diagnostyczne przekładni przenośnika typu Śląsk

	$\gamma^2(f_1,\Delta f)$ oznaczenie punktów										$\overline{\gamma^2}$
	f_1 Hz	s_2-s_3	s_2-s_4	s_2-s_5	s_3-s_4	s_3-s_5	s_4-s_5	s_2-s_1	s_2-s_6	s_2-s_7	
I stop. przekł.	214,5	0,85	0,69	0,50	0,52	0,71	0,72	0,85	0,56	0,81	0,69
	429,0	0,46	0,48	0,07	0,86	0,85	0,69	0,07	0,02	0,02	0,39
	643,5	0,82	0,10	0,49	0,32	0,37	0,34	0,13	0,15	0,02	0,30
	858,0	0,82	0,76	0,65	0,50	0,06	0,26	0,19	0,35	0,16	0,41
	1072,5	0,64	0,61	0,11	0,69	0,12	0,50	0,26	0,14	0,29	0,37
II stop. przekł.	82,5	0,14	0,01	0,74	0,08	0,47	0,02				0,24
	165,0	0,02	0,03	0,29	0,41	0,49	0,05				0,26
	246,0	0,07	0,19	0,01	0,38	0,59	0,23				0,25
	330,0	0,20	0,10	0,07	0,74	0,13	0,08				0,22
	412,5	0,04	0,07	0,02	0,62	0,73	0,59				0,35
III stop. przekł.	26,5	0,00	0,53	0,52	0,21	0,55	0,25				0,34
	53,0	0,05	0,15	0,10	0,09	0,13	0,10				0,10
	79,5	0,08	0,01	0,47	0,22	0,21	0,08				0,18
	106,0	0,11	0,26	0,03	0,15	0,12	0,02				0,12
	132,5	0,09	0,25	0,03	0,05	0,07	0,05				0,09

Obok oceny stanu zazębienia przeprowadzono dla przekładni przenośnika typu Śląsk 67 analizę widmową drgań za pomocą analizatora B-K typ 2107, stosując największą selektywność pasma 6%. Na podstawie wykonanych analiz drgań, przy zastosowaniu jako przetwornika czujnika piezoelektrycznego o znanej czułości, określono wartości przyspieszeń drgań. Dalej, przyjmując przybliżenie, że sygnały mają charakter drgań sinusoidalnych, określono prędkości drgań. Wyniki zestawiono w tablicy D.5.2, podając wartości przyspieszeń oraz prędkości drgań ścianki dla częstotliwości charakterystycznych f_1.

Jako podstawę dopuszczalnych wartości prędkości drgań przyjęto normę [37], klasyfikując przekładnie do klasy maszyn M. Na podstawie tablicy D.5.2 oraz [37] badaną przekładnię można zaklasyfikować do przekładni o

Wyniki analizy drgań dla przekładni przenośnika typu Śląsk 67

f_1	Hz	Punkty pomiarowe													
		s_1		s_2		s_3		s_4		s_5		s_6		s_7	
		mm/s^2	mm/s	mm/s^2	mm/s	mm/s^2	mm/s	mm/s^2	mm/s	mm/s^2	mm/s	mm/s^2	mm/s	mm/s^2	mm/s
Pierwszy stopień	214,5	1255	0,93	1780	1,32	1570	1,16	2080	1,54	2690	2,00	765	0,57	73	0,05
	429,0	1580	0,59	312	0,11	885	0,33	740	0,28	372	0,14	244	0,09	323	0,12
	643,5	980	0,24	1780	0,44	3140	0,78	468	0,11	304	0,07	960	0,25	580	0,14
	858,0	1580	0,29	3560	0,66	4420	0,82	1100	0,20	1200	0,22	382	0,07	735	0,13
	1072,5	1780	0,26	795	0,12	715	0,11	298	0,04	480	0,07	615	0,09	1025	0,15
Drugi stopień	82,5	89	0,17	-	-	89	0,17	130	0,25	96	0,19	855	0,17	645	0,12
	165,0	250	0,24	227	0,22	247	0,24	260	0,25	215	0,21	97	0,09	225	0,22
	247,0	278	0,18	395	0,25	395	0,25	416	0,27	605	0,39	343	0,21	225	0,14
	330,0	358	0,17	141	0,07	395	0,19	416	0,20	215	0,10	205	0,10	182	0,10
	412,5	1125	0,43	250	0,1	715	0,28	740	0,29	372	0,14	244	0,09	290	0,11
Trzeci stopień	26,5	312	1,87	198	1,18	79	0,47	835	0,50	755	0,45	-	-	165	1,00
	53,0	-	-	-	-	79	0,25	130	0,39	96	0,29	785	0,24	92	0,28
	79,5	86	0,17	-	-	89	0,18	166	0,33	96	0,19	855	0,17	645	0,13
	106,0	89	0,13	-	-	89	0,13	190	0,29	-	-	685	0,10	-	-
	132,5	1115	0,13	-	-	112	0,13	190	0,22	85	0,10	123	0,15	725	0,09

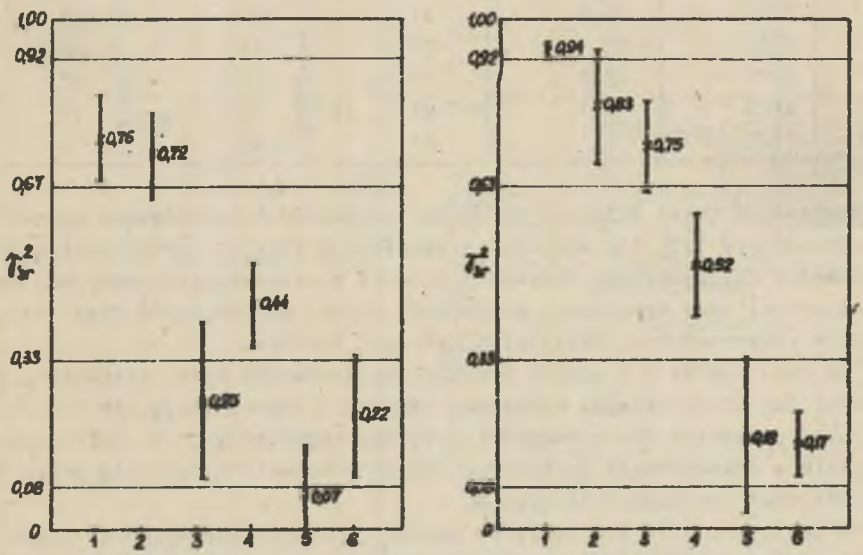
Rys. D.5.2. Ślady zużycia zębów na kole czynnym

Rys. D.5.3. Ślady spłaszczenia zębów na kole biernym

"dopuszczalnych" wartościach drgań, rozpatrując prędkości w poszczególnych częstotliwościach. Podstawą do zaklasyfikowania przekładni do tej klasy była składowa 214,5 Hz, składowa charakterystyczna pierwszego stopnia punktu s_5. Składowa ta ma duże prędkości drgań również w innych punktach $s_1 \sim 0{,}93$ mm/s, $s_2 \sim 1{,}32$ mm/s, $s_3 \sim 1{,}16$ mm/s, $s_4 \sim 1{,}54$ mm/s, $s_5 \sim$ ~ 2 mm/s. Dużymi prędkościami drgań charakteryzowały się również punkty s_1 i s_2 w składowej 26,5 Hz - pierwsza harmoniczna trzeciego stopnia.

D.6. PRZYKŁAD ZASTOSOWANIA KOHERENCYJNEJ METODY DIAGNOSTYKI DO OCENY STANU ZAZĘBIENIA PRZEKŁADNI SAMOCHODOWEJ

Przedmiotem badań była przekładnia samochodowa Fiata 126 p. Badania dotyczyły oceny zazębienia przekładni nowej po dotarciu i wykonanej zgodnie z dokumentacją techniczną oraz przekładni, w której zamontowane były koła zębate o zazębieniu nieodpowiedniej jakości. Przekładnie pracowały pod obciążeniem i przy prędkości obrotowej wału wejściowego zgodnie z normą firmy Fiat nr 72017/10 dotyczącą badań zmęczeniowych przekładni tego typu. Badania wykonano na stanowisku badawczym (służącym do badań zmęczeniowych przekładni) Ośrodka Badawczo-Rozwojowego Fabryki Samochodów Bielsko-Biała. Zgodnie z procedurą koherencyjnej metody przedstawionej w rozdz. 9.5 określono częstotliwości charakterystyczne zazębienia oraz ich składowe harmoniczne. Wybrano cztery punkty pomiarowe, z których odbierano sygnały



Rys. D.6.1

a) parametry diagnostyczne stanu zazębienia przekładni samochodowej wykonanej zgodnie z dokumentacją techniczną (przekładnia samochodowa Fiat 126p drugi bieg), b) parametry diagnostyczne stanu zazębienia przekładni samochodowej wykonanej niezgodnie z dokumentacją techniczną (przekładnia samochodowa Fiat 126p drugi bieg)

Tablica D.6.1a

Parametry diagnostyczne stanu zazębienia
określone poziomem składowych widma przyspieszeń przekładni samochodowej
wykonanej zgodnie z dokumentacją techniczną
(przekładnia samochodowa Fiat 126p drugi bieg)

f_i	Hz	Punkt 1	Punkt 2	Punkt 3	Punkt 4
	850	99 dB	97,5 dB	92 dB	99,5 dB
	1700	86	91	89,5	92
	2550	77	93	85	89
	3400	88	84	90,5	89,5
	4250	80	78	84	90
	5100	91	88	83	99,5

Tablica D.6.1b

Parametry diagnostyczne stanu zazębienia
określone poziomem składowych widma przyspieszeń przekładni samochodowej
wykonanej niezgodnie z dokumentacją techniczną
(przekładnia samochodowa Fiat 126p drugi bieg)

f_i	Hz	Punkt 1	Punkt 2	Punkt 3	Punkt 4
	850	89,5 dB	100 dB	94 dB	99,5 dB
	1700	85,5	91	91	93
	2550	87	90	94	90,5
	3400	85,5	83,5	91	88
	4250	86	81	88	90
	5100	93	91	84	95

przyspieszeń drgań ścianki. Określono parametry diagnostyczne zgromadzone w opracowaniu [25] dla zazębienia wszystkich biegów i przekładni głównej. Parametry diagnostyczne określono zgodnie z zasadami koherencyjnej metody diagnostyki oraz wyznaczono estymatory widma przyspieszeń drgań dla sygnałów odbieranych ze wszystkich czterech punktów.

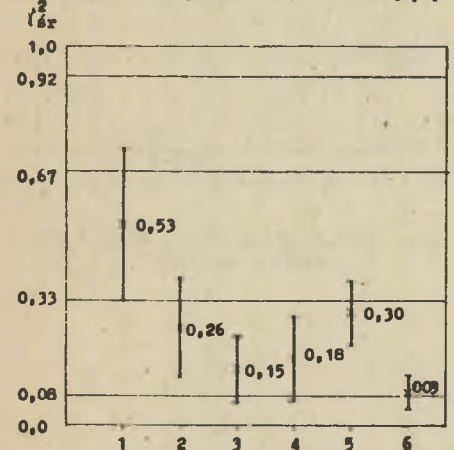
Na rys. D.6.1a i b podano przykładowo parametry stanu zazębienia przekładni (na drugim biegu) wykonanej zgodnie z dokumentacją techniczną (rys. a) oraz parametry dla przekładni w której zazębienie nie było wykonane zgodnie z dokumentacją techniczną (błędy wykonania zazębienia przekraczały wartości dopuszczalne) rys. b.

W tablicy D.6.1a i b pokazano pomiary poziomów przyspieszeń drgań częstotliwości charakterystycznych dla przekładni odpowiedniej jakości oraz dla przekładni o nieodpowiedniej jakości.

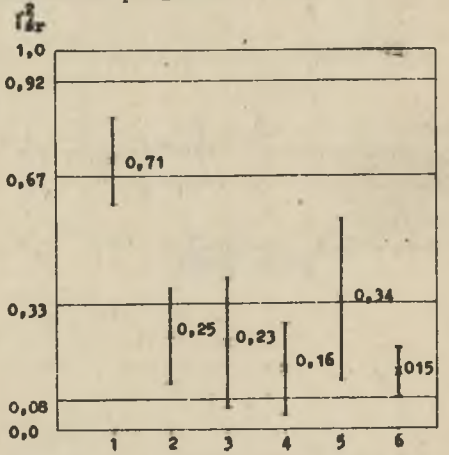
Z rysunków D.6.1a i b można jednoznacznie określić, że wystąpiła różnica między stanami przekładni. Natomiast na podstawie wyników pomiarów składowych przyspieszeń, przedstawionych w tablicy D.6.1a i b nie można wywnioskować, że zmienił się stan zazębienia. Przedstawiony przykład potwierdza duże możliwości precyzyjnego określania zmian stanu zazębienia przy stosowaniu koherencyjnej metody diagnostyki.

D.7. GRAFICZNE PRZEDSTAWIENIE ZMIAN STANU ZAZĘBIENIA ODPOWIADAJĄCE OBSERWACJOM PRZY DŁUŻSZEJ WSPÓŁPRACY ZAZĘBIENIA

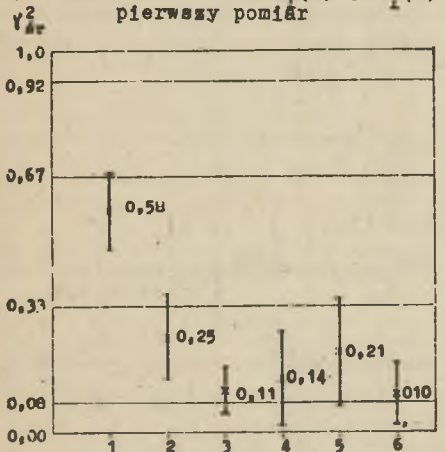
Na rys. D.7.1-D.7.6 przedstawiono parametry stanu zazębienia pary kół zębatych $w_1(h)$ i $O_1(h)$. Rysunki te przedstawiają parametry stanu zazębienia, dla którego łączny czas współpracy pod obciążeniem wynosił 18-21 h. Na rys. D.7.7-D.7.8 przedstawiono parametry stanu zazębienia pary kół zębatych $w_p(h)$ i $O_p(h)$. Sumaryczny czas pracy kół wynosił około 18 h - 21 h. Przedstawione parametry obrazują powtarzalność pomiarów.



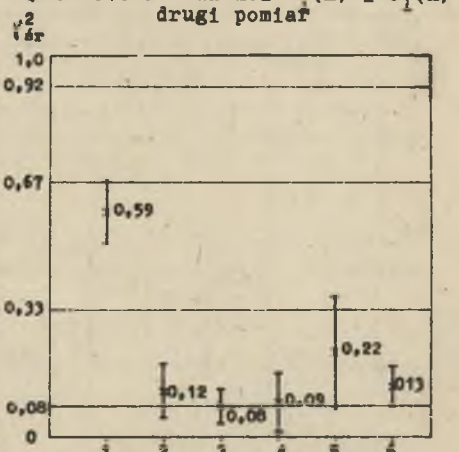
Rys. D.7.1. Stan kół $w_1(h)$ i $O_1(h)$ pierwszy pomiar



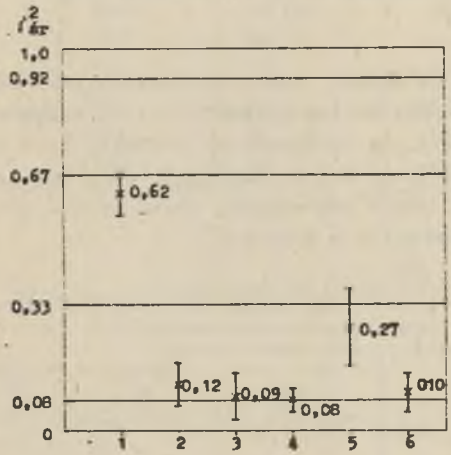
Rys. D.7.2. Stan kół $w_1(h)$ i $O_1(h)$ drugi pomiar



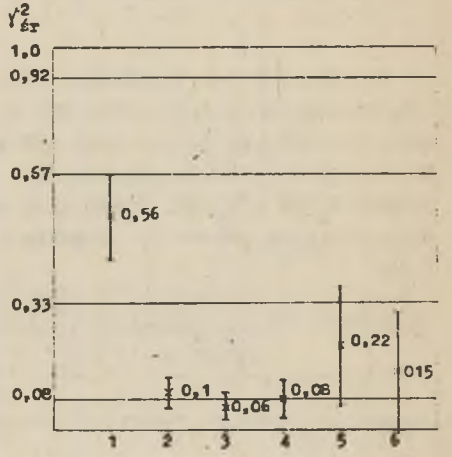
Rys. D.7.3. Stan kół $w_1(h)$ i $O_1(h)$ trzeci pomiar



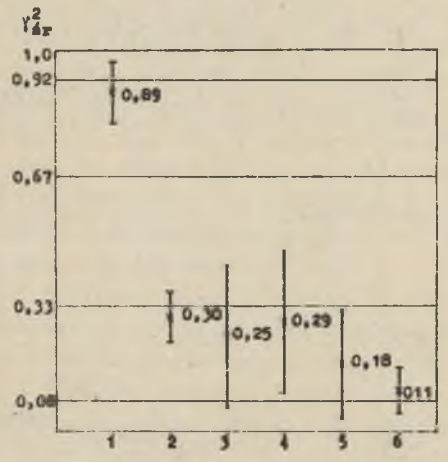
Rys. D.7.4. Stan kół $w_1(h)$ i $O_1(h)$ czwarty pomiar



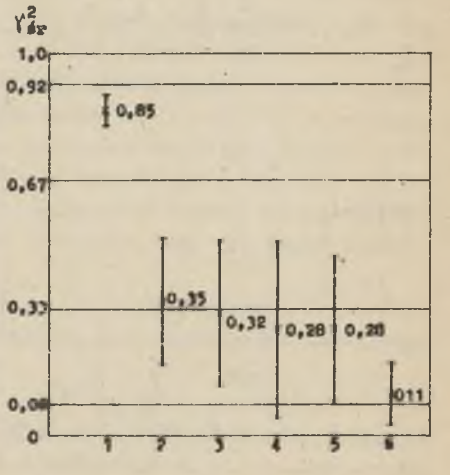
Rys. D.7.5. Stan kół $w_l(h)$ i $O_l(h)$ piąty pomiar



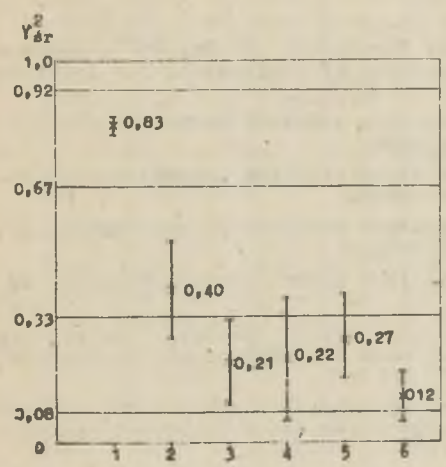
Rys. D.7.6. Stan kół $w_l(h)$ i $O_l(h)$ szósty pomiar



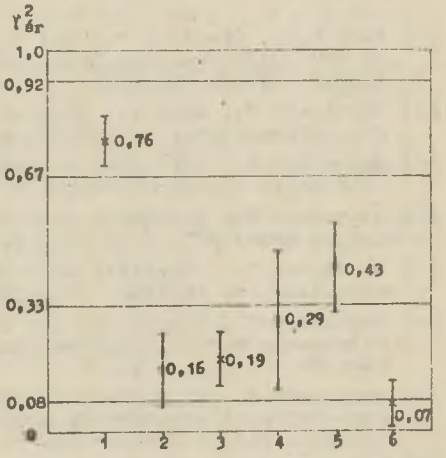
Rys. D.7.7. Stan kół $w_p(h)$ i $O_p(h)$ pierwszy pomiar



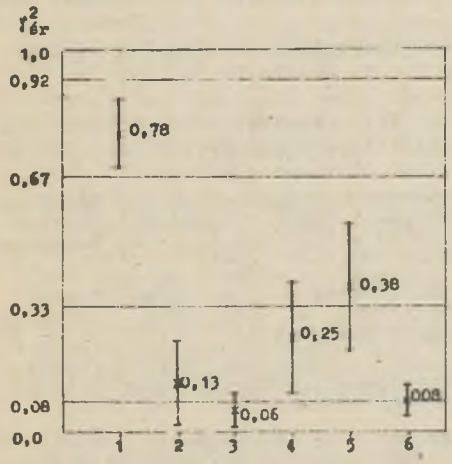
Rys. D.7.8. Stan kół $w_p(h)$ i $O_p(h)$ drugi pomiar



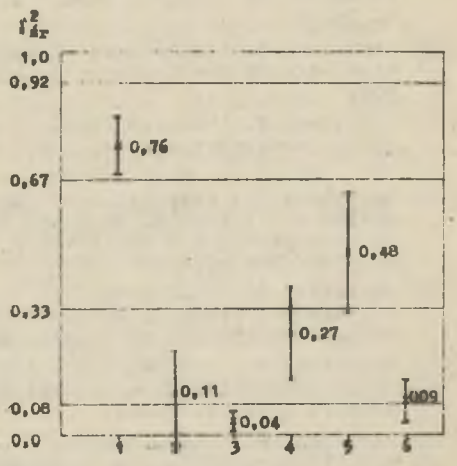
Rys. D.7.9. Stan kóż $w_p(h)$ i $O_p(h)$ trzeci pomiar



Rys. D.7.10. Stan kóż $w_p(h)$ i $O_p(h)$ czwarty pomiar



Rys. D.7.11. Stan kóż $w_p(h)$ i $O_p(h)$ piąty pomiar



Dys. D.7.12. Stan kóż $w_p(h)$ i $O_p(h)$ szósty pomiar

LITERATURA

[1] Azar R.C., Crossley F.R.E.: Digital Simulation of Impact Phenomenon in Spur Gear Systems. Trans ASME Journal of Engineering for Industry. August 1977 s. 792-798.

[2] Bartelmus W., Myga J.: Tłumienie hałasów silników pneumatycznych. Przegląd Mechaniczny, nr 9/1971, s. 261-266.

[3] Bartelmus W.: Przyczyny hałasów zębatych silników pneumatycznych. Politechnika Śląska 1971 (praca doktorska).

[4] Bartelmus W.: Przyczyny hałasów zębatych silników pneumatycznych. Archiwum Akustyki, nr 4/1973, s. 383-390.

[5] Bartelmus W.: Tłumienie hałasów silników pneumatycznych. Przegląd Mechaniczny, nr 16/1972, s. 502-504.

[6] Bartelmus W., Studziński A.: Akustyczna ocena jakości połączenia wciskowego w ujęciu statystycznym. Prace XXI Seminarium z Akustyki, Rzeszów 1974, s. 309-311.

[7] Bartelmus W., Studziński A.: Sposób sprawdzania szczelności osadzania obręczy i pierścienia zaciskowego zwłaszcza w kolejowym zestawie kołowym. Patent 165649 PRL.

[8] Bartelmus W.: Diagnostyka akustyczna połączeń wciskowych Archiwum Akustyki, nr 4/1975, s. 357-372.

[9] Bartelmus W., Studziński A.: Koherencja sygnałów drganiowych, akustycznych w diagnostyce przekładni zębatych. Prace XXII Seminarium z Akustyki. Wrocław - Świerardów Zdrój 1975.

[10] Bartelmus W., Studziński A.: Koherencja sygnałów diagnostycznych w przekładniach zębatych. Przegląd Mechaniczny, nr 23/1975, s. 753-756.

[11] Bartelmus W.: Korelacja w diagnostyce drganiowej maszyn II Sympozjum "Diagnostyka maszyn". Zeszyt 2, Politechnika Śląska ITiK Porąbka 1976, s. 15-34.

[12] Bartelmus W., Studziński A.: Korelacja sygnałów w diagnostyce drganiowo-akustycznej maszyn. Archiwum Budowy Maszyn nr 3/1977, s. 437-450.

[13] Bartelmus W., Studziński A., Cieślak W.: Diagnostyczne określenie stanu przekładni zębatej. ZNPŁ nr 11/1975 (zeszyt specjalny) s. 69-78.

[14] Bartelmus W.: Comparison of the coherence method with the spectral method of diagnosing machines by means of their vibrations. Materiały uzupełniające X Konferencji Dynamika Maszyn. Politechnika Warszawska 1977 s. 5-17.

[15] Bartelmus W., Studziński A.: Analiza widmowa w diagnostyce drganiowej maszyn. Przegląd Mechaniczny nr 1/1977, s. 9-12 oraz Sympozjum "Diagnostyczne metody badania maszyn", Bytom 1976.

[16] Bartelmus W.: Przetwarzanie informacji o stanie maszyny w koherencyjnej metodzie diagnostyki maszyn. III Sympozjum "Diagnostyka maszyn", Szczyrk 1977, s. 58-64.

[17] Bartelmus W., Studziński A.: Wprowadzenie do oszacowania parametrów sygnału diagnostycznego w koherencyjnej metodzie diagnostyki maszyn. III Sympozjum "Diagnostyka maszyn", Szczyrk 1977, s. 55-57.

[18] Bartelmus W.: Koherencyjna metoda diagnostyki przekładni zębatych. Materiały VII Sympozjum "Drgania w układach fizycznych". Błażejewko k. Kornika 1976, s. 10-11.

[19] Bartelmus W., Studziński A.: Koherencja sygnałów diagnostycznych jako metoda diagnostyki przekładni zębatych. VII Konferencja "Przekładnie zębate". Zeszyt 24, Katowice 1976, s. 87-95.

[20] Bartelmus W., Studziński A. Nosowicz B.: Widmowa metoda diagnostyki przekładni zębatych. Materiały XXII Otwartego Seminarium z Akustyki, Wisła 1976, s. 101-102.

[21] Bartelmus W.: Koherencyjna metoda diagnostyki wibroakustycznej maszyn. Prace XXIV Otwartego Seminarium z Akustyki, Gdańsk - Władysławowo 1977, s. 605-608.

[22] Bartelmus W.: Koherencyjna metoda diagnostyki drganiowej maszyn. Materiały "Na Szkołę Zimową - 78" Diagnostyka niezawodnościowa systemów technicznych. OPT, Katowice 1978, s. 155-164.

[23] Bartelmus W., Studziński A.: Porównywanie stanów w wibroakustycznej metodzie diagnozowania maszyn. Prace XXV Seminarium otwartego z Akustyki Poznań - Błażejewko wrzesień 1978, s. 67-70.

[24] Bartelmus W.: Diagnostyczna metoda wibroakustycznej oceny niezawodności maszyn górniczych. ZNPS, Górnictwo z. 92, 1978 s. 7-17.

[25] Bartelmus W., Studziński A.: Zestawienie wyników badań Metody diagnostyki maszyn. IMG (nie publikowana).

[26] Bendat J.S., Piersol A.G.: Random Date: Analysis and Measurement Procedures. Wiley - Intercience 1971, tłumaczenie polskie. Metody analizy i pomiarów sygnałów losowych. PWN 1976.

[27] Broch J.T.: On Measurement and Interpretation of Cross - Power - Spectra. Bruel - Kjaer. Technical Review, nr 3/1968.

[28] B.S. 4675, 1971: A. Basis for Comperative Evaluation of Vibration in Machinery. British Standards Institute.

[29] Benes J.: Statistical Dynamice of Automatic Control Systems. ILIFFE Books LTD London, 1967.

[30] Brzózka G.: Badania diagnostyczne silników spalinowych w oparciu o analizę hałasu i drgań za pomocą korelatora. Poznań 1972 (praca doktorska).

[31] Cempel C., Kosiel U.: Lokalizacja i identyfikacja źródeł hałasu w maszynach i urządzeniach. I Sympozjum Diagnostyka Maszyn, Jaszowiec 1975, s. 99-115.

[32] Cempel C.: Sumowanie synchroniczne jako metoda diagnostyki maszyn. Archiwum Budowy Maszyn nr 3/1976 s. 433-441.

[33] Cempel C.: Wibroakustyczna diagnostyka maszyn i urządzeń. II Sympozjum "Diagnostyka maszyn". Zeszyt 2. Porąbka 1976, s. 67-87.

[34] Cempel C.: Miary podobieństwa procesów wibroakustycznych maszyn i ich zastosowania. IMTPP. Raport wewnętrzny nr 23 1976.

[35] Cholewa W.: Różnicowe widmo reprezentatywne umownego zastępczego źródła sygnału w badaniach maszyn. Archiwum Akustyki, nr 3/1976, s. 275-289.

[36] Chapman R.N.: Vibration Analysis Applied to Machinery Maintenance, Naval Engineers Journal, June 1967 s. 431-437.

[37] DIN 45665, July 1968. Schwingstärke von rotierenden elektrischen Maschinen der Baugrössen 80 bis 315.

[38] Downham E., Woods E.: The Rational of Monitoring Vibration on Rotating Machinery in Contrinuously Operating Process Plant, Journal of Engineering for Industry. ASME Paper No 71 - Vibr - 96.

[39] Dekert i inni: Stan obciążeń dynamicznych w przekładniach zębatych. Przegląd Mechaniczny nr 16/1974, s. 545-548.

[40] Dietrych J., Jaskóła Z., Makomaski M.: Charakterystyki częstotliwościowe i funkcja korelacji w metodzie oceny konstrukcji i stanu przekładni zębatych. IV Symposjum PKN, Białystok - Białowieża 1969.

[41] Dietrych i inni: Podstawy konstrukcji maszyn, część I. WNT Warszawa.

[42] Gryboś R.: Drgania parametryczne jednostopniowej przekładni zębatej. Rozprawy inżynierskie, nr 1/1972, s. 3-17.

[43] Instruction and Service Manuel for Type 55070 Analog Correlator DISA.

[44] ISO2372. Draft Recomendation, Mechanical Vibration of Machines With Operating Speeds from 10-200 ops.

[45] Knauer B. i inni: Entwicklungsstand und Trends in der Zahnrad- und Antriebstechnik, Maschinenbautechnik nr 9/1978 s. 389-400.

[46] Kohler H.K., Pratt A., Thompson A.M.: Dynamics and Noise of Parallel - Axis Gearing, Poc. Instn. Mech. Engrs 1969-70, Vo 184 Pt 30, s. 111-121.

[47] Kurowski W., Zmierczak T.: Wyznaczanie nadwyżek dynamicznych w przekładniach zębatych. Przegląd Mechaniczny, nr 18/1973, s. 641-645.

[48] Mark W.D.: Analysis of the Vibratory Excitation of gear systems: Basic Theory. J. Aconst. Soc Am. 63(5), May 1978 s. 1409-1430.

[49] Mitchell J.S.: Examination of Pump Cavitation, Gear Mesh and Blade Performance Using External Vibration Characteristics. Endevco - MHN Division (714) 493-8181.

[50] Müller L.: Przekładnie zębate. Obliczenia wytrzymałościowe WNT, Warszawa 1970.

[51] Müller L.: Badania diagnostyczne kół zębatych. Przegląd Mechaniczny nr 7/1974, s. 221-224.

[52] Müller L.: Problemy dynamiki przekładni zębatych. V Konferencja Przekładnie Zębate. Zeszyt 19/1972. Gliwice.

[53] Müller L., Bartelmus W., Studziński A.: Akustyczne badania zestawów kołowych. Pomiary Automatyka Kontrola nr 10/1974 s. 464-465.

[54] Müller L., Bartelmus W.: Badania hałasów silników powietrznych. Przegląd Mechaniczny nr 19/1969, s. 589-591.

[55] Müller L., Jonek J.: Wpływ niejednostajności podziału na efektywność modyfikacji zarysu zęba. Przegląd Mechaniczny nr 2/1976, s. 489-491.

[56] Müller L.: Nowy model dynamiczny przekładni walcowej o zębach prostych. Przegląd Mechaniczny, nr 21/1974 s. 725-728.

[57] Müller L., Gardulski J.: Klasy hałaśliwości przekładni zębatych. Przegląd Mechaniczny nr 3/1969, s. 73-75.

[58] Myga J.: Wpływ zużycia zębów na wielkość siły dynamicznych. Politechnika Śląska (praca doktorska nie publikowana) 1976.

[59] Makomaski M.: Badania wpływu cech konstrukcyjnych przekładni na charakterystyki probabilistyczne efektu akustycznego (praca doktorska) Gliwice 1972.

[60] Nakamura K.: Tooth Separation and Abnomal Noise on Power Transmission Gears. Bull. Japen. Sos. Mech. Engrs 10/1967, s. 846-854. Streszczenie w Industrie Anzeiger nr 58/1968.

[61] Noll A.M.: Cepstrum Pitch Determination. The Journal of the Acoustical Society of America Vol 41 no 2/1967.

[62] Osimek E.: Fast Fourier Transform in Acoustic Diagnostic Research of Diesel Engine. Procedings of Noise Control Conference, Warszawa 1976, s. 303-306.

[63] Pawłow B.W.: Badania diagnostyczne w technice. WNT, Warszawa 1967.

[64] Pawłow B.W.: Akustyczeskaja diagnostyka mechanizmow. Moskwa 1971.

[65] Pawłow B.W.: Diagnostyka niedomagań maszyn. WRL, Warszawa 1975.

[66] Prochorow J.W., Rozanow J.A.: Rachunek prawdopodobieństwa. PWN, Warszawa 1972, s. 454.

[67] Randal R.B.: Cepstrum Analysis and Gear box Foult Diagnosis Brüel-Kjaer. Application notes 13-150.

[68] Randal R.B.: Vibration Signatura Analysis. Techniques and Instrument Systems. Shook and Vibration Conference Monash Uniwersity, Melbourne, May 1974.

[69] SN 626-66 Radziecka norma zdrowotna.

[70] Segbert A.F., Cracker A.F.: The Use of Coherence Techniques to Predict the Effect of Engine Operating Parameters on Diesel Engine Noise. Trans ASME Journal of Engineering for Industry November 1975, s. 1227 -1233.

[71] Steward R.M.: Some useful date analysis techniques for gearbox diagnotics. Conference on Time Series Analysis Southampton 1977.

[72] Takuso Sato i inni: Real-Time Bispectral Analysis of Gear Noise and Its Application to Contactless Diagnosis. J.Acoust Soc.Am, Vol. 62 nr 2 August 1977, s. 382-387.

[73] Thomson R.A., Weichbrodt B.: Gear Diagnostics and Wear Detection ASME publication 79-VJRR-10 1969.

[74] Volk W.: Statystyka stosowana dla inżynierów. WNT, Warszawa 1973.

[75] White G.J.: Detection of Gearbox Feilure. Symposium on the Science and Technology of Condition Monitoring held of Southampton Uniwersity 1972. s. 7.1-7.28.

[76] Woithe M.: Das Laufgeraüsch von Wälzlagern als Güteparameter.Maschinenbautechnik, nr 16/1967.

[77] Weichbrodt B., Schmith K.A.: Signature Analysis - Nonintrusive Techniques for Incipient Failure Identification Application to Bearings and Gears Technical Information Series. General Electric no 70 - C - 364, 1970 r.

[78] Yebra J.H.: Analiza wpływu parametrów konstrukcyjnych na dynamikę zazębienia. Politechnika Śląska (praca doktorska) 1975.

[79] Zink H.: Geraüsche von Zahnradgetrieben und die Fertigung geraüscharmer Getriebe VDJ - Berichte 47/1960.

ZASTOSOWANIE NIEKTÓRYCH ESTYMATORÓW STATYSTYCZNYCH SYGNAŁU DRGANIOWEGO JAKO KRYTERIÓW OCENY STANU ZAZĘBIENIA

S t r e s z c z e n i e

Rozprawa dotyczy diagnostyki drganiowej maszyn. Informacje o stanie maszyny przekazywane są przez drgania mechaniczne powstające w wyniku współpracy elementów maszyny.

W pracy przedstawiono przyczyny małej skuteczności najczęściej stosowanych estymatorów statystycznych sygnału, takich jak funkcja gęstości widmowej mocy, funkcje autokorelacji, funkcja korelacji wzajemnej w diagnostyce maszyn.

Przedstawiono badanie związków między sygnałami odbieranymi bezpośrednio ze zużytego elementu a sygnałami odbieranymi ze ścianki maszyny. Do badania związków wykorzystano funkcję koherencji. Opierając się na tych badaniach oraz na badaniach związków między sygnałami odbieranymi z różnych punktów maszyny, wyciągnięto wnioski dotyczące niektórych własności sygnałów diagnostycznych. Wychodząc z tych własności sygnałów opracowano zasady koherencyjnej metody diagnostyki maszyn.

Przeprowadzono analizę teoretyczną przejścia sygnałów diagnostycznych przez maszynę. Analiza umożliwia przyjęcie modelu przejścia sygnałów. Model przejścia sygnałów może być podstawą do dalszych badań teoretycznych.

Stwierdzono doświadczalnie, że uśrednione wartości składowych charakterystycznych funkcji koherencji (otrzymanych przez odbiór sygnałów z różnych punktów powierzchni maszyny) są odzwierciedleniem parametrów stanu maszyny.

Przedstawiono badania przydatności koherencyjnej metody diagnostyki do oceny stanu zazębienia kół zębatych o zębach prostych ewolwentowych, jak i zazębienia kół zębatych modyfikowanych oraz zazębienia kół o zębach zużytych wgłębieniami zmęczeniowymi (pittingiem). Przedstawiono zastosowanie koherencyjnej metody do oceny stanu zazębienia trójstopniowej przekładni zębatej o nieznanym stanie oraz przykład zastosowania metody do oceny stanu przekładni samochodowej. Zebrane dane parametrów sygnałów diagnostycznych dla zazębienia umożliwiły opracowanie klas parametrów sygnałów diagnostycznych dla zazębienia.

Przedstawiona koherencyjna metoda diagnostyki drganiowej charakteryzuje się:

- łatwością podziału parametrów sygnału wyjściowego na klasy, zakres zmienności parametrów sygnału 0-1,

- bezwymiarowością parametrów sygnału diagnostycznego,
- dużą czułością parametrów sygnału wyjściowego na wykrywanie zmian zachodzących w współpracy elementów,
- dokładność pomiaru stanu współpracujących elementów może być stercwana liczbą punktów odbioru sygnałów diagnostycznych,
- możliwością stosowania tych samych klas do grupy maszyn lub podzespołów maszyn.

Koherencyjną metodę diagnostyki można zastosować do diagnozowania stanu elementów takich jak koła zębate lub łożyska toczne, w dowolnym układzie dynamicznym maszyny. Może to być przekładnia samochodowa, obrabiarka do metali, przekładnia w maszynie górniczej lub budowlanej itp.

ПРИМЕНЕНИЕ НЕКОТОРЫХ СТАТИСТИЧЕСКИХ ОЦЕНОК СИГНАЛА КОЛЕБАНИЙ В КАЧЕСТВЕ КРИТЕРИЯ ОЦЕНКИ СТЕПЕНИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Р е з ю м е

Работа касается диагностики машин на основании колебаний. Информации о состоянии машины передаются механическими колебаниями, возникающими в результате совместной работы элементов машины.

В работе представлены причины малой эффективности чаще всего применяющихся статистических оценок сигнала таких, как функция спектральной плотности мощности, функция автокорреляции, функция взаимокорреляции в диагностике машин.

Представлены исследования связей между сигналами, приходящими непосредственно от изнашунного элемента, и сигналами, приходящими от стенок машин. Для исследования этих связей была использована функция когерентности. На основании этих исследований и исследований связей между сигналами, приходящими из разных точек машины, были сделаны выводы, касающиеся некоторых свойств сигналов диагностики. Эти свойства были использованы для разработки принципов когерентного метода диагностики машин.

Проведен теоретический анализ перехода диагоностических сигналов через машину. Анализ дает возможность принятия модели перехода сигналов. Модель перехода сигналов может служить основанием для дальнейших теоретических исследований.

Опытным путем установлено, что усредненные значения составляющих характерных функций когерентности, полученных путем приема сигналов из разных точек поверхности машины, являются отражением параметров состояния машины.

Представлены исследования пригодности кгерентногс метода диагностики для оценки степени зацепления зубчатых колес с прямыми эвольвентными зубьями, зацепления модифицированных зубчатых колес, а также зацепления зубчатых колес с изношенными зубьями (с усталостными углублениями). Показано применение когерентного метода для оценки степени зацепления трехступенчатой зубчатой передачи неизвестного состояния, а также дан пример применения этого метода для оценки состояния автомобильной передачи. Полученные данные о параметрах диагностических сигналов позволили установить классы параметров диагностических сигналов для зацепления.

Представленный когерентной метод диагностики на основании колебаний характеризуется следующими особенностями:

- параметры сигнала можно легко разделить на классы, предел изменения параметров сигнала 0-1,

- параметры диагностического сигнала безразмерны,
- параметры выходного сигнала обладают большой чувствительностью к изменениям в совместной работе элементов,
- точность измерения состояния совместно работающих элементов можно регулировать числом точек приема диагностических сигналов,
- те же самые классы можно применять для группы машин и для подузлов машины.

Когерентный метод диагностики можно применить для исследования состояния зубчатых колес или подшипников качения в любой динамической системе машины. Это может быть автомобильная передача, станок для обработки металлов, передача горной или строительной машины.

APPLICATION OF SOME STATISTICAL ESTIMATORS OF THE VIBRATION SIGNAL AS THE CRITERIONS OF ASSESMENT OF MESH STATE

S u m m a r y

The paper deals with the machines vibrational diagnostics. The information about the state of a machine is transferred by means of mechanical vibrations arising as the result of machine parts interplay.

The paper presents the reasons of little efficiency of the commonly used signal statistical estimators, such as the function of power spectrum density, autocorrelation function, the function of cross-correlation in machines diagnostics.

The research on the connections between the signals received directly from the wasted element and the signals received from the machine wall is presented. The coherence function was utilized in testing the relations. Basing on this research and on the research on the relations between the signals received from various points of the machine, the conclusions concerning some properties of the diagnostic signals were drawn. Taking the properties of these signals as the standpoint, the principles of the coherential method of machines diagnoses have been worked out.

The theoretical analysis of diagnostical signals flows through the machine. has been performed. The analysis allows for assuming the model of signal flow. This model may consist the basis of further theoretical research.

The averaged values of the characteristic components of coherence function (driven at by means of reception of the signals from various points of machine surface) were proved to be the reflection of machine state.

The research on the usability of the coherence method in diagnostics in estimation of mesh state of toothed wheels with normal evolvent teeth, as well as the mesh state of toothed wheels with modified teeth, and the mesh state of wheels with teeth worn by pitting was presented. The application of coherence method in estimation of mesh state of three-staged toothed gear of the unknown state and the example of the method application to the assesment of car gear were presented.

The collected data of signals parameters serving in mesh state diagnosis enabled the determination of parameters classification.

The presented coherence method of vibration diagnostics is characterized with the following determinants:

- the feasibility of division of the input signal parameters into classes the range of signal parameters variability 0-1,
- the diagnostic signal parameters are non-dimensional,
- the diagnostic signal parameters are very sensitive to detecting the changes in the elements interplay.
- the precision of measurement of the state of the interrelated elements can be controlled by the number of diagnostic signals reception points.
- the same classes can be applied to several groups of machines, or-to a machine sub-assembly.

The coherence diagnostic method can be applied to stating the diagnoses of such elements as toothed wheels, rolling bearings in any chosen machine dynamic system. This can be the car gear, metal working machine, mining type machine gear, building site machine gear etc.

Cena zł 18,—

WYDAWNICTWA NAUKOWE I DYDAKTYCZNE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ MOŻNA NABYĆ W NASTĘPUJĄCYCH PLACÓWKACH:

44-100 Gliwice — Księgarnia nr 096, ul. Konstytucji 14b
44-100 Gliwice — Spółdzielnia Studencka, ul. Wrocławska 4a
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 Księgarską w Warszawie, ul. Mazowiecka 9