

# Diagnostyka drganiowa maszyn i zespołów maszynowych

Sławomir Szymaniec, Marek Kacperak

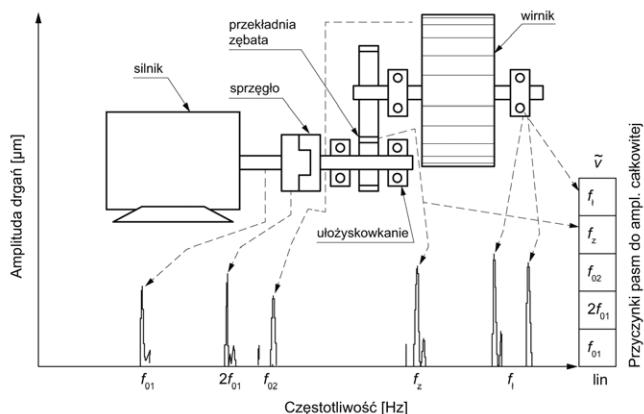
## 1. Wprowadzenie

Wieloletnie doświadczenia autorów w utrzymaniu ruchu w przemyśle oraz w drganiowej eksploatacyjnej diagnostyce maszyn pozwoliły ustalić podstawowe, dominujące zjawiska dynamiczne w zespołach maszynowych cementowni, ich przyczyny oraz wpływ na pracę cementowni. Wiarygodna diagnostyka maszyn jest możliwa tylko przy dobrej znajomości potencjalnych uszkodzeń maszyn i sposobów ich rozróżnienia.

Zadaniem specjalisty ds. diagnostyki, oprócz oceny ogólnego stanu dynamicznego maszyn i prognozy dalszej ich eksploatacji, jest identyfikacja uszkodzenia konkretnej części maszyny. Analiza sygnałów diagnostycznych maszyn w dziedzinie częstotliwości i czasu jest podstawą ich rozpoznania [266].

Na rysunku 1 przedstawiono występujące najczęściej źródła wymuszeń drgań zespołów maszynowych w cementowniach oraz odpowiadające im częstotliwości drgań [53, 54, 149, 150, 266]. Przyjęto następujące oznaczenia:

- $f_{01}$  – częstotliwość obrotowa napędu;
- $2f_{01}$  – 2-krotność częstotliwości obrotowej napędu;
- $f_{02}$  – częstotliwość obrotowa maszyny napędzanej;
- $f_z$  – częstotliwość ząbienia przekładni;
- $f_i$  – częstotliwość łożyskowa.

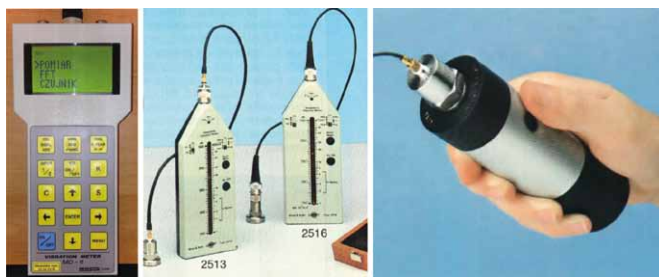


Rys. 1. Obraz widmowy drgań elementów maszyny prostej

Czołowe firmy produkujące profesjonalną aparaturę do pomiarów i analizy sygnałów, w tym aparaturę diagnostyczną dla potrzeb przemysłu, w swojej ofercie mają zwykle trzy grupy produktów [213–229, 266]:

- proste, przenośne mierniki danego sygnału;
- przenośne analizatory sygnału jedno-, dwu- lub czterokanałowe o rozbudowanym menu, zbieracze danych;
- aparaturę stacjonarną do monitoringu, systemy online.

Diagnostyka układów elektromechanicznych w przemyśle opiera się w głównej mierze na pomiarach sygnałów: napięciowego, prądowego, drganiowego, wyładowań niezupełnych oraz temperatury maszyn i urządzeń, a następnie na analizowaniu otrzymanych wyników [53, 54, 149, 150, 251–269].



Rys. 2. Przykładowe proste mierniki do pomiaru drgań wraz z ręcznym kalibratorem toru pomiarowego [32, 99]



Rys. 3. Przykładowe przenośne analizatory sygnału: (a–c) jedno-, (d) dwu- oraz (e) czterokanałowe o rozbudowanym menu, w tym zbieracze danych stosowane w opolskich cementowniach [32, 212–228, 266]

Pomiary sygnałów diagnostycznych wykonywane są bardzo często za pomocą prostych mierników (rys. 2) lub przenośnych analizatorów sygnału jedno-, dwu- lub czterokanałowych (rys. 3) o rozbudowanym menu, w tym zbieraczy danych. Są to najczęściej urządzenia o znacznych możliwościach pomiarowych, co umożliwia diagnozowanie uszkodzeń zespołów elektromechanicznych.

Bardzo ważną czynnością w diagnostyce [53, 54, 267] jest obserwacja trendu danego sygnału oraz prowadzenie dokumentacyjnego archiwum historii pracy maszyny. Aby to wykonać, należy dane pomiarowe odczytać i przesłać do komputera.

Prawie wszystkie analizatory mają interfejs umożliwiający transmisję danych i zdalne sterowanie, odpowiednie oprogramowanie umożliwia komunikację i przesyłanie danych.

Wykorzystywanie analizatorów sygnałów dodatkowo do celów badawczych stawia przed oprogramowaniem analizatorów specyficzne wymagania, które należy uwzględnić przy tworzeniu oprogramowania przeznaczonego do diagnostyki maszyn w przemyśle. Każdy z analizatorów powinien mieć możliwość „organizacji” pomiarów przemysłowych wg tzw. „ścieżki pomiarowej” (precyzyjnego menu pomiarów).

## 2. Niewyważenie wirników

### 2.1. Przyczyny niewyważenia

Niewyważenie wirników jest jedną z podstawowych przyczyn złego stanu dynamicznego maszyn. Amplituda drgań maszyny jest wprost proporcjonalna do wielkości niewyważenia. Za pomocą prostych obliczeń można wykazać, że już przy prędkości obrotowej 3000 obr./min przesunięcie środka ciężkości wirnika z osi obrotu tylko o 100  $\mu\text{m}$  wywołuje reakcje dynamiczne na łożyskach (siła odśrodkowa) równe w przybliżeniu ciężarowi wirnika [53, 54, 149, 150, 266, 273].

Przyczyny niewyważenia bywają następujące [53, 54, 149, 150, 266, 273]:

- wady materiałowe;
- błędy konstrukcyjne;
- błędy wykonawstwa;
- błędy montażu;
- deformacje termiczne;
- luzowanie elementów wirnika i ich przemieszczenie;
- erozja wirnika i osady na wirniku;
- korozja materiału wirnika;
- kawitacja w pompach;
- pełzanie materiału wirnika;
- przytarcie wirnika;
- czynniki hydro-aerodynamiczne.

### 2.2. Charakterystyka składowych drgań

Drgania maszyny spowodowane statycznym niewyważeniem wirnika pojawiają się głównie w płaszczyźnie promieniowej i stycznej, przy czym drgania obudów łożysk w kierunku poprzecznym są współfazowe. W przypadku wirników przewieszonych (wirnik zamocowany na końcu wału poza łożyskowaniem) bardziej znaczące drgania mogą się pojawić w kierunku osiowym. Amplituda drgań jest stała.

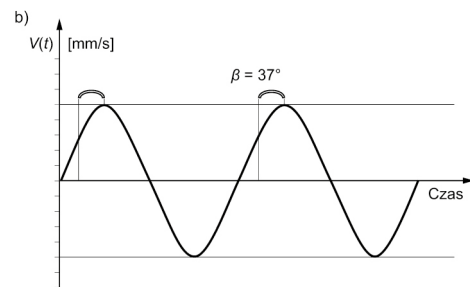
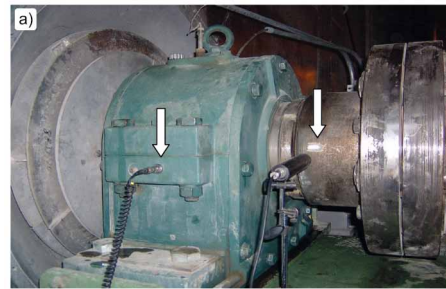
W widmie drgań wyraźnie dominuje składowa o częstotliwości obrotowej wirnika  $f_{01}$  – rys. 4. W przypadku ugięcia wału występują drgania promieniowe i osiowe, przy czym drgania promieniowe są współfazowe, natomiast drgania osiowe są przeciwfazowe [53, 54, 149, 150, 266, 273].

Następuje zmiana fazy drgań w trakcie eksploatacji maszyny w płaszczyźnie promieniowej. Amplituda drgań jest większa w kierunku najmniejszej sztywności (typowo w płaszczyźnie poziomej). Pojawia się duża amplituda drgań przy „przejściu” przez prędkość krytyczną. Ma miejsce przesunięcie krytycznej częstotliwości w wyniku nieliniowej odpowiedzi układu wirującego – rys. 5.

reklama



że dopiero po piaskowaniu wentylatora osiąga się bardzo niski poziom drgań. Jeżeli czyszczenie nie przyniosło oczekiwanych rezultatów, należy ustalić, czy wzrost drgań nie jest spowodowany pogorszeniem osiowania. Skuteczną czynnością, która umożliwi wykluczenie ewentualnej nieosiowości jako przyczyny wzrostu drgań, jest zatrzymanie zespołu maszynowego i sprawdzenie osiowości układem laserowym. Przy tej okazji należy sprawdzić wszystkie mocowania, stan śrub, nakrętek, szpilek i tulei w sprzęgle, fundamentów i konstrukcji wsporczych. Po wykluczeniu jako przyczyny wzrostu drgań nieosiowości i anomalii w sprzęgle oraz w fundamencie i konstrukcji wsporczej ponownie należy uruchomić zespół maszynowy, zmierzyć drgania i sprawdzić, czy kąt fazowy składowej obrotowej mierzony względem znacznika na wale zmienia się adekwatnie do zmian kąтового położenia czujnika drgań na obudowie łożyska silnika – rys. 6. Jeżeli faza „podąża” za czujnikiem, to najprawdopodobniej przyczyną wzrostu intensywności drgań jest niewyważenie. Przykładowo, gdy dla położenia czujnika drgań w kierunku H, tak jak na rys. 6, zmierzony kąt fazowy dla składowej  $1\times$  względem znacznika na wale  $\beta = 37^\circ$ , to po przemieszczeniu czujnika drgań o  $180^\circ$  (kierunek H po drugiej stronie łożyska)  $\beta = 37^\circ + 180^\circ$ , z zachowaniem pewnych tolerancji odchyłek akceptowanych przez doświadczenie mierzącego.



**Rys. 6.** Pomiar drgań przykładowego zespołu maszynowego dużego wentylatora w celu stwierdzenia, czy przyczyną nadmiernych drgań jest niewyważenie: a) widok usytuowania czujnika drgań, czujnika fazy (lunetki) oraz znacznika na wale; b) idea pomiaru kąta fazowego dla składowej  $1\times$  względem znacznika na wale [266]

reklama

reklama



### 3. Niewspółosiowość maszyn

#### 3.1. Typy niewspółosiowości

Na podstawie literatury [53–55, 149, 150, 178, 215, 266, 273] można wyciągnąć wnioski, że nawet ponad połowa wszystkich przedczesnych uszkodzeń maszyn jest spowodowana przez niewłaściwe ich ustawienie (nadmierna niewspółosiowość). Silnik i napędzana maszyna są na ogół konstrukcyjnie rozdzielone i połączone końcówkami wałów przy użyciu sprzęgieł. Elementy te często nie są jednak połączone współosiowo. Wyszczególnić można trzy typy rozosiowania (rozcentrowania wałów): promieniowe, kątowe i mieszane (rys. 7–11). Powstają one w wyniku błędów wytwórczych i montażowych.

Nieosiowość równoległą, tzw. „korbę”, w trakcie pomiarów diagnostycznych rozpoznajemy po dużych drganiach w kierunku promieniowym, dla których różnica fazy przy pomiarach w pobliżu sprzęgła jest bliska  $180^\circ$ , rys. 8 (patrz na kierunki umieszczenia czujników). Często składowa obrotowa w widmie ( $2 \times \text{RPM}$ ) ma większą wartość od składowej  $1 \times \text{RPM}$ , lecz jej wartość w stosunku do  $1 \times \text{RPM}$  jest uzależniona od rodzaju sprzęgła (jego konstrukcji). Kiedy rozosiowanie jest duże, może powodować pojawienie się w widmie wyższych harmonicznych ( $4 \times \text{RPM}$ – $8 \times \text{RPM}$ ) lub nawet całej serii wyższych harmonicznych, co skutkuje powstaniem widma podobnego do widma charakterystycznego dla mechanicznych luzów. Konstrukcja sprzęgła ma duży wpływ na postać spektrum drgań.

Niewspółosiowość kątową („rozwarcie na sprzęgle”) rozpoznaje się po dużych drganiach poosiowych, dla których różnica fazy przy pomiarach w pobliżu sprzęgła jest bliska  $180^\circ$  – rys. 10 (patrz na kierunki umieszczenia czujników). Duże drgania poosiowe mają w widmie składowe o częstotliwościach obrotowych  $1 \times \text{RPM}$ ,  $2 \times \text{RPM}$  i  $3 \times \text{RPM}$  (rys. 10). Takie objawy mogą również wskazywać na problemy ze sprzęgłem.

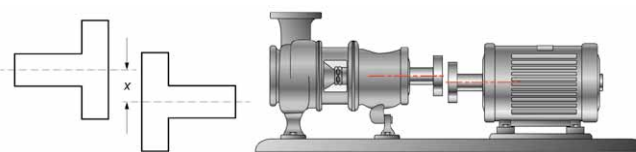
Zilustrowane powyżej przypadki nieosiowości należy rozpatrywać przestrzennie, dotyczą one bowiem zarówno płaszczyzny pionowej, jak i poziomej.

Istotnym zagadnieniem przy rozpatrywaniu nieosiowości jest sposób jej definiowania. Nieosiowość kątową jest podawana jako kąt (w stopniach lub radianach) lub w mm w odniesieniu do 100 mm średnicy sprzęgła – rys. 11. Definicję niesiowości można znaleźć np. w pracy [178]: nieosiowość jest to maksymalne przesunięcie przypadające na odległość między powierzchniami czołowymi wałów.

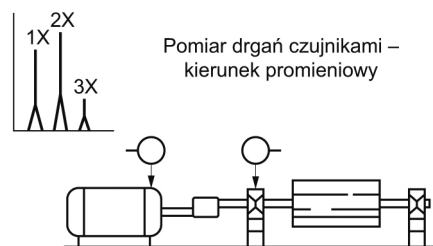
Najczęściej w aparaturze służącej do pomiarów osiowości metodą laserową mikroprocesor przelicza i podaje przesunięcie równoległe [mm] oraz nieosiowość kątową [mm/100 mm], co odpowiada konkretnemu kątowi  $\theta$ .

#### 3.2. Charakterystyka składowych drgań

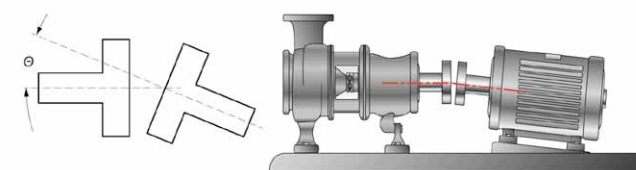
Niewspółosiowość elementów maszyny wywołuje drgania w płaszczyźnie promieniowej i w kierunku osiowym. Widmo drgań często charakteryzuje się wzrostem wartości składowych o częstotliwościach równych pierwszej i drugiej wielokrotności częstotliwości obrotów wirnika. Jeżeli amplituda drugiej składowej harmonicznej w kierunku osiowym przekracza 75% amplitudy pierwszej składowej w kierunku promieniowym, to stan taki może spowodować awarię maszyny [53–55, 149, 150, 266].



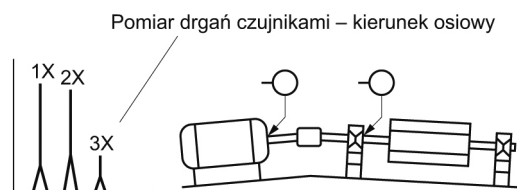
Rys. 7. Niewspółosiowość równoległa (promieniowa) [178]



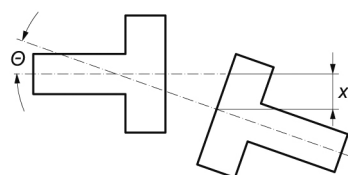
Rys. 8. Niewspółosiowość równoległa (promieniowa): po lewej u góry – charakter widma w kierunku promieniowym (wyniki pomiarów drganiowych w uproszczeniu); u dołu – relacje fazowe na łożyskach [273]



Rys. 9. Niewspółosiowość kątowna [178]



Rys. 10. Niewspółosiowość kątowna („rozwarcie na sprzęgle”): po lewej u góry – charakter widma w kierunku osiowym (wyniki pomiarów drganiowych w uproszczeniu); u dołu – relacje fazowe na łożyskach [178, 273]



Rys. 11. Niewspółosiowość mieszana [178]

W przypadku niewspółosiowości stojana i wirnika maszyny elektrycznej w widmie drgań pojawiają się, oprócz pierwszej harmonicznej od obrotów, składowe o częstotliwości równej podwójnej częstotliwości sieci oraz składowe tworzące wstęgi boczne – rys. 12.

Trajektoria wału ulega zniekształceniu w miarę zwiększania się niewspółosiowości – rys. 13.

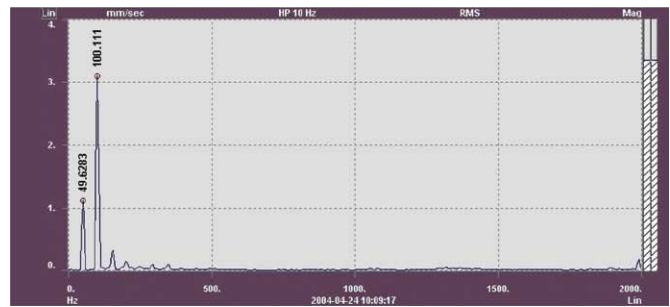
### 3.3. Osiowanie urządzeń

Aby osiowanie nie okazało się bezużyteczną pracą, należy przeprowadzić inspekcję fundamentu w celu sprawdzenia, czy:

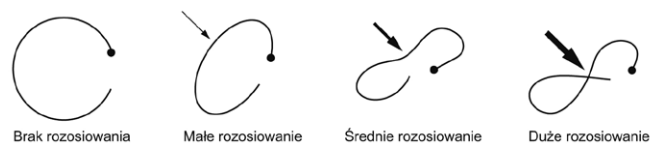
- płyty fundamentowe są niepowybrzuszone, niepopękane i płaskie;
- przedmiotowy fundament dostatecznie stwardniał, zanim zamontuje się na nim maszynę;
- łapy maszyny nie spoczywają bezpośrednio na fundamencie; jeżeli tak, to należy umieścić pod nimi dodatkowe podkładki;
- powierzchnia pod łapami maszyny jest czysta i wolna od rdzy;
- fundament pod maszyną mobilną, „ruchomą”, jest odpowiednio usytuowany: powinien być nieco niżej usytuowany niż fundament maszyny stacjonarnej. Istotne znaczenie ma również przypadek tzw. „miękkiej stopy” (rys. 14).

Mianem tym określa się przypadek, kiedy maszyna spoczywa na trzech (lub mniej) łapach, zamiast na czterech. Jedna z łap nie stoi trwale na fundamencie [53–55, 150, 151, 179, 267].

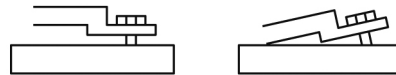
Na rysunku 15 pokazano jeden ze sposobów sprawdzenia, czy w danym przypadku mamy do czynienia z miękką stopą [53–55, 149, 150, 178, 266]. Metoda polega na obserwowaniu wskazań czujnika przy odkręcaniu śruby usytuowanej przy nim (przy pozostałych śrubach dokręconych). Odchylenie powyżej 0,12 mm wskazuje na prawdopodobieństwo wystąpienia „miękkiej stopy”. Możliwość sprawdzenia tego przypadku ma większość urządzeń opartych na metodzie laserowo-optycznej.



Rys. 12. Przykładowe widmo drgań obudowy łożyska przy niewspółosiowości zesprężonych wałów maszyn [53]

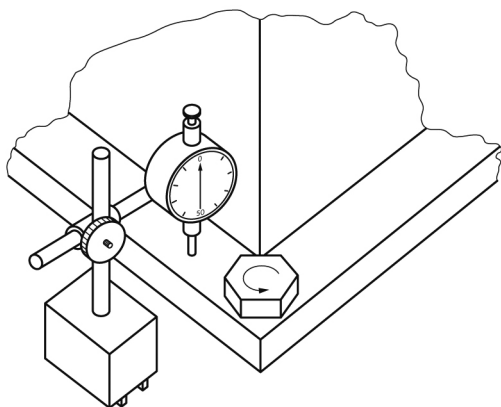


Rys. 13. Zmiana kształtu trajektorii wraz ze wzrostem rozosiowania wałów [53]

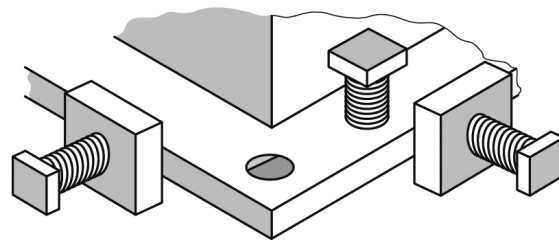


Rys. 14. „Mięгка stopa” w uproszczeniu [53–55, 178]

Proces osiowania należy przeprowadzić w warunkach naturalnej pracy maszyny (temperatura pracy ustalona). Jeżeli nie ma możliwości przeprowadzenia centrowania w warunkach naturalnej pracy maszyny, to należy uwzględnić współczynnik rozszerzalności cieplnej, a podczas przeprowadzania procesu osiowania konieczna będzie korekta otrzymanych



**Rys. 15.** Sprawdzenie „miękkiej stopy” za pomocą czujnika zegarowego [53–55, 178]



**Rys. 16.** Układ do przesuwania maszyny w poziomie, tzw. koniki [53–55, 178, 266]

przesunąć maszyny. Korekta obejmuje uwzględnienie przesunięcia osi wału z pozycji „zimnej” do „gorącej” (to znaczy do warunków naturalnej pracy maszyny, a więc dla osiągnięcia określonego stopnia nagrzania). W zależności od rodzaju maszyny oraz jej temperaturowych warunków pracy zmiana linii wałów wskutek rozszerzalności cieplnej może osiągnąć dość znaczną wartość. Na przykład, dla przeciętnego silnika elektrycznego rozszerzalność cieplna jest rzędu 0,01 mm/m przy wzroście temperatury o 1°C [53–55, 178]. I tak, dla silnika o wzniosie wału  $H = 1,0$  m, temperaturze osiowania +20°C, temperaturze pracy +50°C i podanej rozszerzalności cieplnej zmiana linii wałów wskutek rozszerzalności cieplnej wynosi:  $1,0 \cdot (50 - 20) \cdot 0,01 = 0,3$  mm.

Jeśli maszyna stacjonarna oraz maszyna „ruchoma” mają takie same charakterystyki nagrzewania, to proces osiowania jest ułatwiony, ponieważ nie jest wymagane uwzględnienie korekty cieplnej. W przeciwnym wypadku, o ile to możliwe, osiowanie powinno być wykonane, zanim maszyny ostygną. Innym rozwiązaniem jest skompensowanie różnicy wynikającej z istnienia rozszerzalności. Na przykład, jeśli pod wpływem ciepła maszyna stacjonarna podnosi się o 0,25 mm, to pod łapami maszyny „ruchomej” powinny znaleźć się podkładki o grubości 0,25 mm.

Należy podkreślić, że nie ma jednoznacznych wytycznych odnośnie do dopuszczalnych tolerancji nieosiowości przy ustawianiu maszyn. Porównując w tym zakresie wytyczne producentów sprzęgła, producentów maszyn i producentów aparatury co do osiowania, należy stwierdzić istnienie daleko idących rozbieżności. Mając na uwadze użytkownika maszyn, w którego interesie jest dążenie do wydłużenia czasookresu bezawaryjnej eksploatacji wirujących zespołów maszynowych, za celowe uważa się przyjęcie surowych wymagań odnośnie do tolerancji osiowania. Mogą to być kryteria podane przez czołową firmę Fixtur Laser AB [229], które są zbieżne z kryteriami osiowania podawanymi przez inną, znaną firmę Prüftechnik AG – tabela 1 [193]. W tabeli podano wartość tolerancji w zależności od prędkości obrotowej i typu nieosiowości wałów. Wartość kątownego „załamania” podano jako różnicę w szerokości szczeliny między tarczami sprzęgła na 100 mm średnicy sprzęgła.

**Tabela 1.** Dopuszczalne odchyłki podczas procesu osiowania wg firmy Fixtur-Laser AB [229]

Rodzaj nieosiowości	Prędkość obrotowa $n$ [obr/min]	Niewspółosiowość [mm]	
		bardzo dobra	zadawalająca
Przesunięcie równoległe	0–1000	0,07 mm	0,13 mm
	1000–2000	0,05 mm	0,10 mm
	2000–3000	0,03 mm	0,07 mm
	3000–4000	0,02 mm	0,04 mm
	4000–5000	0,01 mm	0,03 mm
	5000–6000	< 0,01 mm	< 0,03 mm
Kątowe załamanie	0–1000	0,06 mm/100 mm	0,10 mm/100 mm
	1000–2000	0,05 mm/100 mm	0,08 mm/100 mm
	2000–3000	0,04 mm/100 mm	0,07 mm/100 mm
	3000–4000	0,03 mm/100 mm	0,06 mm/100 mm
	4000–5000	0,02 mm/100 mm	0,05 mm/100 mm
	5000–6000	0,01 mm/100 mm	0,04 mm/100 mm

Wielkość odchyłki podczas procesu osiowania zależy od następujących czynników [178, 193, 229]:

- prędkości obrotowej wałów (im ta prędkość jest większa, tym kryteria tolerancji są bardziej zaostrzone);
- rodzaju sprzęgła (dla sprzęgła sztywnych i półsztywnych wymagana dokładność podczas centrowania jest większa niż dla sprzęgła podatnych);
- typu nieosiowości.

Osiowanie maszyn jest procesem wieloetapowym, którego poszczególne fazy muszą być wykonywane w ustalonym porządku zapewniającym najkorzystniejsze wyniki pracy. Wykonywanie kolejnego kroku w procesie osiowania musi być poprzedzone sprawdzeniem, iż wcześniejsze fazy zadania zostały wykonane prawidłowo. Całe zadanie można podzielić na etapy:

- zabezpieczenie maszyny przed przypadkowym załączeniem;
- identyfikacja maszyn, które należy wyosiować; sprawdzenie danych znamionowych, w tym prędkości obrotowej, rodzaju sprzęgła i łożysk, ogólnych wymiarów, miejsca zainstalowania;
- sprawdzenie stanu technicznego (pęknięcia, luzy) fundamentu i konstrukcji wsporczych ze zwróceniem szczególnej uwagi na konieczność wyposażenia konstrukcji w okolicy maszyny mobilnej w tzw. „koniki” umożliwiające korektę ustawienia maszyny w poziomie, w tym do przodu i do tyłu

**Rys. 17.** Jeden z najnowszych układów laserowych służących do osiowania [229]



**Rys. 18.** Jeden z najnowszych układów laserowych do osiowania:

- a) schemat sposobu montowania laserów na wałach;  
 b) widok laserów i monitora z mikroprocesorem;  
 c) widok ekranu z obliczonymi wielkościami korekty położenia silnika na łapach w pionie i w poziomie oraz wielkością bicia kąowego i promieniowego na sprzęgle w poziomie i w pionie [229]

(koniki mogą stanowić, po wyosiowaniu maszyn, dodatkowe zabezpieczenie przed ewentualnym przesuwaniem, rys. 16);

- ustalenie dopuszczalnych tolerancji osiowania z uwzględnieniem ruchów termicznych maszyn;
- kontrola sprzęgła i jego osadzenia na wale, pomiar „bicia” wałów, kontrola śrub mocujących;
- usunięcie wszelkich naprężeń w układzie – maszyny osiowane muszą się „dać” swobodnie obracać;
- sprawdzenie tzw. „miękkiej stopy”;
- właściwe osiowanie maszyny, dokręcenie śrub mocujących i kontrola stanu wyosiowania układu;
- sprężenie osiowanych maszyn;
- uruchomienie zespołu maszynowego, pomiar i ewentualna analiza drgań, kontrola temperatury łożysk oraz innych parametrów pracy zespołu;
- ewentualna korekta ustawienia maszyn z uwzględnieniem poprawek termicznych.

Najnowszą aparaturą laserową (rys. 17 i 18) można mierzyć i osiować wszystkie typy maszyn wirujących. Jeśli wały maszyn nie mogą być obracane w szerokim kącie, tak by znalazły się na pozycjach odpowiadających godzinom 9:00, 12:00, 3:00, 6:00, można dokonać osiowania przez obracanie wałów w wąskim kącie, pomiędzy 10:30 a 1:30. Po wprowadzeniu wymiarów jak na rys. 19 i wykonaniu stosownego obrotu wałami, rys. 20, układ laserowy odczytuje współrzędne pozycji promieni laserowych na matrycach odbiorników, a mikroprocesor rozwiązuje układ równań (dla trójkątów prostokątnych), wyliczając wielkości korekty położenia silnika na łapach w pionie i poziomie oraz wielkości bicia kąowego i promieniowego na sprzęgle w poziomie i w pionie (rys. 18 c).

Jeszcze do niedawna uciążliwym problemem było ustawianie przekładni pasowych, napędów bardzo rozpowszechnionych w cementowniach – rys. 21.

reklama

reklama



Z chwilą opracowania aparatury laserowej dedykowanej przekładniom pasowym uciążliwość nie występuje – rys. 22.

### 4. Defekty łożysk tocznych

#### 4.1. Przyczyny defektów łożysk i fazy ich degradacji

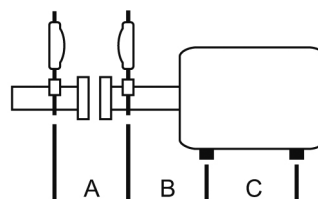
Łożyska są najbardziej odpowiedzialnymi i powszechnymi elementami maszyn. Ich głównym zadaniem jest bezpieczne przeniesienie obciążeń roboczych z elementu wirującego na korpus maszyny przy jednocześnie małych oporach ruchu. Większość maszyn to maszyny wirnikowe, w których wirnik jest podparty za pomocą łożysk tocznych. W maszynach tych o własnościach eksploatacyjnych całego układu decydują własności dynamiczne układu wirnik – łożyska maszyny. Chodzi tu przede wszystkim o wartość siły przenoszonej z wału na łożyska.

W łożyskach tocznych można wyróżnić następujące źródła drgań [26–32, 35, 36, 53, 54, 74, 115, 130, 135, 139, 151, 215, 220, 222–224, 226–228, 235, 252, 261, 266, 273, 310]:

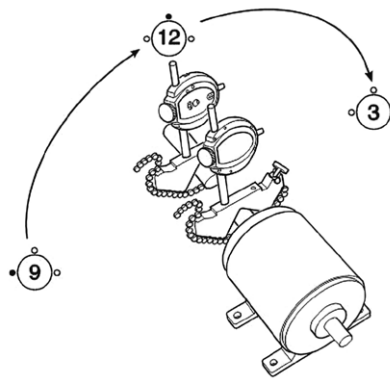
- zmiana liczby elementów tocznych przenoszących obciążenie (może to spowodować zmianę sztywności układu i być przyczyną drgań parametrycznych);
- błędy wynikające z technologii wykonania elementów łożyska (nieodpowiedność kształtu bieżni pierścienia i elementów tocznych); kształt tych elementów wykazuje odchylenia (owalność, falistość), mogą również wystąpić wady gładkości powierzchni (chropowatość);
- niewyważenie koszyka;
- mimośrodowość bieżni w stosunku do osi obrotu wału, niewłaściwy luz promieniowy lub osiowy, drgania własne poszczególnych elementów łożyska.

Poziom drgań uszkodzonych łożysk rośnie wraz z ich zużyciem. Na podstawie obserwacji diagnostycznych eksploatacyjnych łożysk wyróżnia się kolejne fazy degradacji łożyska [53]:

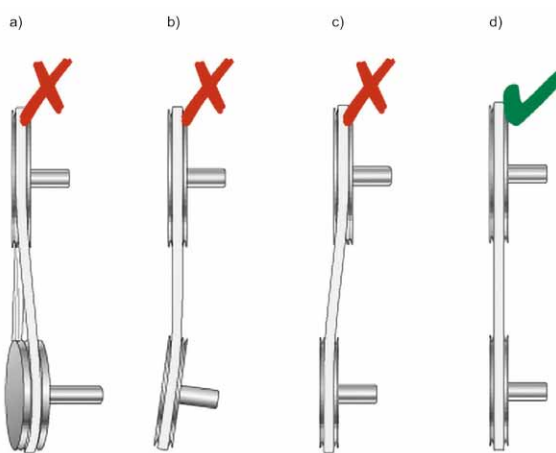
- Faza szumowa – symptomem drganiowym nowego łożyska jest szerokopasmowy charakter przyspieszeń drgań, których wartość szczytowa zawiera się w przedziale  $0,9\text{--}2,0\text{ m/s}^2$ . W miarę powstawania mikrouszkodzeń pasmo drgań zawęża się w okolicy charakterystycznych częstotliwości drgań elementów łożyska lub jego obudowy, najczęściej nieruchomej bieżni zewnętrznej (4–10 kHz). Na tle tego szumu pasmowego pojawiają się wysokie impulsy; tym częstsze, im więcej mikrouszkodzeń powstaje na elementach łożyska. Pod koniec fazy szumowej wartości szczytowe przyspieszenia drgań obudowy łożyska mogą sięgać  $40\text{ m/s}^2$  i powinno to być sygnałem do planowej wymiany łożyska, np. przy najbliższym postoju maszyny.
- Faza drganiowa – podczas dalszej eksploatacji łożyska (niewymienionego w końcu fazy szumowej) następują ubytki masowe w łożysku, powodujące zmniejszenie średniej częstotliwości drgań. Następuje znaczny wzrost wartości szczytowej przyspieszenia drgań i dalsza trwałość łożyska może wynosić od kilku godzin do kilku tygodni. Następuje powiększenie luzów łożyska, co powoduje, że wartość przyspieszenia i średnia częstotliwość drgań maleją.
- Faza termiczna – dalsza praca łożyska powoduje deformację jego elementów i ubytki masowe skutkujące wzrostem oporów ruchu. Działanie sił tarcia powoduje wydzielanie



Rys. 19. Wymiary konieczne do obliczeń korekty ustawienia silnika w czasie osiowania [229]



Rys. 20. Obrót wałami w czasie osiowania (schemat)



Rys. 21. Nieosiowość napędu z przekładnią pasową (rysunek poglądowy): a) niewspółosiowość w płaszczyźnie pionowej; b) niewspółosiowość kątowa w płaszczyźnie poziomej; c) przesunięcie równoległe; d) właściwe ustawienie [231]



Rys. 22. Laserowa aparatura do ustawiania przekładni pasowych [231]

się ciepła podwyższającego temperaturę łożyska. Następuje zmiana jego własności wytrzymałościowych i łożysko zmierzka ku nieuchronnej awarii.

Okresowa lub ciągła kontrola stanu dynamicznego węzłów łożyskowych za pomocą pomiarów drgań chroni maszynę przed awarią groźną w skutkach. Pozwala na wczesne wykrycie zagrożenia i podjęcie działań zapobiegawczych. Istnieje konieczność kontroli własności dynamicznych węzłów łożyskowych w trakcie eksploatacji maszyn.

#### 4.2. Osluchiwanie łożyska

Niespokojny bieg łożyska można wykryć dzięki okresowemu osłuchiwaniu go przez obsługę ruchową maszyny. Znacznie efektywniejsze osłuchiwanie można prowadzić za pomocą stetoskopu elektronicznego. Poprawnie pracujące łożysko generuje miękki, czysty szum. Nietypowe dźwięki o charakterze mielenia, gwizdania lub innym wskazują na ogół na pogorszenie stanu łożyska. Doświadczona obsługa posługująca się stetoskopem lub innym prostym specjalizowanym narzędziem może je wykryć i zlokalizować – rys. 23.

Dźwięki przypominające gwizdanie mogą być spowodowane niedostatecznym smarowaniem. Metaliczne dźwięki mogą świadczyć o zbyt małym luzie w łożysku. Nierównomierny czysty ton może być wynikiem wgłębienia na bieżni łożyska, a następujące okresowo dźwięki – wskazywać na uszkodzenie elementu tocznego. Brudne łożysko wywołuje dźwięk jak przy mieleniu. Znaczne uszkodzenie łożyska powoduje nieregularny i wysoki poziom hałasu. Wykrycie uszkodzenia łożyska przez jego osłuchiwanie jest najczęściej wykryciem zaawansowanego uszkodzenia, co skłania do szybkiej jego wymiany.

#### 4.3. Kontrola temperatury łożysk

Podwyższenie temperatury łożyska zazwyczaj świadczy o zakłóceniach w jego pracy. Przegrzanie łożysk może wynikać z niewłaściwego doboru środka smarnego. Innymi przyczynami wysokiej temperatury łożysk w trakcie ich eksploatacji mogą być:

- nadmierne lub niedostateczne smarowanie;
- zanieczyszczenie środka smarnego;
- przeciążenie;
- uszkodzenie;
- mały luz łożyskowy;
- tarcie w uszczelnieniach;
- zbyt silne zaciśnięcie łożyska.

Wysoka temperatura łożyska negatywnie oddziałuje na środek smarny. Konieczny jest pomiar temperatury łożysk w czasie eksploatacji maszyny, najlepiej przez zainstalowanie czujników do pomiaru temperatury. Można prowadzić pomiary temperatury obudów łożysk za pomocą laserowych przyrządów do pomiaru temperatury ze stosunkowo dużej odległości – nawet ponad 2 m.

#### 4.4. Obserwacja wzrokowa

Obsługa ruchowa maszyn powinna prowadzić badania wzrokowe pracujących łożysk, regularnie kontrolując uszczelnienia łożyska. Uszczelnienia zapobiegają wnikaniu do łożyska



Rys. 23. Najprostszy sposób diagnozowania łożyska tocznego (osłuchiwanie łożyska przez jednego z autorów) [266]

np. gorących i powodujących korozję cieczy. Szczeliny uszczelnień labiryntowych powinny zawsze być wypełnione smarem. Zużyte uszczelnienia należy możliwie szybko wymienić. Uszczelnienia utrzymują środek smarny w oprawie łożyska, dlatego należy sprawdzić, czy środek smarny nie wydostaje się na zewnątrz.

W regularnych odstępach czasu zużyty smar powinien być wydalany lub wyciskany przez otwory do wypływu smaru z oprawy. W przypadku smarowania olejem należy upewnić się, czy nie został zatkany otwór odpowietrzający wskaźnik poziomu oleju. Łożyska należy smarować okresowo, zgodnie ze wskazówkami producenta maszyn i zaleceniami omówionymi wcześniej.

#### 4.5. Pomiar współczynnika szczytu

Współczynnik szczytu jest ilorazem wartości szczytowej sygnału drganiowego do jego wartości skutecznej w danym przedziale częstotliwości drgań. Wartość współczynnika szczytu może być estymatą stanu łożyska tocznego [266].

Najczęściej metoda oceny stanu łożyska tocznego poprzez rejestrację współczynnika szczytu opiera się na pomiarach przyspieszenia drgań. Istotna jest zmiana współczynnika szczytu w czasie eksploatacji maszyny. Pomiary wykonuje się przyrządem, który ma możliwość wyznaczenia rzeczywistej wartości skutecznej i rzeczywistej wartości szczytowej. Wzrost współczynnika szczytu wskazuje na pogorszenie stanu łożyska tocznego. Należy wziąć pod uwagę fakt, że w ostatniej fazie uszkodzenia wartość współczynnika szczytu może maleć – rys. 24.

Przedstawioną metodą oceny stanu łożyska tocznego poprzez rejestrację współczynnika szczytu, podobnie jak przez osłuchiwanie łożyska, ocenia się jedynie stan łożyska, ale nie lokalizuje przyczyny zmiany stanu. Zaletą jej jest szybkość, prostota i łatwość w obsłudze pomiar (pod warunkiem, że dysponujemy odpowiednim przyrządem pomiarowym). Skuteczność metody maleje, gdy w pobliżu badanego węzła łożyskowego występują inne źródła sygnałów impulsowych.

#### 4.6. Analiza widmowa drgań

We wczesnych stanach degradacji łożyska drgania charakteryzują się dużymi częstotliwościami (>500 Hz). W późniejszych stanach rosną zarówno składowa obrotowa drgań (pierwsza harmoniczna), jak i wiele jej wielokrotności.

Przyspieszenia drgań nowego łożyska mają charakter szerokopasmowy. W miarę powstawania mikrouszkodzeń pasmo drgań zawęża się w okolicy częstotliwości drgań elementów łożyska lub jego obudowy, najczęściej nieruchomej bieżni zewnętrznej (4–10 kHz) [26–32, 35, 36, 53, 54, 74, 115, 130, 135, 139, 151, 215, 220, 222–224, 226–228, 235, 252, 261, 266, 273].

Podczas dalszej eksploatacji łożyska następują w nim ubytki masowe powodujące zmniejszenie średniej częstotliwości drgań.

#### 4.7. Metoda analizy obwiedni

W metodzie wykorzystującej analizę obwiedni sygnału sygnał drganiowy z czujnika, po wstępnym odfiltrowaniu zakresu częstotliwości obejmującego częstotliwość rezonansową węzła łożyskowego, podlega demodulacji, a następnie wyznaczane jest widmo sygnału modulującego, czyli obwiedni sygnału. Tak wyznaczone widmo obwiedni sygnału drganiowego może zawierać składowe o częstotliwościach drgań odpowiadających częstotliwościom defektów elementów łożyska [26–32, 35, 36, 53, 54, 74, 115, 130, 135, 139, 151, 215, 220, 222–224, 226–228, 235, 252, 261, 266, 273] – rys. 25.

Przedstawiona metoda polega na specyficznej analizie drgań rezonansowych maszyny. Krótkotrwałe impulsy – udary widoczne w przebiegach czasowych sygnału drganiowego węzłów łożyskowych – mogą być spowodowane uszkodzeniem elementu tocznego, koszyka lub przejściem elementu tocznego przez punktowe uszkodzenie bieżni łożyska. Znając geometrię łożyska, liczbę elementów tocznych (rys. 26) i prędkość obrotową bieżni wewnętrznej względem bieżni zewnętrznej, można wyznaczyć charakterystyczne częstotliwości składowych harmonicznych sygnału dla poszczególnych elementów łożyska (przy założeniu, że toczenie elementów łożyska odbywa się bez poślizgów). Częstotliwości odpowiadające defektom elementów łożyska tocznego można obliczyć, korzystając z zależności [266]:

- dla elementu tocznego:

$$f_t = \frac{1}{2} f_n \frac{D}{d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cos \varphi \right)^2 \right] \quad (3)$$

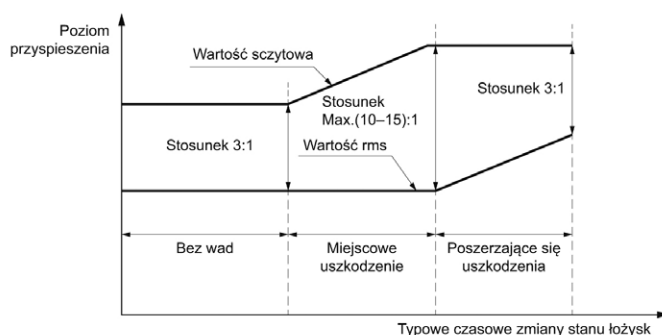
- dla bieżni wewnętrznej:

$$f_w = \frac{1}{2} N f_n \left[ 1 - \frac{d}{D} \cos \varphi \right] \quad (4)$$

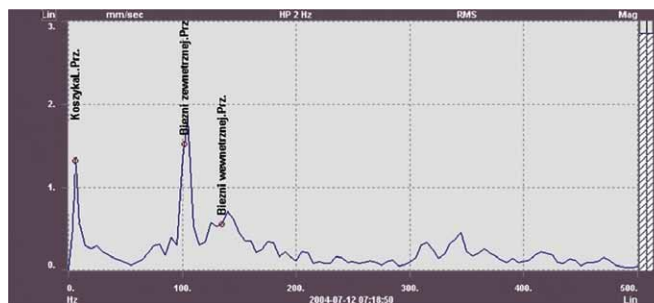
- dla bieżni zewnętrznej:

$$f_z = \frac{1}{2} N f_n \left[ 1 + \frac{d}{D} \cos \varphi \right] \quad (5)$$

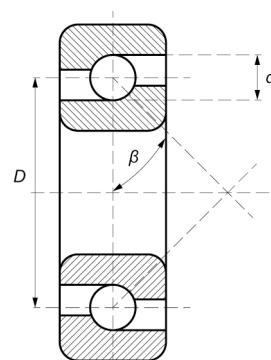
- dla koszyka:



Rys. 24. Wartość współczynnika szczytu wyznaczona dla łożyska tocznego w czasie eksploatacji maszyny [28]



Rys. 25. Widmo drgań obudowy uszkodzonego łożyska wentylatora [53]



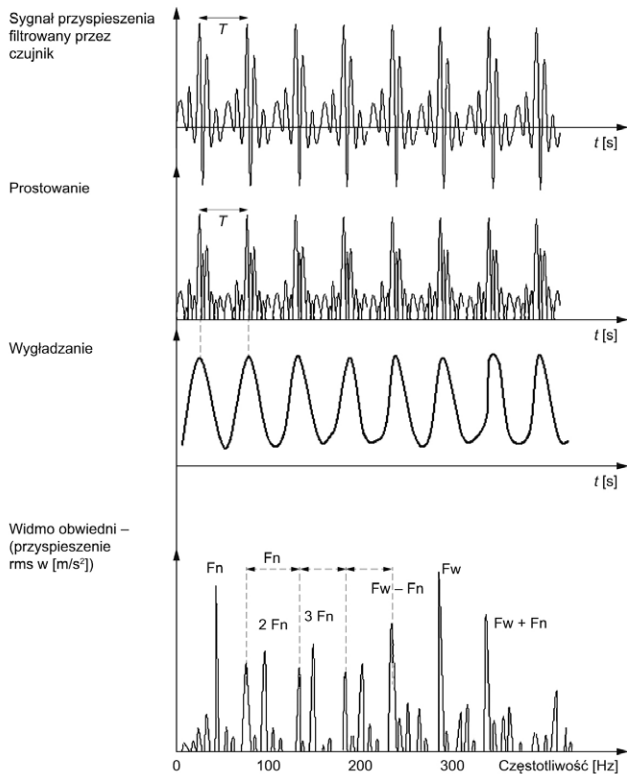
Rys. 26. Przekrój poprzeczny łożyska kulkowego

$$f_k = \frac{1}{2} f_n \left[ 1 - \frac{d}{D} \cos \varphi \right] \quad (6)$$

gdzie:  $d$  – średnica elementu tocznego;  $D$  – średnica podziałowa łożyska;  $\varphi$  – kąt obciążenia łożyska;  $n$  – liczba elementów tocznych,  $f_n$  – częstotliwość obrotów pierścienia zewnętrznego względem pierścienia wewnętrznego.

Obliczenie tych częstotliwości (wzory (3–6)) jest pierwszym etapem diagnozowania węzłów łożyskowych. Znając częstotliwości odpowiadające lokalnym defektom elementów badanego łożyska, wykonuje się pomiary i analizę drgań łożyska w punkcie, gdzie łożysko jest najintensywniej obciążone (np.





Rys. 27. Metoda analizy obwiedni sygnału drgań [26, 28]

dolna obudowa łożyska), wykorzystując w tym celu np. piezoelektryczny czujnik drgań – akcelerometr [26–32, 35, 36, 53, 54, 74, 115, 130, 135, 139, 151, 215, 220, 222–224, 226–228, 235, 252, 261, 266, 273].

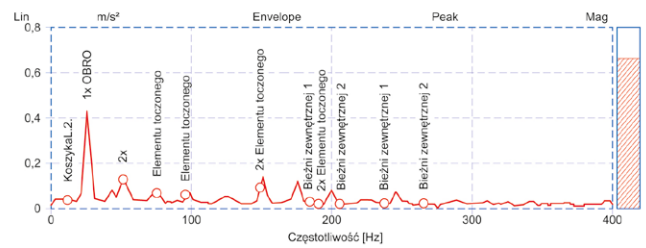
W przedstawianej metodzie sygnał drganiowy węzła łożyskowego jest prostowany i wyglądany w celu uzyskania obwiedni sygnału, która zawiera niskoczęstotliwościowe modulacje odpowiadające cyklicznie pojawiającym się impulsom udarowym wynikającym z ewentualnego uszkodzenia łożyska [26–32, 35, 36, 53, 54, 74, 115, 130, 135, 139, 151, 215, 220, 222–224, 226–228, 235, 252, 261, 266, 273].

W ostatniej fazie pomiaru wykonuje się analizę widmową obwiedni sygnału, zazwyczaj w zakresie do 200 Hz lub do 500 Hz. Z tak otrzymanego widma można dokładnie określić częstotliwości dominujących składowych harmonicznym i porównać je z wcześniej wyznaczonymi [26, 53, 266] – rys. 28.

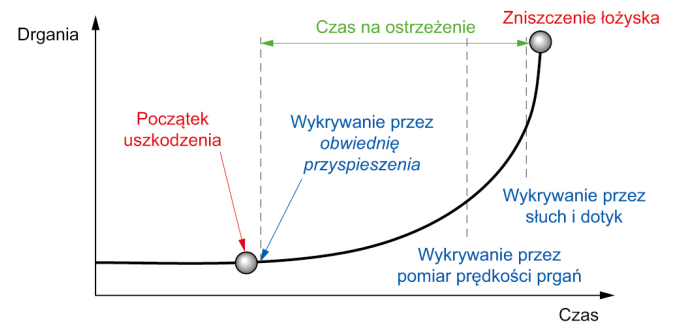
Analiza obwiedni sygnału przyspieszenia drgań łożyska tocznego jest bardzo skuteczną metodą wczesnego rozpoznania rozwijającego się uszkodzenia łożyska i najczęściej stosowaną (rys. 29).

## 5. Defekty łożysk ślizgowych

Zaburzenia i przerwy smarowania oraz wysoki poziom drgań wynikający m.in. z niewyważenia i niewspółosiowości są głównymi przyczynami uszkodzeń łożysk ślizgowych. Uszkodzenia polegają przede wszystkim na zużyciu czopów, panewek



Rys. 28. Analiza obwiedni sygnału drgań łożyska [53]



Rys. 29. Wynik pomiaru drgań węzła łożyskowego przykładowego silnika w napędzie przemysłowym (idea diagnostyki drganiowej stanu technicznego łożyska tocznego w silniku) [222]

i elementów oporowych. Defekty łożyska są także następstwem obecności twardych cząstek w oleju, a w przypadku maszyn elektrycznych – następstwem przepływu prądu elektrycznego przez łożysko. Przy małej prędkości obrotowej wału dominują drgania o częstotliwości obrotów. Drgania te są stabilne i są wywołane niewyważeniem. Przy większych prędkościach obrotowych obok drgań o częstotliwości obrotów mogą pojawić się drgania samowzbudne (wir olejowy), których częstotliwość jest bliska połowy częstotliwości obrotowej wirnika [129, 150, 160].

Gdy prędkość obrotowa wału zbliża się do pierwszej prędkości krytycznej, drgania samowzbudne zanikają na skutek znacznego wzrostu drgań o częstotliwości obrotowej. Powyżej prędkości krytycznej drgania o częstotliwości obrotów zmniejszają się i ponownie może wystąpić wir olejowy o częstotliwości zbliżonej do połowy częstotliwości obrotów wału – rys. 30. Kiedy prędkość obrotowa wału zbliża się do prędkości dwukrotnie większej od prędkości krytycznej, może pojawić się tzw. „bicz olejowy” [129, 150, 160], tzn. składowa drgań o stałej częstotliwości mimo dalszego wzrostu prędkości obrotowej. Częstotliwość ta jest równa w przybliżeniu częstotliwości własnej wirnika.

## 6. Luzy, odkształcenia mechaniczne i wadliwe mocowanie maszyn

Luzy i odkształcenia mechaniczne możemy podzielić na luzy nieobracających się elementów maszyny (podpory maszyny,



płyty posadowcze itp.) i luzy obracających się elementów maszyny [273].

Luzy są przyczyną wielu problemów drganiowych. Zbyt mały luz może spowodować wysoki poziom drgań maszyny. Nadmierne luzy w obszarze łożysk towarzyszą często niewyważeniu i niewspółosiowości.

Odształcenia powodują drgania, wpływając pośrednio na niewspółosiowość, ocieranie wirnika i nierówne obciążenia łożysk.

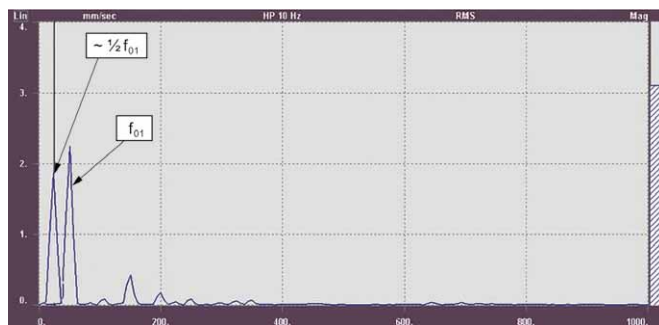
Luzy przejawiają się w trzech typach widm: A, B, C, przedstawionych na rys. 31 [273].

Widmo typu A powstaje w przypadku luzów strukturalnych związanych ze słabością posadowienia łapy, płyty fundamentowej lub fundamentów; powodowane także pogarszającym się stanem powierzchni fundamentu lub poluzowaniem się w fundamencie szpilek (śrub), skrzywieniem ramy lub podstawy, łapy („miękką stopą”). W widmie drgań występuje jako wyraźnie dominująca składowa od prędkości obrotowej  $f_{01}$  (wzór (1)). W wyniku analizy kątowej można wskazać różnicę o 180° pomiędzy pionowymi pomiarami na stopach maszyny a pomiarami na podstawie [273].

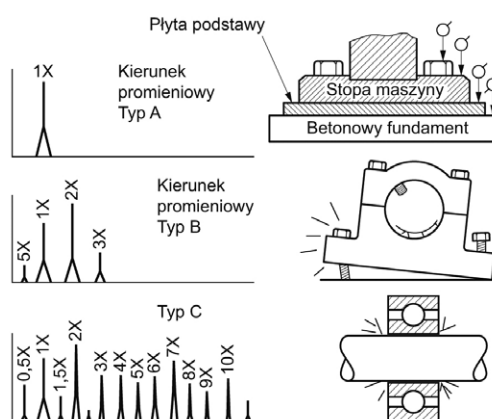
Widmo typu B powstaje na ogół z powodu poluzowania śrub mocujących łożysko, pęknięcia ramy, łapy lub obudowy łożyska. W widmie drgań występuje jako wyraźnie dominująca druga obrotowa, składowa od prędkości obrotowej  $2f_{01}$ . Mniejszą wartość mają pierwsza harmoniczna prędkości obrotowej  $f_{01}$  i trzecia –  $3f_{01}$ . W widmie drgań występuje również subharmoniczna –  $0,5f_{01}$ . Dla celów diagnostycznych warto sprawdzić różnicę pomiędzy kątami fazowymi składowej obrotowej przy kolejnych odczytach dla charakterystycznych punktów zespołu maszynowego z uwzględnieniem fundamentów i konstrukcji wsporczych. Zespół maszynowy jako obiekt drgający w danym kierunku powinien przypominać „monolit”, nie powinno być gwałtownych zmian, zwłaszcza w punktach znajdujących się blisko siebie [273].

Widmo typu C powstaje, gdy wirniki silników elektrycznych i innych maszyn nie są monolitem. W silnikach, w czasie ich eksploatacji, siły pochodzenia elektromagnetycznego związane z wszelkiego rodzaju niesymetrią obwodów silnika oraz siły pochodzenia mechanicznego (np. od niewyważenia) mogą osłabić osadzenie pakietu, klinowanie uzwojeń bądź mocowanie wentylatora i wywołać luz w wirniku. Luz w maszynach powstaje też wskutek niewłaściwego montażu (luzy w stosunku do wirnika). W rezultacie na przebiegach czasowych widoczne są skokowe zmiany kąta fazowego [273]. Typ C jest często spowodowany liniowym luzem łożyska w obudowie, nadmiernym luzem w łożysku tocznym lub ślizgowym bądź luznym osadzeniem elementu na wale. Występującym luzom towarzyszy wzrost ogólnego poziomu drgań oraz wyraźny wzrost pierwszej  $f_{01}$  oraz drugiej  $2f_{01}$  harmonicznej częstotliwości obrotowej w widmie drgań silnika. Towarzyszą temu subharmoniczne i ich krotności –  $0,5f_{01}$  lub  $0,333 f_{01}$  ( $0,5f_{01}$ ,  $1,5f_{01}$ ,  $2,5f_{01}$  itd). Relacje pomiędzy dominantami mogą się zmieniać – rys. 32.

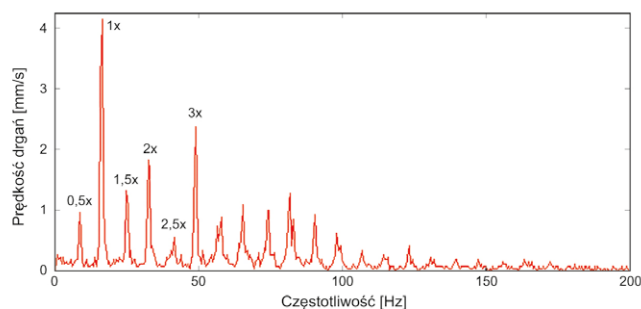
Luz wykrywa się, obserwując widmo drgań oraz (w trakcie eksploatacji) „zmiennosc” fazy składowej obrotowej widma prędkości drgań. Jej wartość powinna być dla danego położenia



**Rys. 30.** Przykładowe widmo drgań obudowy łożyska ślizgowego z drganiami olejowymi [53]



**Rys. 31.** Rodzaje luzów w zespołach maszynowych i widma ich drgań (rysunek uproszczony) [273]



**Rys. 32.** Widmo prędkości drgań w przykładowym silniku 6 kV, 1000 kW, 2974 obr./min z luzami w układzie wirnika [266]

czujnika drgań w czasie pomiarów stabilna,  $\beta = \text{constans}$  (dopuszczalne są kilku- lub kilkunastostopniowe wahania). Również przy kolejnym uruchomieniu maszyny nie powinno być gwałtownej zmiany kąta fazowego  $\beta$  (o kilkadziesiąt stopni). Gdyby tak było (tzn. gdy stwierdzi się duże zmiany kąta fazowego  $\beta$ ), to jest to symptom luzu w układzie wirnika. Wtedy ze względów bezpieczeństwa nie wolno eksploatować maszyny, nie wolno również wyważać. Zadaniem, które należy wykonać w pierwszej kolejności, jest usunięcie luzu w wirniku.

Do programu drganiowych badań diagnostycznych silników elektrycznych intensywnie eksploatowanych (silniki z dużą

liczbą rozruchów) warto wprowadzić pomiar fazy sygnału drganiowego w celu stwierdzenia, czy faza nie ulega „dziwnym zmianom”, zwłaszcza po kolejnych uruchomieniach [266]. Przykładowe wyniki diagnostycznych pomiarów drganiowych dla silnika 6 kV, 1000 kW, 2974 obr./min z luzem w wirniku są przedstawione na rys. 33.

Usunięcie luzu w układzie wirnika jest najczęściej zadaniem bardzo trudnym i czasochłonnym. Niestety niekiedy niemożliwym. W praktyce zdarza się, że wirniki dużych, drogich maszyn trzeba zełomować.

## 7. Wadliwa współpraca kół zębatach

### 7.1. Przyczyny defektów

Przyczynami podwyższonego poziomu drgań przekładni mogą być [53, 273]:

- złamany lub zniszczony ząb;
- nierównomierne zużycie zębów;
- pitting (wgłębienia zmęczeniowe, korozja punktowa);
- korozja spowodowana tarciem zębów w wyniku złego smarowania i nadmiernego obciążenia;
- błąd podziałek zazębienia;
- mimośrodowość i bicie boczne zazębienia;
- odkształcenia koła zębatego;
- niewyważenie części wirujących przekładni zębatej;
- wadliwe osiowanie kół;
- błąd kształtu zęba;
- błąd profilu i głowy zęba;
- mocowanie korpusu powodujące jego deformację;
- zużycie łożysk.

### 7.2. Charakterystyka składowych drgań

Wszystkie przedstawione wcześniej uszkodzenia przekładni powodują drgania w płaszczyźnie promieniowej kół zębatach czołowych oraz w kierunku osiowym kół spiralnych oraz daszkowych [53, 273]. Błędy przekładni (niedokładne wykończenie powierzchni zębów) generują drgania, w których dominuje składowa o częstotliwości odpowiadającej zazębieniu (częstotliwość obrotów koła  $\times$  liczba zębów) i jej harmoniczne. Poziom drgań takiej przekładni zależy od obciążenia, prędkości obrotowej i wad przekładni.

Bicie koła, niewyważona masa, brak współosiowości lub uszkodzony ząb powodują generowanie drgań o częstotliwości obrotowej koła i o częstotliwości zazębienia wraz ze wstęgami bocznymi w odległościach równych częstotliwościom obrotów kół zębatach. Drgania te mogą wywołać poprzeczne lub skrętne rezonanse o różnych częstotliwościach. Błędy obróbki podczas frezowania mogą powodować drgania o częstotliwościach równych drugiej lub trzeciej harmonicznej częstotliwości obrotów koła zębatego – rys. 34.

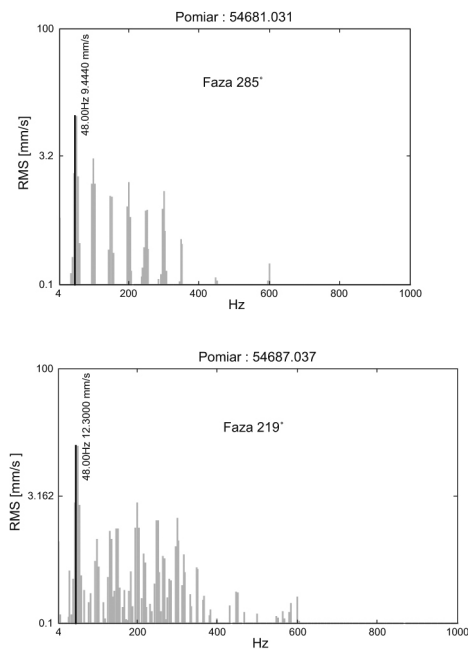
W tabeli 2 podano drganiowe symptomy uszkodzania się przekładni zębatej.

## 8. Defekty napędów pasowych

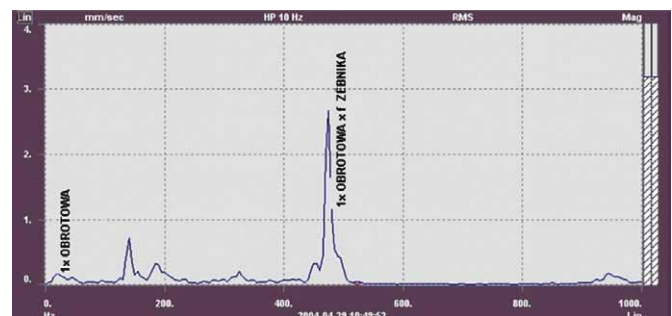
### 8.1. Przyczyny defektów

Przyczyny drgań napędów pasowych są następujące [53, 273]:

- niedopasowane, zużyte lub rozciągnięte pasy;



Rys. 33. Przykładowe wyniki pomiarów diagnostycznych drganiowych dla silnika 6 kV, 1000 kW, 2974 obr./min z luzem w wirniku wraz z odczytami kąta fazowego dla kolejnych uruchomień [266]



Rys. 34. Widmo drgań łożysk przekładni zębatej młyna [53]

- mimośrodowość lub niewyważenie kół pasowych;
- koła pasowe nie leżą w jednej płaszczyźnie;
- rezonans pasa napędowego.

### 8.2. Charakterystyka składowych drgań

Niedopasowane, zużyte lub rozciągnięte pasy powodują drgania maszyny w płaszczyźnie promieniowej, szczególnie w płaszczyźnie z pasami. W widmie drgań pojawiają się składowe o częstotliwości obiegu pasa, ale zwykle dominuje składowa o częstotliwości dwukrotnie większej od częstotliwości obiegu pasa. Częstotliwość obiegu pasa  $f_p$  można wyznaczyć ze wzoru:

$$f_p = n_{obr} \cdot \frac{\pi \cdot D_p}{L_p \cdot 60} \text{ [Hz]} \quad (7)$$

gdzie:  $n_{obr}$  – prędkość obrotowa koła pasowego;  $D_p$  – średnica podziałowa;  $L_p$  – długość pasa.

**Tabela 2.** Związek między stanem przekładni zębatej a postacią sygnału [53]

L.p.	Stan przekładni zębatej	Charakterystyka sygnału drganiowego
1	Uginanie się zębów pod wpływem obciążenia	sygnał poliharmoniczny z częstotliwością podstawową $f_z$ (częstotliwość ząbienia)
2	Błąd kąta przyporu lub nierównomierne przyleganie zębów	sygnał poliharmoniczny z częstotliwością podstawową $f_z$ (składowe o większej intensywności w stosunku 1:3)
3	Nierównomierne przyleganie zębów	jak wyżej
4	Równomierne początkowe zużycie zębów	sygnał poliharmoniczny z częstotliwością podstawową $f_z$ ; wzrost intensywności w drugiej i wyższych harmonicznych
5	Błąd wykonania zębów wywołany przez łańcuch kinematyczny obrabiarki, na której nacięto zęby	występowanie składowej widma o częstotliwości zbliżonej do częstotliwości $f_z$
6	Mimośrodowe osadzanie zębów	modulacja amplitudy sygnału poliharmonicznego w postaci wystąpienia dużej liczby składowych bocznych równomiernie rozłożonych
7	Jednostkowe uszkodzenie zęba występujące raz na cały obwód koła zębatego	jak wyżej
8	Nierównomierne rozmieszczenie zębów	modulacja częstotliwości sygnału poliharmonicznego, występowanie składowych bocznych
9	Pitting rozłożony na większości zębów	wzrost intensywności sygnału poliharmonicznego, modulacja częstotliwości
10	Wyłamanie zęba	sygnał jak przy jednostkowym uszkodzeniu zęba

Mimośrodowość i niewyważenie kół pasowych powoduje drgania o stałej amplitudzie w płaszczyźnie promieniowej. W widmie drgań dominuje składowa o częstotliwości równej częstotliwości obrotów koła. Możliwa jest w tym wypadku poprawa stanu dynamicznego maszyny przez wyważenie koła np. podkładkami pod sworznie blokujące stożek.

Jeżeli koła pasowe nie leżą w jednej płaszczyźnie, to pojawiają się drgania w kierunku osiowym, o stałej amplitudzie. W widmie drgań dominuje składowa o częstotliwości równej częstotliwości obrotów koła pasowego. Można to sprawdzić liniałem.

Rezonans pasa napędowego może być przyczyną niestabilnych drgań w płaszczyźnie promieniowej. Częstotliwość drgań w tym wypadku nie jest uzależniona od częstotliwości obrotów kół pasowych. Stan ten można poprawić, zmieniając napięcie pasa.

## 9. Drgania maszyn elektrycznych

### 9.1. Przyczyny drgań maszyn elektrycznych

Drgania maszyn elektrycznych mają nie tylko podłoże mechaniczne, ale także są wynikiem zjawisk natury elektromagnetycznej. Wszystkie przyczyny drgań natury elektromagnetycznej można wyeliminować po wyłączeniu zasilania.

Elektromagnetyczne przyczyny drgań maszyn elektrycznych przedstawiono w literaturze [26–32, 35, 36, 53, 54, 74, 115, 130, 135, 139, 151, 215, 220, 222, 223, 224, 226, 227, 228, 235, 252, 261, 266, 273, 310]. Najczęstszymi przyczynami są:

- mimośrodowy wirnik;
- niesymetria szczeliny powietrznej;
- utrata izolacji stojana;
- pęknięty pręt lub pierścień wirnika;
- zwarcie w stojanie.

### 9.2. Charakterystyka składowych drgań

Mimośrodowy wirnik maszyny elektrycznej powoduje jej drgania w kierunku promieniowym, o stacjonarnej amplitudzie.

Poluzowanie wirnika lub zgięcie spowodowane naprężeniami termicznymi mogą zmieniać amplitudę i fazę drgań w czasie. W widmie drgań pojawiają się wstęgi boczne w odległości równej dwukrotnej częstotliwości poślizgu wokół składowej o częstotliwości  $f_0$  oraz  $2f_0$  ( $f_0$  – częstotliwość zasilania sieci).

W wyniku niesymetrii szczeliny powietrznej w silniku dochodzi do deformacji pola w szczelinie, czego skutki mogą być obserwowane w widmie drgań i w widmie prądu stojana silnika. W widmie drgań i w widmie prądu pojawiają się częstotliwości żłobkowe opisane wzorami (8) i (9) [79]:

$$f_{n1} = f_0 \left[ (n_{rt} z_2 + n_d) \frac{1-s}{p} + n_{ws} \right] \quad (8)$$

$$f_{n1} = f_0 \left[ (n_{rt} z_2 \pm n_d \pm n_{or} p) \frac{1-s}{p} \pm n_{dwr} s \right] \quad (9)$$

gdzie:  $f_0$  – częstotliwość sieci zasilającej;  $n_{rt}$  – dowolna liczba całkowita;  $z_2$  – liczba żłobków wirnika;  $n_d$  – rząd niesymetrii (dla statycznej  $n_d = 0$ , dla dynamicznej  $n_d = 1, 2, 3$ );  $s$  – poślizg maszyny;  $p$  – liczba par biegunów;  $n_{ws}$  – numer składowej harmonicznej czasowej siły magnetomotorycznej stojana;  $n_{wr}$  – numer składowej harmonicznej czasowej siły magnetomotorycznej wirnika;  $n_{or}$  – numer składowej harmonicznej przestrzennej wirnika.

W widmie obwiedni sygnału drganiowego obok wymienionych wyżej składowych mogą wystąpić również składowe: obrotowa  $f_{01}$  i druga harmoniczna częstotliwości zasilania  $2f_0 = 100$  Hz jako skutek modulacji tymi składowymi pozostałych składowych sygnału drganiowego węzłów łożyskowych (rys. 35 i 36).

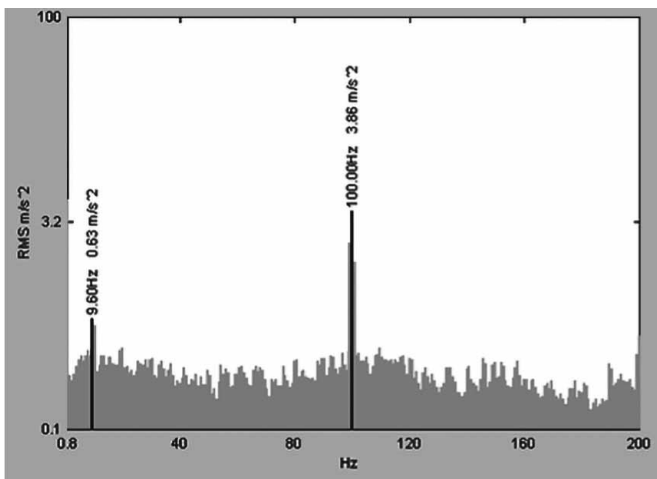
Przyczyną bezpośrednią występowania w widmie obwiedni wymienionych składowych jest niesymetria szczeliny powietrznej silnika spowodowana luzami w tarczach łożyskowych, luzami w zamkach, niecentrycznościami wirnika i stojana, ugięciami wirnika, niewłaściwą centrowką napędu itd. [266].

Utrata izolacji stojana jest przyczyną drgań w płaszczyźnie promieniowej o dużej i stałej amplitudzie. Widmo drgań charakteryzuje się składową o częstotliwości  $2f_0$  (podwojona częstotliwość sieci) [266].

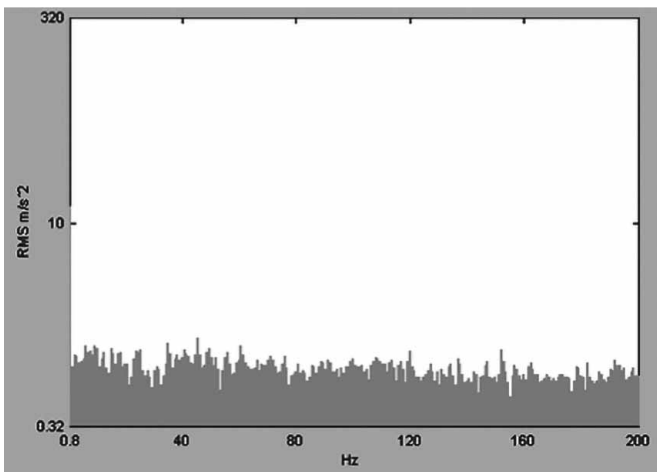
Pęknięty pręt uzwojenia klatkowego powoduje drgania w płaszczyźnie promieniowej o stałej amplitudzie. Widmo drgań w tym przypadku charakteryzuje się składową o częstotliwości obrotów ze wstęgami bocznymi w odległości równej podwojonej częstotliwości poślizgu. Pęknięty pręt lub pierścień uzwojenia klatkowego można również rozpoznać za pomocą analizy widmowej prądu silnika. Wykorzystuje się tu zjawisko występowania w przebiegu prądu składowych o częstotliwościach [266] – rys. 37 i 38:

$$f = f_0 (1 \pm 2s) \quad (10)$$

gdzie  $f_0$  – częstotliwość zasilania sieci;  $s$  – poślizg.

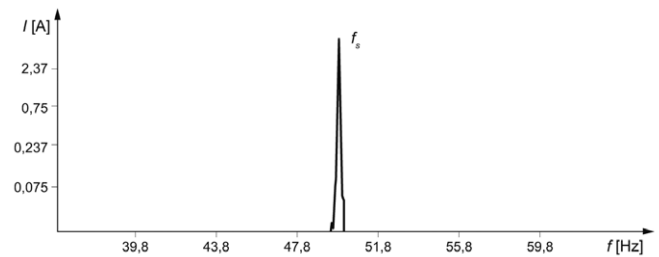


Rys. 35. Widmo detekcji obwiedni drgań obudowy łożyska silnika o mocy 800 kW, z luzami w tarczy łożyskowej [266]

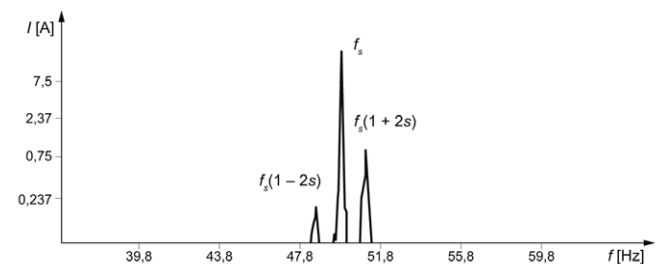


Rys. 36. Widmo detekcji obwiedni drgań obudowy łożyska silnika o mocy 800 kW po wymianie tarcz łożyskowych. Pomiarów luzów nie wykazały odchyłek od normy [266]

W silniku z uszkodzoną klatką, równoległe z wystąpieniem w widmie prądu stojana częstotliwości poślizgowych  $f_0(1 \pm 2s)$  – rys. 38 – i ich kolejnych krotności wokół częstotliwości  $f_0$ , występują częstotliwości poślizgowe obok częstotliwości  $5f_0$  i  $7f_0$ . Jest to bardzo ważna cecha silnika z uszkodzoną klatką. Bowiem dla mniejszych obciążeń silnika niż połowa obciążenia znamionowego  $s = 0,5s_n$  można prowadzić diagnostykę klatki, opierając się na równoczesnej analizie widma prądu stojana, przy dużej rozdzielczości analizatora, w trzech obszarach, w pobliżu pierwszej, piątej i siódmej harmonicznych prądu stojana. Otoczenie harmonicznej podstawowej  $f_0$  jest najbardziej znaczące, ale dla obciążeń  $s = 0,5s_n$  częstotliwości poślizgowe  $f_0(12s)$  wokół  $f_0$  mogą nie zostać wyraźnie wydodrębnione. Wydodrębnione natomiast będą częstotliwości poślizgowe obok  $5f_0$  i  $7f_0$ . Harmoniczne  $5f_0$  i  $7f_0$  ulegną „rozdwójnieniu”, a nawet „roztrojeniu” w kierunku mniejszych częstotliwości, również dla mniejszych od  $0,5s_n$  wartości poślizgu.



Rys. 37. Przykładowe widmo prądu stojana dla silnika z nieuszkodzoną klatką [79, 266]



Rys. 38. Przykładowe widmo prądu stojana z uszkodzoną klatką [79, 266]

W praktyce przydatność tej metody potwierdzono dla  $s = 0,1s_n$ . Badanie trzech zakresów widma prądu stojana dla celów diagnostyki klatki podnosi pewność diagnozy. Pomiarów związanych z piątą i siódmą harmoniczną mogą dawać rozstrzygnięcie w przypadku wystąpienia wątpliwości.

Metoda jest oparta na szczegółowej analizie prądu uzwojeń stojana w otoczeniu podstawowej składowej prądu o częstotliwości sieciowej  $f_0$ . Ma ona jednak pewne wady, jak ta, że prążki o znaczeniu diagnostycznym leżą bardzo blisko prążka podstawowego  $f_0$ , którego amplituda jest bardzo duża, i że ich odległość od  $f_0$  zależy od poślizgu  $s$  silnika. A to powoduje, że diagnoza może być wiarygodna dopiero dla dostatecznie dużego obciążenia silnika. Na pewno powyżej 50% obciążenia znamionowego [266].

Powyzszą metodę diagnostyczną zmodyfikowano właśnie ze względu na wspomniany mankament. Rozszerzono obszar analizy częstotliwościowej prądu stojana na inne częstotliwości. Oprócz obszaru  $f_0$  analizowano obszary obok:  $5f_0$ ,  $7f_0$ ,  $11f_0$  i  $13f_0$  [266].

Dla potrzeb niniejszej monografii ograniczono się do podania końcowych wzorów opracowanej metody, opierając się na jakościowej ocenie zjawisk w uszkodzonej maszynie. Określono główne prążki w widmie prądu stojana spowodowane niesymetrią klatki wirnika i związane z wyższymi harmonicznymi przepływu wytwarzanymi przez symetryczne uzwojenie stojana.

Reasumując, w przypadku uszkodzenia klatki częstotliwościami diagnostycznymi pojawiającymi się w widmie prądu stojana są [266]:

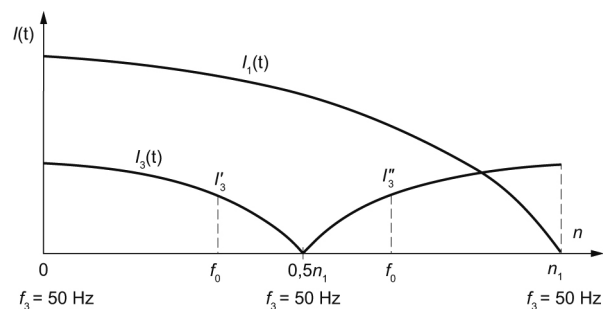


- $f_0$  oraz częstotliwości poślizgowe:  $f_0(1 \pm 2s)$  i ich kolejnych krotności;
- $5f_0$ , należy się spodziewać częstotliwości poślizgowych:  $f_0(5 - 2s), f_0(5 - 4s), f_0(5 - 6s), f_0(5 - 8s)$ ;
- $7f_0$ , należy się spodziewać częstotliwości poślizgowych:  $f_0(7 - 4s), f_0(7 - 6s), f_0(7 - 8s), f_0(7 - 10s)$ ;
- $11f_0$ , należy się spodziewać częstotliwości poślizgowych:  $f_0(11 - 8s), f_0(11 - 10s), f_0(11 - 12s), f_0(11 - 14s)$ ;
- $13f_0$ , należy się spodziewać częstotliwości poślizgowych:  $f_0(13 - 10s), f_0(13 - 12s), f_0(13 - 14s), f_0(13 - 16s)$ .

### 9.3. Wnioski z badań

Z prac teoretycznych poświęconych powyższemu zagadnieniu wynikają następujące wnioski [266]:

- Najbardziej groźne dla silnika są uszkodzenia jednego segmentu pierścienia klatki lub uszkodzenia większej liczby segmentów pierścieni. Uszkodzenia te wywołują przepływ prądu o wartości w przybliżeniu dwukrotnie większej od normalnej w segmentach pierścieni usytuowanych przeciwległe (w sensie kąta elektrycznego) do pękniętego segmentu. Może to być w dalszej eksploatacji silnika powodem lawinowego rozszerzania się uszkodzenia, a nawet zniszczenia uzwojeń stojana.
- Uszkodzenia prętów klatki wirnika powodują znacznie mniej groźne skutki. Przy zachowaniu stałego poślizgu następuje zmniejszenie prądów w klatce i równoczesne zmniejszenie momentu elektromechanicznego. Zakładając pracę silnika przy stałym momencie obciążenia, uszkodzenie ok. 4% prętów klatki powoduje jedynie niewielki wzrost prądu w niektórych elementach konstrukcyjnych klatki. Sytuacja się pogarsza w miarę wzrostu liczby pękniętych prętów, a charakterystyka momentu ulega znacznemu obniżeniu i zniekształceniu poprzez wystąpienie siodła przy poślizgu o wartościach zawartych pomiędzy 0,5 a poślizgiem krytycznym silnika.
- Skutki niesymetrii klatki uwidaczniają się w różnym stopniu w przebiegach czasowych prądów stojana, mocy trójfazowej, mocy jednofazowej i momentu elektromechanicznego w zależności od rodzaju uszkodzenia. Są one spowodowane w dużej mierze składową przeciwną przepływu harmonicznej podstawowej.
- Najprostszą metodą diagnostyczną stanu klatki wirnika jest pomiar prądów uzwojeń stojana i mocy jednofazowej uzwojenia stojana w funkcji kąta położenia wirnika. Pozwala ona na stwierdzenie uszkodzenia pręta klatki lub kilku prętów leżących obok siebie przy uszkodzeniu od ok. 2–3% liczby prętów oraz uszkodzeniu polegającemu na obustronnym wyłamaniu się pręta z pierścieni zwierających.
- Najbardziej czułą pod względem diagnostycznym jest metoda pomiaru siły elektromotorycznej indukowanej przez pole wyższych harmonicznych, z wyłączeniem harmonicznej podstawowej w uzwojeniach kontrolnych. Wymaga ona jednak w praktyce wbudowania na stałe w stojan silnika dwóch uzwojeń kontrolnych o niewielkiej liczbie zwojów i niewielkim przekroju, a następnie zastosowania układu pomiarowego realizującego stosowną procedurę pomiarową. Jest to niewątpliwie wadą tej metody i praktycznie czyni ją nieprzydatną.



Rys. 39. Przebieg prądu  $I_3(t)$  o częstotliwości  $f_3 = f_1(1 - 2s)$  wydzielonego z prądu stojana  $I(t)$  w przypadku niesymetrii elektrycznej klatki (symbolami  $I'_3$  i  $I''_3$  oznaczono impulsy w metodzie diagnostycznej, sygnalizującą niesymetrię elektryczną klatki) [79, 266]

Uzupełnieniem tych pomiarów mogą być pomiary w czasie rozruchu silnika – rys. 39. Składowa  $f_0(1 - 2s)$  występuje również w stanie rozruchu [79, 266]. Zarejestrowany w tym stanie prąd poddaje się zwykle filtracji dolnoprzepustowej, z częstotliwością odcięcia ok. 15 Hz. Informację diagnostyczną uzyskuje się z tych zakresów prądu rozruchowego, którym odpowiada prędkość obrotowa wirnika nieco mniejsza i nieco większa od połowy prędkości synchronicznej. Przy połowie prędkości synchronicznej częstotliwość składowej diagnostycznej równa się zero. W czasie rozruchu amplituda składowej  $f_0(1 - 2s)$  podlega zmianie. Doświadczenie wskazuje, że do celów diagnostycznych za miarodajną można uznać amplitudę przy ok. 10 Hz. W czasie rozruchu prądy w prętach klatki podlegają zjawisku wypierania. Dlatego w czasie rozruchu udział prądu w prętach klatki rozruchowej jest znacznie większy niż w czasie pracy ustalonej. Z tego względu w czasie rozruchu istnieją korzystne warunki do diagnostyki klatki górnej. Z kolei w czasie pracy ustalonej klatka górna jest w znacznym stopniu ekranowana przez klatkę dolną, czyli roboczą. Zatem w czasie pracy ustalonej istnieją korzystniejsze warunki do diagnostyki klatki roboczej [79, 266].

W przypadku zwarcia w stojanie silnik drga w płaszczyźnie promieniowej lub osiowej i w widmie drgań występuje składowa o częstotliwości  $2f_0$ .

### 10. Rezonanse

Szczególnym rodzajem drgań wymuszonych jest rezonans. Rezonans występuje wtedy, gdy częstotliwość siły wymuszającej pokryje się z częstotliwością własną układu drgającego. Drgania wymuszone odbywają się wówczas z maksymalną amplitudą [83, 149, 150]. W praktyce oznacza to, że przy małych nawet siłach wzbudzących i bardzo małym tłumieniu mogą powstać drgania o tak dużej amplitudzie, że mogą zniszczyć daną konstrukcję. Pulsację siły wymuszającej nazywamy wówczas pulsacją rezonansową  $\omega_{rez}$ :

$$\omega_{rez} = \omega_0 \sqrt{1 - 2\zeta^2} = \sqrt{\omega_0^2 - 2h^2} \quad (11)$$

gdzie:  $\omega_{rez}$  – pulsacja rezonansowa;  $\omega_0$  – pulsacja własna drgającego układu;  $h$  – stała tłumienia ( $2h = b/m$ ,  $m$  – masa,  $b$  – współczynnik proporcjonalności, zwany współczynnikiem oporu).

Amplitudę szczytu rezonansowego możemy wyrazić za pomocą zależności:

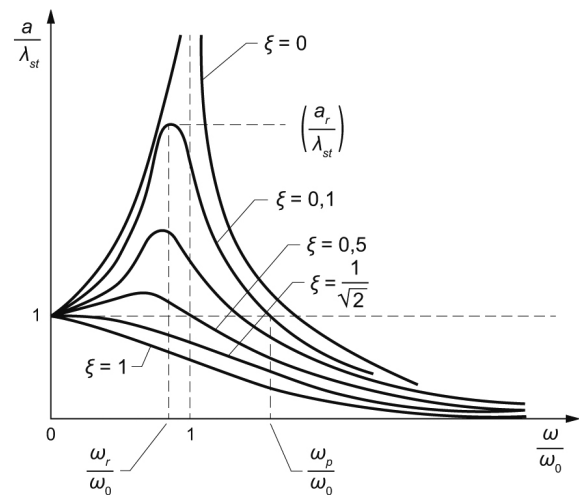
$$a_{rez} = \frac{\lambda_{st}}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (12)$$

gdzie:  $\lambda_{st}$  – wychylenie masy  $m$  pod wpływem działania siły, np.  $F_0$ ;  $\zeta$  – bezwymiarowy współczynnik drgań.

Z równania (9) wynika, że pulsacja rezonansowa jest zawsze mniejsza od pulsacji drgań własnych układu. Różnica obu pulsacji rośnie ze wzrostem stałej tłumienia.

Dla układów o bardzo małym tłumieniu ( $\zeta < 0,1$ ) można przyjmować, że pulsacja rezonansowa siły wymuszającej jest równa pulsacji drgań własnych. Można oczywiście też mówić w tym przypadku o równości częstotliwości rezonansowej i częstotliwości drgań własnych układu [150].

Dodatkowych wiadomości o zjawisku rezonansu dostarczają krzywe rezonansowe (rys. 40). Są to krzywe przedstawiające zależność amplitudy drgań wymuszonych  $a$  (lub stosunku  $\zeta(\omega) = a/\lambda_{st}$  – współczynnika wzmocnienia drgań) od częstości siły wymuszającej  $\omega$  (lub stosunku  $\omega/\omega_0$ ), przy różnych współczynnikach tłumienia:  $h_1 < h_2 < h_3 < h_4 < h_5$ . Jak widać, ośrodkom o mniejszych stałych tłumienia odpowiadają krzywe



Rys. 40. Krzywe rezonansowe przy różnych współczynnikach tłumienia [150]

o dość wyraźnie zarysowanym maksimum. Innymi słowy, w takich układach duże amplitudy mogą być osiągnięte tylko w wąskim przedziale wartości  $\omega$ , zawierającym pulsację rezonansową  $\omega_{rez}$ . Krzywe dotyczące ośrodków o dużym tłumieniu

(odpowiadające  $0,5 \leq \zeta < 1/\sqrt{2}$ ) mają już maksima rozmyte – w szerokim przedziale wartości  $\omega$  układ drgający reaguje niewielkim wzrostem amplitudy. W układach o bardzo dużym tłumieniu (gdy  $\zeta = 1/\sqrt{2}$ ) nie obserwuje się w ogóle wzrostu amplitudy – rezonans nie występuje [149, 150].

Częstotliwość zaniku drgań rezonansowych  $\omega_p$  można obliczyć z zależności:

$$\omega_p = \omega_0 \sqrt{2(1 - 2\zeta^2)} = \sqrt{2(\omega_0^2 - 2b^2)} \quad (13)$$

W przypadku gdy mamy do czynienia z elementami obracającymi się z prędkością  $n$  obrotów na minutę, np. wał silnika, możemy spodziewać się powstania drgań rezonansowych o częstotliwości  $n/60$  lub jej całkowitej wielokrotności. Drganiom tym mogą ulegać zarówno całe konstrukcje, jak i ich elementy.

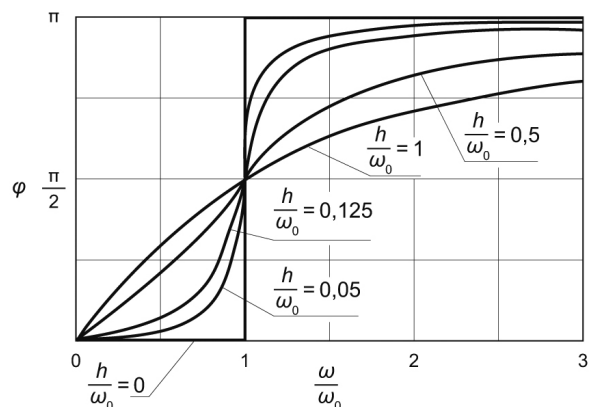
Dla drgań tłumionych nie należy utożsamiać ze sobą trzech różnych częstotliwości, które pokrywają się tylko wtedy, gdy nie ma tłumienia. Częstotliwościami tymi są: częstotliwość drgań własnych nietłumionych, częstotliwość drgań własnych tłumionych i częstotliwość odpowiadająca maksymalnej amplitudzie, którą uważa się za częstotliwość rezonansową [150]. Dla bardzo małych wartości tłumienia częstotliwości te są prawie jednakowe. W praktyce tłumienie najczęściej jest małe.

Na rysunku 42 przedstawiono przykład praktyczny rezonansu samochodu w czasie jazdy.

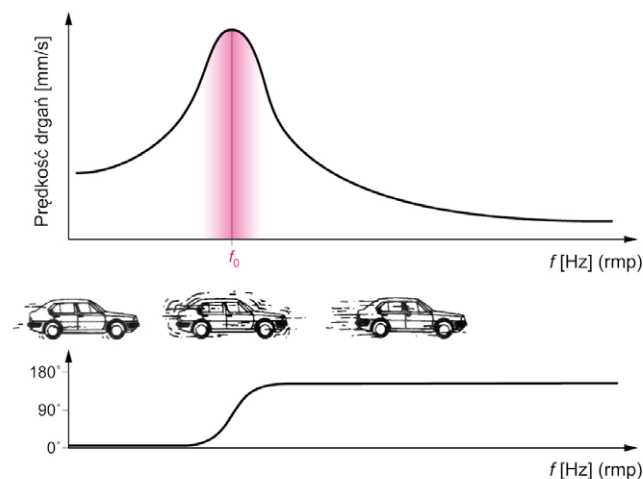
Rezonans jest zjawiskiem występowania największej amplitudy drgań wymuszonych przy określonych częstotliwościach zmian zewnętrznego czynnika wzbudzającego. Nie generuje drgań tylko wzmacnia drgania z innych źródeł [150, 266]. Rezonans pojawia się wtedy, gdy częstotliwość działania siły wymuszającej zbiega się z częstotliwością własną drgań maszyny [150]. Może powodować bardzo duże wzmocnienia amplitudy drgań i doprowadzić do zakłóceń pracy maszyny lub nawet do poważnego jej uszkodzenia. Częstotliwość rezonansowa może być naturalną własną częstotliwością np. wirnika maszyny, lecz może również pochodzić od całej konstrukcji, fundamentowania, konstrukcji wsporczej itp. Cechą charakterystyczną rezonansu jest gwałtowna zmiana kąta fazowego – zmiany kąta fazowego o  $90^\circ$  w samym rezonansie, zmiany kąta fazowego o blisko  $180^\circ$  po przejściu strefy rezonansowej – rys. 43. W rezonansie intensywność drgań maszyny zależy tylko od współczynnika tłumienia [150].

Silniki indukcyjne są bardzo często stosowane w napędach o zmiennej prędkości obrotowej. Praca w szerokim zakresie prędkości obrotowych skutkuje zmiennym wymuszeniem ich drgań i hałasów. Wymuszenie to może być duże, szczególnie jeśli częstotliwości harmonicznymi sił generowanych przez przekształtniki PWM są bliskie częstotliwości drgań własnych silnika [266].

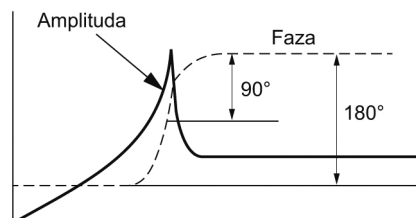
W celu zmniejszenia drgań i hałasów napędu mogą być stosowane dwa rozwiązania: pierwsze polega na eliminacji niepożądanych składowych z zasilania przez zastosowanie specjalnego sterowania przekształtnikiem, drugie sprowadza się do odpowiedniego zaprojektowania silnika, tak aby „wyprowadzić” częstotliwości drgań własnych silnika poza pasma częstotliwości podstawowych wymuszeń.



**Rys. 41.** Charakterystyki fazowe drgań wymuszonych siłą harmoniczną [150]

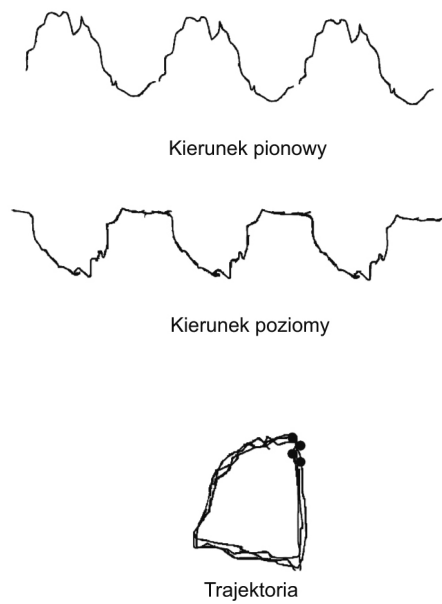


**Rys. 42.** Przykład praktyczny rezonansu samochodu w czasie jazdy: u góry: wzrost drgań samochodu przy prędkości rezonansowej, u dołu: zmiana kąta fazowego w czasie rezonansu [216]



**Rys. 43.** Zmiana kąta fazowego w rezonansie i po przejściu strefy rezonansowej [273]

W celu ograniczenia zagrożeń wibroakustycznych konieczne jest wyznaczenie częstotliwości drgań własnych poszczególnych części maszyny, aby było możliwe uniknięcie zjawiska rezonansu. Znając drgania własne stojana i wirnika maszyny, można podać pasma zabronione częstotliwości dla przekształtnika, unikając w ten sposób w eksploatacji rezonansu [266].



Rys. 44. Sygnał drganiowy w dziedzinie czasu (rys. górny) i trajektoria wału w czasie przycierania wału (rys. dolny) [53]

## 11. Pęknięcie wału

Pęknięcie wału może być przyczyną bardzo poważnych, trudnych do wyobrażenia zagrożeń nie tylko dla maszyn, ale także dla otoczenia. Dlatego najwcześniejsze rozpoznanie pęknięcia ma ogromne znaczenie.

Pęknięcie wału powoduje zmianę jego sztywności. Ugięcie wału zależy również od umiejscowienia pęknięcia. W pozycji górnej następuje ściskanie warstwy powierzchniowej i szczelina się zamyka. W pozycji dolnej występuje rozciąganie warstwy powierzchniowej i szczelina jest otwarta. Obroty wału generują drgania o charakterze okresowym, w szczególności o częstotliwości równej podwojonej częstotliwości obrotów wału. Można to wykorzystać do detekcji pęknięć wału [273]. Dużo informacji niesie pomiar wartości drugiej harmonicznej drgań wraz z kątem fazowym w trakcie zmiany obrotów wału (np. rejestracja wybiegu). Zmiany sztywności wału powodują wówczas drgania własne o częstotliwości krytycznej wału przy prędkości obrotowej wału równej połowie prędkości krytycznej. Podobne zjawisko wystąpi przy prędkości obrotowej trzy i cztery razy mniejszej od prędkości krytycznej [273]. Diagnostyka pęknięć wału może polegać na obserwacji zmiany czterech kolejnych składowych harmonicznych o podstawowej częstotliwości obrotów i kątów fazowych pierwszej i drugiej składowej harmonicznej [273].

## 12. Przycieranie wału

Przycieranie wału jest skutkiem fizycznego kontaktu pomiędzy ruchomymi (obracającymi się) a stacjonarnymi częściami maszyny. W maszynach wirnikowych przycieranie występuje przede wszystkim: pomiędzy wałem a uszczelnieniami labiryntowymi, wewnątrz łożysk w wyniku np. ciasnych pasowań.

W widmie drgań obserwuje się składowe harmoniczne  $0,5f$ ,  $1,5f$ ,  $2,5f$  itd. Sygnał drganiowy i trajektoria wału mają zazwyczaj spłaszczony kształt. Częstotliwości podharmoniczne mogą „dryfować” (nie są stałą częścią składowej obrotowej) – rys. 44.

Dla częstotliwości podharmonicznej można obserwować trajektorię przeciwniebną wału (kiedy czop uderzy w panew łożyska, przemieszcza się przeciwnie do ruchu obrotowego). Warunki przycierania są zmienne w czasie i wywołują różną odpowiedź wirnika, dlatego kierunek trajektorii podharmonicznej może oscylować pomiędzy kierunkiem zgodnym i przeciwnym do kierunku obrotu wału. Wszystkie obserwowane symptomy są chwilowe, ponieważ przycieranie jest typowym zjawiskiem przejściowym. ■

Bibliografia dostępna pod linkiem: [nis.com.pl/bibliografia.html](http://nis.com.pl/bibliografia.html)

Fragment pochodzi z książki:

*Utrzymanie ruchu w przemyśle,*

Sławomir Szymaniec, Marek Kacperak

Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2021

reklama

reklama