

**POLITECHNIKA POZNAŃSKA**  
**WYDZIAŁ INŻYNIERII MECHANICZNEJ**

Rozprawa doktorska

Metodyka testowania poprodukcyjnego łożysk stożkowych  
z zastosowaniem technik cyfrowego przetwarzania  
sygnałów wibroakustycznych

**mgr inż. Bartosz Jakubek**

Promotor: dr hab. inż. Roman Barczewski  
Promotor pomocniczy: dr inż. Michał Jakubowicz

**POZNAŃ, 2023**



## Spis treści

Streszczenie.....	5
Wykaz ważniejszych oznaczeń i akronimów .....	7
1. WSTĘP .....	8
1.1. Wprowadzenie do pracy .....	8
1.2. Cele i zakres pracy .....	9
2. ŁOŻYSKA TOCZNE – METODY I TECHNIKI DIAGNOZOWANIA .....	10
2.1. Wprowadzenie .....	10
2.2. Podstawowe metody parametryzacji sygnałów WA generowanych przez ŁT .....	11
2.3. Metoda Impulsów Udarowych – Schock Pulse Method .....	15
2.4. Metoda REBAM – Rolling Element Bearing Activity Monitor .....	16
2.5. Metoda TESPAP – Time Encoded Signal Processing and Recognition .....	17
2.6. Analizy w dziedzinie częstotliwości .....	18
2.7. Emisja Akustyczna.....	20
2.8. Operator energetyczny Teagera-Kaisera.....	21
2.9. Analizy czasowo-częstotliwościowe.....	22
2.10. Kurtoza widmowa.....	24
2.11. Metoda EMD – Empirical Mode Decomposition .....	25
2.12. Pomiary niewibroakustyczne .....	26
2.13. Wybrane techniki i metody przetwarzania danych do oceny stanu łożysk.....	27
2.14. Podsumowanie metod diagnozowania stanu ŁT .....	29
3. POPRODUKCYJNE TESTOWANIE ŁOŻYSK TOCZNYCH – WYTYCZNE I UWARUNKOWANIA .....	32
3.1. Wytyczne normowe do prowadzenia pomiarów.....	32
3.2. Urządzenia do testowania łożysk.....	38
3.3. Weryfikacja wytycznych do prowadzenia poprodukcyjnej kontroli łożysk .....	41
3.3.1. Podział czynników wpływających na sygnały WA generowane przez łożyska .....	41
3.3.2. Stanowisko pomiarowe.....	44
3.3.3. Smarowanie.....	47
3.3.4. Obciążenie testowe .....	52
3.3.5. Prędkość obrotowa stanowiska i pasma pomiarowe.....	56
3.3.6. Czas uśredniania .....	61
3.3.7. Wybrane metody redukcji zakłóceń w sygnałach WA .....	62
4. ZASTOSOWANIE METOD CYFROWEGO PRZETWARZANIA SYGNAŁÓW WIBROAKUSTYCZNYCH W BADANIACH ŁOŻYSK .....	67
4.1. Obiekty badań.....	67
4.2. Stanowisko pomiarowe LDS i uwarunkowania prowadzenia testów .....	70
4.3. Przetwarzanie sygnałów.....	75
4.3.1. Ogólny schemat przetwarzania sygnałów i danych .....	75
4.3.2. Przetwarzanie sygnałów drgań i hałasu – miary, charakterystyki, algorytmy .....	76
4.3.3. Parametryzacja obwiedni sygnału EA .....	80
4.4. Wyniki podstawowej parametryzacji sygnałów WA – usuwanie redundancji.....	83

5.	ROZWÓJ TECHNIK I METOD CYFROWEGO PRZETWARZANIA SYGNAŁÓW WIBROAKUSTYCZNYCH.....	91
5.1.	ISRB – metoda uderzeń w pasmach rezonansowych struktury .....	91
5.1.1.	Założenia metody ISRB.....	91
5.1.2.	Selekcja pasm pomiarowych.....	91
5.1.3.	Parametryzacja krótkoczasowa i wyznaczanie poziomów ISRB.....	93
5.1.4.	Wyniki parametryzacji ISRB .....	96
5.1.5.	Podsumowanie ISRB .....	102
5.2.	Zobrazowanie parametrów sygnałów WA na płaszczyźnie $a_{RMS} - f_{RICE}$ .....	103
5.2.1.	Zobrazowanie w ujęciu krótkoczasowym.....	103
5.2.2.	Zobrazowanie w ujęciu wartości średnich .....	107
6.	REKLASYFIKACJA ŁOŻYSK – ZESTAW B .....	114
6.1.	Klasyfikacja wieloparametrowa.....	114
6.2.	Drzewa decyzyjne CART .....	117
6.3.	Porównanie klasyfikacji łożysk prowadzonej w PBF Kraśnik S.A. i w LDS PP .....	119
7.	PODSUMOWANIE I WNIOSKI.....	125
	LITERATURA.....	129

#### ZAŁĄCZNIKI

1. Wyniki testów łożysk 513-176A z zestawu B przeprowadzonych na urządzeniu referencyjnym MVH 200 w PBF Kraśnik S.A.
2. Zestawienie miar wyznaczonych w wyniku cyfrowej parametryzacji sygnałów WA
3. Wyniki przetwarzania obwiedni sygnałów EA łożysk 513-176A z zestawu B (załącznik elektroniczny)
4. Wyniki parametryzacji testowanych łożysk 513-176A z zestawu B w formie graficznej
5. Wyniki parametryzacji przyspieszeń drgań łożysk 513-176A z zestawu B metodą ISRB (załącznik elektroniczny)
6. Wyniki krótkoczasowego cyfrowego przetwarzania sygnałów prędkości i przyspieszeń drgań łożysk 513-176A z zestawu B (załącznik elektroniczny)

## Streszczenie

Niniejsza rozprawa doktorska obejmuje zagadnienia związane z poprodukcyjnym testowaniem łożysk stożkowych. Celem tego testowania jest klasyfikacja nowych łożysk na grupy dobre i wadliwe. Testowanie łożysk jest obecnie prowadzone w oparciu o wytyczne zawarte w normach i patentach, których źródła sięgają lat 40-tych ubiegłego wieku.

Głównym celem rozprawy było: opracowanie metodyki poprodukcyjnego testowania stożkowych łożysk tocznych, która pozwala na uzyskanie sygnałów diagnostycznych o znanym wpływie warunków prowadzenia testów i jest mało podatna na zakłócenia. Ponadto celem pracy było opracowanie nowych i/lub adaptacja istniejących technik analizy i parametryzacji sygnałów wibroakustycznych, z zastosowaniem metod cyfrowego przetwarzania sygnałów, pozwalających polepszyć trafność klasyfikacji poprodukcyjnej i zwiększyć skuteczność detekcji wad produkcyjnych stożkowych łożysk tocznych.

Rozprawa zawiera przegląd metod i technik stosowanych w diagnostyce eksploatacyjnej łożysk tocznych. Przegląd metod i technik diagnozowania łożysk pozwolił wskazać metody, które mogą być potencjalnie zastosowane do poprodukcyjnego testowania łożysk.

W pracy przedstawiono aktualne, nieobligatoryjne wytyczne do testowania łożysk zawarte w normach. Porównano je z zasadami testowania zawartymi w patencie na Urządzenia do Testowania Łożysk z 1949 r. Efekty testowania stożkowych łożysk tocznych zgodnie z tymi zaleceniami poddano częściowo porównaniu i weryfikacji w ramach badań wstępnych.

Zakres przeprowadzonych prac wstępnych obejmował wykonanie badań i opracowanie zaleceń dotyczących: przygotowania łożysk do testów, smarowania łożysk, obciążenia testowego, zmian temperatury łożyska podczas testu, prędkości obrotowej wrzeciona, stabilizacji warunków testowania, czasu uśredniania, mierzonych wielkości i miar oraz sposobu interpretacji wyników prowadzących do klasyfikacji nowych łożysk stożkowych.

Wyniki badań wstępnych były podstawą do zaproponowania rozszerzonej metodyki testowania łożysk stożkowych, która została zaimplementowana w badaniach głównych prowadzonych na zestawie łożysk stożkowych pozyskanego od producenta – Fabryki Łożysk Tocznych w Kraśniku. W zestawie tym znalazły się łożyska sklasyfikowane przez producenta jako dobre, łożyska negatywnie sklasyfikowane ze względu na przekroczony poziom drgań oraz łożyska negatywnie sklasyfikowane ze względu na zbyt głośną pracę.

Zaprezentowano oryginalną, dedykowaną do testowania łożysk metodę pomiaru uderzeń w pasmach rezonansowych struktury łożysko-oprawa-stanowisko. Ponadto zaproponowano użycie ukierunkowanej diagnostycznie metody zobrazowania wyników na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  (wartość skuteczna przyspieszeń drgań – częstotliwość Rice'a), która pozwala jednocześnie na klasyfikację i wskazywanie dominującego rodzaju wad testowanych łożysk.

Rozprawę kończy porównanie wyników reklasyfikacji łożysk uzyskanych w Laboratorium Diagnostyki Systemów i klasyfikacji producenta będące podstawą do sformułowania wniosków.

## Abstract

This Ph.D. thesis covers the issue of post-production testing of tapered roller bearings. The purpose of post-production testing is to classify new bearings into good and defective groups. Bearings' testing is nowadays carried out based on guidelines contained in standards and patents dating back to the 1940s.

The main objective of the work was: to develop a methodology for post-production testing of tapered roller bearings, which enables diagnostic signals to be obtained with a known influence of the test conditions and for the testing not to be susceptible to interference. In addition, the aim of the work was to develop new and / or adapt existing techniques for the analysis and parameterisation of vibroacoustic signals, using digital signal processing methods, in order to improve the accuracy of post-production classification and to increase the effectiveness of detection of manufacturing defects in tapered roller bearings.

The thesis provides an overview of the methods and techniques used in the exploitation diagnostics of rolling element bearings. The review of bearing diagnosis methods and techniques identified methods that could potentially be applied to post-production testing of rolling bearings.

The thesis presents current, non-mandatory guidelines for bearing testing contained in standards. These were compared with the testing principles contained in the 1949 patent for Bearing Testing Device. The effects of tapered roller bearings tests performed in accordance with these recommendations were partly compared and verified in preliminary research.

The scope of the preliminary research included: the execution of tests and formulation of recommendations concerning the preparation of bearings for testing, lubrication of bearings, test load, changes in bearing temperature during the test, spindle speed, stabilisation of test conditions, averaging time, measured quantities and measures, as well as how to interpret the results leading to the classification of new tapered roller bearings.

The results of this preliminary research were the basis for proposing an extended tapered roller bearing testing methodology, which was implemented in the main research conducted on a set of tapered roller bearings obtained from the manufacturer, Polish Bearing Factory in Kraśnik. The set included bearings classified as good by the manufacturer, bearings negatively classified due to exceeded vibration levels, and bearings negatively classified due to excessively noisy operation.

An original method dedicated to bearing testing, a method for measuring impacts in the resonance bands of the bearing-housing-stand structure, was presented. In addition, the use of diagnostically oriented methods for imaging the results on the  $a_{\text{RMS}} - f_{\text{RICE}}$  plane (rms value of vibration accelerations – Rice frequency) is proposed, which simultaneously enables classification and indication of the predominant type of defects in the tested bearings.

The thesis ends with a comparison of the bearing reclassification results obtained in the Laboratory of Systems Diagnostics and the manufacturer's classification being the basis for conclusions.

## Wykaz ważniejszych oznaczeń i akronimów

WA – wibroakustyka, wibroakustyczny  
ŁT – łożysko toczne  
CPS – cyfrowe przetwarzanie sygnałów  
LDS – Laboratorium Diagnostyki Systemów  
EA – emisja akustyczna  
ISRB – metoda pomiaru impulsów w pasmach rezonansów strukturalnych  
BPT – podstawowy czas parametryzacji,  
 $u(t)$  – sygnał (dowolny) w dziedzinie czasu  
 $v$  – prędkość drgań  
 $a$  – przyspieszenie drgań  
 $j$  – zryw drgań  
 $p$  – ciśnienie akustyczne  
 $SPL$  – poziom ciśnienia akustycznego  
AVG,  $u_{AVG}$  – średnia wartość sygnału  
PEAK,  $u_{PEAK}$  – szczytowa wartość sygnału  
RMS,  $u_{RMS}$  – skuteczna wartość sygnału  
I,  $u_I$  – wartość chwilowa sygnału  
 $f$  – częstotliwość  
 $f_c$  – częstotliwość graniczna filtru  
 $f_o$  – częstotliwość obrotowa  
 $f_s$  – częstotliwość próbkowania  
 $t$  – czas  
 $t_m$  – czas pomiaru,  
 $\tau$  – przesunięcie okna czasowego analizy  
 $f_{RICE}$  – częstotliwość Rice'a

Oznaczenia pasm pomiarowych:

*low* – zgodnie z ISO 15242 od 50 Hz do 300 Hz lub od 40 Hz do 250 Hz w LDS  
*medium* – zgodnie z ISO 15242 od 300 Hz do 1,8 kHz lub od 250 Hz do 1,5 kHz w LDS  
*high* – zgodnie z ISO 15242 od 1,8 kHz do 10 kHz lub od 1,5 kHz do 10 kHz w LDS  
ISRB(LO) – pasmo pierwszego rezonansu, od 3,3 kHz do 3,8 kHz  
ISRB(MED) – pasmo drugiego rezonansu, od 11 kHz do 13 kHz  
ISRB(HI) – pasmo trzeciego rezonansu, od 16 kHz do 19 kHz

## 1. WSTĘP

### 1.1. Wprowadzenie do pracy

Diagnostyka techniczna to obszar nauk technicznych, który zajmuje się oceną stanu technicznego obiektów technicznych oraz ich podzespołów, realizowaną w celu zapewnienia ich prawidłowego funkcjonowania i zapobiegania awariom. W dzisiejszych czasach diagnostyka techniczna jest obecna na każdym etapie życia obiektu technicznego: od projektowania, przez produkcję, eksploatację, aż do końcowego demontażu i utylizacji.

Na etapie projektowania, celem diagnostyki jest identyfikowanie potencjalnych problemów i wad w konstrukcji (na podstawie badań i testowania modeli wirtualnych, modeli małowymiarowych i prototypów), co pozwala na ich wyeliminowanie przed rozpoczęciem produkcji. Na etapie produkcji diagnostyka jest zwykle jej końcową fazą i związana jest z kontrolą jakości produktów i wykrywaniem ewentualnych wad produkcyjnych lub nieprawidłowego funkcjonowania (testy odbiorcze). W trakcie eksploatacji obiektów (np. maszyn i urządzeń), metody diagnostyki technicznej pozwalają na monitorowanie stanu technicznego i wykrywanie uszkodzeń, co umożliwia szybką interwencję przed osiągnięciem przez uszkodzenie rozmiarów katastrofalnych, wystąpieniem awarii i związanymi z tym zwiększonymi kosztami naprawy. W końcowym etapie życia obiektu technicznego obejmującego m.in. demontaż, diagnostyka techniczna pozwala na identyfikację elementów i podzespołów umożliwiając ich reużytkowanie lub odzyskiwanie surowców wtórnych.

Łożyska toczne (ŁT) będące obiektem badań tej pracy to najbardziej popularne elementy maszyn i urządzeń wirnikowych. Służą do przenoszenia obciążeń z elementów wirujących na niewirujące. Łożyska toczne znalazły zastosowanie w wielu dziedzinach przemysłu i techniki, m.in. w: transporcie bliskim (np. przemozniki, taśmociągi) i urządzeniach transportu dalekiego (pojazdy), przemyśle ciężkim i zbrojeniowym, obrabiarkach, elektronarzędziach, urządzeniach AGD, elektroenergetyce, ciepłownictwie i systemach chłodzenia oraz wszędzie tam gdzie mamy do czynienia z ruchem obrotowym.

Długa i bezawaryjna praca łożysk zależy od wielu czynników i wymaga odpowiedniej uwagi i działań eksploatacyjnych ze strony użytkownika. Z powyższego powodu oraz faktu tak szerokiego zastosowania, łożyska toczne są jednym z kluczowych podzespołów objętych testowaniem poprodukcyjnym, a także diagnostyką i / lub monitorowaniem stanu technicznego na etapie eksploatacji.

Konstrukcja łożysk tocznych została doprowadzona prawie do perfekcji, dlatego diagnostyka konstrukcyjna związana jest głównie z zastosowaniem nowych materiałów (ceramika, tworzywa sztuczne) w konstrukcji łożysk. Utylizacja łożysk też nie jest problematyczna ponieważ jako produkty wykonane z metali i stopów w pełni podlegają recyklingowi. Stąd diagnostyka łożysk tocznych skupia się głównie na testowaniu poprodukcyjnym i badaniach eksploatacyjnych.

Diagnostyka eksploatacyjna łożysk tocznych obejmuje wiele metod i technik diagnozowania pozwalających na detekcję uszkodzeń w poszczególnych fazach degradacji łożysk (szumowa, drganiowa i termalna). Metody te oparte są na pomiarach i analizach procesów dynamicznych i semistatycznych zachodzących w pracujących łożyskach. Metody te są nadal rozwijane.

Natomiast diagnostyka kontrolna leży w gestii producentów, zazwyczaj stanowi ich *know how*. Przedsiębiorstwa, które nie mają własnego zaplecza badawczego opierają się na wytycznych zawartych w normach i w patentach z lat 40-tych. Stosowane normowe metody testowania w ograniczonym stopniu



pozwalają na finalną ocenę jakości wykonania i rozszerzoną klasyfikację nowych łożysk. W tym obszarze wydaje się uzasadnione doskonalenie metodyki badań i rozwój metod i technik badawczych.

## 1.2. Cele i zakres pracy

Z uwagi na charakter pracy nie zostały sformułowane hipoteza ani teza, natomiast w sposób jawny określono niżej wymienione główne cele pracy:

- Opracowanie metodyki poprodukcyjnego testowania stożkowych łożysk tocznych pozwalającej na uzyskanie sygnałów diagnostycznych o znanym wpływie warunków prowadzenia testów i małej podatności na zakłócenia.
- Opracowanie nowych i/lub adaptacja istniejących technik przetwarzania i parametryzacji sygnałów wibroakustycznych pozwalających polepszyć trafność klasyfikacji poprodukcyjnej i zwiększyć skuteczność detekcji wad produkcyjnych stożkowych łożysk tocznych.

Zakres niniejszej pracy obejmował:

- przeprowadzenie przeglądu literaturowego, dotyczącego wybranych, obecnie stosowanych do monitorowania stanu technicznego ŁT metod diagnostyki eksploatacyjnej, opartych głównie na sygnałach wibroakustycznych (WA),
- określenie potencjalnych możliwości implementacji metod diagnostyki eksploatacyjnej do celów testowania poprodukcyjnego łożysk tocznych,
- prezentację aktualnych wytycznych do testowania poprodukcyjnego łożysk tocznych wg normy ISO 15242 i porównanie ich z warunkami testowania łożysk zawartymi w patencie z 1949 r. opisującego Urządzenie do Testowania Łożysk USP 2,468,648,
- pozyskanie zestawów łożysk tocznych,
  - zestaw A zawierający 50 szt. nowych łożysk stożkowych CBK 171 zastosowany w badaniach wstępnych,
  - zestaw B zawierający 30 szt. nowych dobrych łożysk i 50 szt. nowych wadliwych łożysk 513-716A pozyskany od producenta – PBF Kraśnik S.A., zastosowany do rejestracji sygnałów zgodnie z rozszerzona metodyką testowania,
- przeprowadzenie badań wstępnych umożliwiających weryfikację eksperymentalną wpływu podstawowych warunków prowadzenia testu: smarowania, obciążenia i prędkości obrotowej (zestaw A) na wyniki badań,
- przeprowadzenie rejestracji sygnałów WA (zestaw B):
  - przyspieszeń drgań (zgodnie z metodyką opisaną w ISO 15242 ale zmodyfikowaną przez autora)
  - ciśnienia akustycznego i emisji akustycznej,
- parametryzacja zarejestrowanych sygnałów w oparciu o zmodyfikowaną metodykę ISO 15242 (wyznaczono większość możliwych do wyznaczenia miar i parametrów),
- zdefiniowanie i opracowanie nowych metod testowania ŁT opartych na technikach cyfrowego przetwarzania sygnałów WA,
- podjęcie próby reklasyfikacji łożysk wchodzących w skład zestawu B,
- sformułowanie wniosków ogólnych, użytkownych i poznawczych oraz przesłanek do dalszych prac.

## 2. ŁOŻYSKA TOCZNE – METODY I TECHNIKI DIAGNOZOWANIA

### 2.1. Wprowadzenie

Łożyska toczne są powszechnie stosowane w szerokiej gamie urządzeń, pojazdów i maszyn, natomiast najpowszechniej odnajdujemy je w maszynach wirujących. Skutki uszkodzeń eksploatacyjnych łożysk mogą być przyczyną awarii maszyn o rozmiarach katastrofalnych i znacznych strat ekonomicznych [1]. Badania wykazały, że awarie elementów łożysk stanowią nieco ponad połowę wszystkich awarii silników elektrycznych.

Uszkodzenia łożysk są często przyczyną innych uszkodzeń w maszynie. Pomimo rozwoju konstrukcji łożysk, który znacznie zwiększył ich trwałość, to pozostaje ona zależna od wielu czynników, m.in. takich jak:

- ilość, jakość i właściwości środka smarnego,
- obciążenie – statyczne i dynamiczne (niewyważenie),
- prędkość obrotowa,
- poprawność ustawienia łożyska w gniazdach i podporach łożyskowych,
- jakość wykonania elementów łożyska,
- zabezpieczenie przed korozją,
- zewnętrzne czynniki środowiskowe (temperatura otoczenia, zanieczyszczenia, drgania podłoża, elektroerozja, agresywne środowisko pracy).

Czas od zamontowania łożyska do wystąpienia pierwszych oznak zmęczenia powierzchni bieżni i / lub elementów tocznych zależy od liczby obrotów łożyska i jego obciążenia. Jednak z uwagi na wyżej wymienione czynniki, które należy uwzględnić, trwałość każdego pojedynczego łożyska może być jedynie oszacowana. Ponieważ warunki pracy i jakość wykonania zwykle nie są takie same, można założyć że duże znaczenie ma sposób testowania poprodukcyjnego łożysk, prowadzący do klasyfikacji nowych łożysk na dobre / wadliwe i niedopuszczający do eksploatacji tych ostatnich ma duże znaczenie. Dobór metod testowania i wartości kryterialnych leży w gestii producenta, oczywiście kontrahent może stawiać własne, bardziej wygórowane wymagania. Od przyjętych wartości kryterialnych może zależeć czy halę produkcyjną opuszczą łożyska, które pozwolą na długą i bezawaryjną pracę, czy nie. Wiadomo, że pozornie identyczne łożyska mogą wykazywać znacznie różne okresy eksploatacji w tych samych warunkach pracy [2].

Podczas eksploatacji naprężenia kontaktowe doświadczane przez łożyska będą miały charakter cykliczny, powodując zmęczenie materiału. Z czasem takie naprężenia generują pęknięcia podpowierzchniowe, które stopniowo rozszerzają się na powierzchnię bieżni łożyska. Proces ten intensyfikuje się, ponieważ elementy toczne łożyska przetaczając się przez pęknięcia, powodują odrywanie się fragmentów powierzchni bieżni, zwiększając powierzchnię i głębokość uszkodzenia. Zjawisko to znane jest jako pitting.

Pitting jako podstawowa forma degradacji technicznej łożysk tocznych oprócz czynników zewnętrznych i stanu pracy (np. smarowania) jest w dużym stopniu zależny od wyjściowego stanu powierzchni bieżni i elementów tocznych, właściwości mechanicznych i fizykochemicznych a także od jakości wykonania (poprawnego doboru wymiarowego elementów łożyska i ich montażu). Zużycie powierzchni stopniowo wzrasta, aż do momentu, gdy łożysko nie nadaje się już do użytku i musi zostać wymienione. Wystąpienia momentu awarii łożysk nie można dokładnie przewidzieć. Niekiedy czas do awarii może być dość krótki, co grozi katastrofalną awarią i zamknięciem całej linii produkcyjnej.

Należy nadmienić, że ostatnie lata zaowocowały rozwojem metod diagnostyki eksploatacyjnej ŁT. Równocześnie, mimo jej istotnego wpływu, raczej nieodnotowywany jest rozwój metod diagnostyki poprodukcyjnej ŁT. Przyczyną tego stanu może być fakt, że informacje o stanie nowych łożysk zawierają się głównie w niskoenergetycznych składowych sygnału, a także, że proces testowania wymaga zagwarantowania powtarzalnych i wolnych od zakłóceń warunków prowadzenia testów.

Przeprowadzony w dalszej części rozdziału przegląd metod diagnostyki eksploatacyjnej miał na celu pokazanie szerokiego spektrum możliwych do stosowania metod badawczych, a także określenie potencjalnych możliwości i / lub ograniczeń w implementacji lub dostosowaniu tych metod do potrzeb diagnostyki poprodukcyjnej. Należy dodać, że większość metod diagnozowania ŁT oparta jest na technikach parametryzacji i analizy sygnałów WA w szerokim zakresie częstotliwości:

- od 10 Hz do 1 000 Hz – prędkość drgań,
- od 10 Hz do 10 kHz (opcjonalnie do nawet 60 kHz) – przyspieszenia drgań,
- od 20 Hz do 20 kHz – ciśnienie akustyczne w paśmie słyszalnym,
- od 20 kHz do 100 kHz – ciśnienie akustyczne w paśmie ultradźwiękowym,
- od 20 kHz do 1 MHz – emisja akustyczna EA.

Dostępność nowej generacji przetworników i systemów akwizycji sygnałów oraz rozwój metod i technik CPS otworzył możliwości rozwoju istniejących metod i opracowania nowych metod diagnozowania poprodukcyjnego ŁT.

## 2.2. Podstawowe metody parametryzacji sygnałów WA generowanych przez ŁT

Pozyskiwanie sygnałów z łożyska lub jego oprawy dokonywane jest poprzez zastosowanie różnych przetworników zależnie od mierzonej wielkości pomiarowej. W początkowym okresie (lata 50-te) kiedy tworzone były metody diagnostyki eksploatacyjnej ŁT stosowane były elektrodynamiczne przetworniki prędkości drgań. A przetwarzanie sygnałów i ich parametryzacja były realizowane na drodze analogowej. Obecnie do rejestracji drgań używane są głównie przetworniki piezoelektryczne. Niektóre z modeli umożliwiają liniowe przetwarzanie przyspieszeń drgań na sygnał napięciowy w paśmie nawet do 60 kHz (PCB 352A60 [3]). Jeżeli zachodzi potrzeba, sygnały prędkości drgań uzyskiwane są na drodze całkowania sygnału (przyspieszeń) analogowo lub technikami cyfrowymi.

Typowym zakresem pomiaru ciśnienia akustycznego jest zakres dźwięków słyszalnych (umownie od 20 Hz do 20 kHz) Natomiast, niektóre ze współczesnych modeli mikrofonów pomiarowych umożliwią rejestrację sygnałów akustycznych w szerokim paśmie obejmującym również zakres ultradźwiękowy do 100 kHz (GRAS 40 BF [4]). Do parametryzacji drgań można wykorzystać proste mirniki drgań. Niestety tylko niektóre z nich mają możliwość wyboru pasma pomiarowego co jest istotne z punktu widzenia specyfiki sygnałów WA generowanych przez ŁT.

Warto nadmienić, że sygnały WA towarzyszące pracy łożyska (faza szumowa i drganiowa) wraz z postępującą degradacją techniczną, obniżają swoją częstotliwość [5], przechodząc z pasma ultradźwiękowego poprzez głośne pasmo dźwięków słyszalnych, do średniego i dolnego pasma (poniżej 1 kHz). Wynika z tego, że do wczesnego wykrywania uszkodzeń ŁT preferowane są ultradźwięki, a następnie przyspieszenia drgań, najlepiej powyżej 3,5 kHz (odcięcie się od zjawisk związanych z oddziaływaniem drganiowym innych podzespołów niż łożyska). Pomiaru prowadzone w paśmie normowym zgodnym z ISO 20816 (10 – 1 000 Hz) mają ograniczone zastosowanie z uwagi na koegzystencje w tym paśmie oddziaływań dynamicznych innych podzespołów. Takie pomiary mogą mieć małą wiarygodność z uwagi na trudności odseparowania składowych sygnału pochodzących

wyłącznie od łożyska. Poważnym ograniczeniem jest również to, że w paśmie normowym wysoki udział energetyczny składowych sygnału pochodzących od uszkodzonego łożyska będzie zwykle obserwowany jeżeli łożysko będzie w końcowej fazie degradacji technicznej (tuż przed wejściem w fazę termiczną) [5].

Niezależnie od rozpatrywanej wielkości fizycznej: prędkości, przyspieszeń, ciśnienia akustycznego sygnały te można parametryzować stosując miary [6] opisane wzorami (2.1 – 2.12). Dla uproszczenia notacji sygnały WA niezależnie od wielkości oznaczono jako  $u(t)$ .

Współczesne techniki pomiarowe wykorzystują metody cyfrowego przetwarzania sygnałów (CPS). Parametryzacji nie są poddawane sygnały ciągłe  $u(t)$ , tylko szeregi czasowe  $u_i$ , uzyskiwane na drodze dyskretyzacji sygnałów ciągłych (próbki i kwantyzacji). Z tego powodu oprócz operatorów całkowych opisujących miary pokazano ich postać dyskretną stosowaną w CPS. Poniżej podano definicje miar (estymat), ich podstawowe właściwości i potencjalne możliwości.

- Wartość szczytowa [5] określa najwyższą chwilową wartość sygnału w czasie obserwacji i wyznaczana jest ze wzoru:

$$\begin{aligned} \text{postać wzoru dla sygnału ciągłego } u(t): & \quad \text{postać wzoru dla sygnału dyskretnego } u_i: \\ u_{PEAK} = \max_t\{|u(t)|\}, & \quad u_{PEAK} = \max_i\{|u_i|\}. \end{aligned} \quad (2.1)$$

- Wartość średnia AVG (*average*) [5], w odróżnieniu od stałej składowej sygnału (średniej arytmetycznej) wyznaczona jest z modułu sygnału, zgodnie ze wzorem:

$$\begin{aligned} u_{AVG} = \frac{1}{T} \int_0^T |u(t)| dt, & \quad u_{AVG} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |u_i|. \end{aligned} \quad (2.2)$$

- Wartość skuteczna [5], najlepiej charakteryzuje energię sygnału i jest najczęściej stosowaną miarą parametryzującą sygnały (w tym sygnały WA), w nielicznych pozycjach literaturowych można znaleźć propozycje wartości kryterialnych do oceny łożysk [5, 7]. W diagnostyce eksploatacyjnej częściej zamiast przyjęcia ścisłych wartości kryterialnych stosowane jest śledziennie zmian trendu wartości skutecznej. Stosowane są również metody eksperymentalnego oszacowania wartości alarmowych i granicznych symptomów np. na podstawie eksperymentu biernego i danych pomiarowych pozyskanych z wielu obiektów tego samego typu najlepiej dla pełnego cyklu życia ŁT [8]. Wartość skuteczna wyznaczana jest ze wzoru:

$$\begin{aligned} u_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T u^2(t) dt}, & \quad u_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N u_i^2}. \end{aligned} \quad (2.3)$$

- Kurtosa [e1], jedna z miar stosowanych do diagnozowania łożysk, jest miarą spłaszczenia funkcji gęstości rozkładu amplitud, dla łożyska dobrego przyjmuje wartości ok. 3 i rośnie wraz z rozwojem uszkodzeń. Podczas wyznaczania kurtozy istotny jest również dobór pasma pomiarowego. Kurtozę wyznacza się na podstawie wzoru:

$$\begin{aligned} KURT = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T u^4(t) dt}{\left[\frac{1}{T} \int_0^T u^2(t) dt\right]^2}, & \quad KURT = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (u_i - \bar{u})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (u_i - \bar{u})^2\right]^2}. \end{aligned} \quad (2.4)$$

Współczynnik szczytu [e1] stosowany jest do detekcji wejścia łożyska w fazę przyspieszonej degradacji technicznej,  $K_{crest}$  przyjmuje wtedy najwyższe wartości z uwagi na pojawienie się oddziaływań o charakterze impulsowym (duże wartości szczytowe w stosunku do wartości skutecznej). Dalszy rozwój uszkodzenia skutkuje zwykle wzrostem wartości skutecznej i spadkiem wartości współczynnika szczytu. Współczynnik szczytu to stosunek wartości szczytowej do wartości skutecznej:

$$K_{crest} = \frac{u_{PEAK}}{u_{RMS}}. \quad (2.5)$$

Współczynnik impulsowości [e1], który jest stosunkiem wartości szczytowej do wartości średniej, w lepszy sposób niż współczynnik szczytu umożliwia detekcję zjawisk o charakterze impulsowym. wynika to z faktu, że  $u_{AVG}$  przyjmuje niższe wartości od  $u_{RMS}$ :

$$K_{impulse} = \frac{u_{PEAK}}{u_{AVG}}. \quad (2.6)$$

Współczynnik kształtu [e1] dostarcza podstawową informację o postaci sygnału, wyższe wartości mogą wskazywać na impulsowy charakter sygnału, jest on stosunkiem wartości skutecznej do wartości średniej:

$$K_{shape} = \frac{u_{RMS}}{u_{AVG}}. \quad (2.7)$$

Współczynnik luzu [e1] ma podobne właściwości jak współczynnik impulsowości. Wyznacza się go ze wzoru:

$$K_{clearance} = \frac{u_{PEAK}}{\left(\frac{1}{T} \int_0^T \sqrt{|u(t)|}\right)^2}, \quad K_{clearance} = \frac{u_{PEAK}}{\left(\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \sqrt{u_i}\right)^2}. \quad (2.8)$$

Skośność [e1] jest miarą asymetrii rozkładu funkcji gęstości amplitud. Rozwój uszkodzeń potencjalnie może wpływać na wzrost asymetrii. Skośność sygnału drgań została wykorzystana przez Martina i Honarvara do wykrywania wad łożysk. Stwierdzono, że jest ona w stanie wykryć wady łożysk we wczesnym stadium. Ponadto stwierdzano, że uzyskane wyniki są w dużym stopniu niezależne od obciążenia i prędkości [9]. Skośność wyznaczana jest w oparciu o wzór:

$$SKEW = \frac{\frac{1}{T} \int_0^T u^3(t) dt}{\sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T u^2(t) dt}}, \quad SKEW = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (u_i - \bar{u})^3}{\sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (u_i - \bar{u})^2}}. \quad (2.9)$$

Częstotliwość Rice'a [10] jest miarą, która opisuje średnią częstotliwość procesu w analizowanym paśmie częstotliwości. Miara ta jest stosowana głównie do śledzenia globalnych zmian częstotliwościowych zachodzących w procesach lub sygnałach WA generowanych przez maszyny lub urządzenia. Częstotliwość Rice'a wyznaczana jest ze wzoru:

$$f_{RICE} = \sqrt{\frac{\int_0^{\infty} f^2 X(f) df}{\int_0^{\infty} X(f) df}}, \quad (2.10)$$

gdzie  $X(f)$  – transformata Fouriera (patrz rozdział 2.6.).

Heng i Nor badali zastosowanie współczynnika szczytu, kurtozy i skośności do sygnałów ciśnienia akustycznego i drgań w celu zastosowania ich do wykrywania uszkodzeń łożysk. Porównali również

parametry statystyczne pochodzące z rozkładu beta, aby oddzielić łożyska dobre od wadliwych. Stwierdzono, że metody statystyczne mogą być stosowane do identyfikacji różnych defektów występujących w łożyskach. Wykazano również, że nie było znaczących korzyści z zastosowania parametrów funkcji beta zamiast kurtozy i współczynnika szczytu [11]. Co stoi w sprzeczności ze starszymi danymi [12].

Oprócz powyżej przedstawionych metod parametryzacji sygnałów WA doświadczeni diagnosty są w stanie określić fazę degradacji i / lub uszkodzony element łożyska na podstawie osłuchu pracującego łożyska z wykorzystaniem stetoskopu klasycznego lub elektronicznego (w materiałach demonstracyjnych SKF dostępne są przykładowe nagrania z takiego stetoskopu dla uszkodzeń bieżni wewnętrznej i zewnętrznej, elementu tocznego, zanieczyszczeń itp., które pozwalają doskonalić umiejętności) Niektóre z mierników posiadają dodatkowe wyjścia słuchawkowe umożliwiające stosowanie takiej techniki.

Obserwacja oscyloskopowa sygnałów WA może być również pomocna do identyfikacji, który z pierścieni (ruchomy lub nieruchomy) ma lokalne uszkodzenia. W przypadku uszkodzenia pierścienia ruchomego na przebiegu oscyloskopowym będzie widoczna modulacja amplitudowa (zmiana wartości obwiedni) z częstotliwością obrotowa uszkodzonego pierścienia. Związane jest to ze zmianą położenia lokalnego uszkodzenia względem kierunku obciążenia łożyska [13].

Uzupełnieniem wyżej wymienionych miar może być zaproponowany przez Xi i innych [14] współczynnik  $XSK$ , dedykowany diagnostyce łożysk tocznych. Współczynnik wyznaczany jest ze wzoru:

$$XSK = \log_{10} \left( \frac{u_{PEAK}}{u_{RMS_0} \cdot KURT} + K_{impulse} \right), \quad (2.11)$$

gdzie  $u_{RMS_0}$  jest wartością odniesienia wyznaczaną dla łożysk nieuszkodzonych. Autorzy zaprezentowali wyniki parametryzacji na płaszczyźnie  $KURT - XSK$  gdzie można było sklasyfikować łożyska z różnymi uszkodzeniami.

W przypadku parametryzacji ciśnienia akustycznego (hałasu) zwykle dodatkowo stosowana jest konwersja ciśnienia akustycznego wyrażonego w Pascalach na poziom ciśnienia akustycznego SPL (ang. *Sound Pressure Level*) w dB zgodnie ze wzorem [15]:

$$SPL = 20 \log_{10} \left( \frac{p_{RMS}}{p_0} \right), \quad (2.12)$$

gdzie:  $p_{RMS}$  – wartość skuteczna ciśnienia akustycznego,  
 $p_0$  – ciśnienie akustyczne odniesienia równe 20  $\mu$ Pa.

Hałas może być parametryzowany szerokopasmowo, w arbitralnie określonych pasmach częstotliwości lub poddany typowej dla sygnałów akustycznych analizie o stałej względnej szerokości pasma (analiza oktawaowa lub tercjowa). Taka parametryzacja może dotyczyć pasma dźwięków słyszalnych z zastosowaniem mierników i analizatorów. Zastosowanie pomiarów akustycznych w paśmie słyszalnym jest bardzo ograniczone w warunkach przemysłowych ze względu na występujący tam wysoki poziom tła akustycznego.

Parametryzacja może dotyczyć również hałasu emitowanego przez łożyska w paśmie ultradźwiękowym np. z zastosowaniem urządzenia Ultraprobe 2000 [16]. Urządzenie to może dokonywać pomiarów w całym paśmie ultradźwięków od 20-100 kHz lub selektywnie w węższym paśmie częstotliwości. Ciekawą opcją tego przyrządu jest dokonywanie konwersji sygnałów z pasma

ultradźwiękowego do pasma w zakresie dźwięków słyszalnych, umożliwiającą prowadzenie badań stetoskopowych źródeł hałasu, będących poza percepcją słuchu ludzkiego. Pomiar w pasmie ultradźwiękowym są mało podatne na zakłócenia wynikające z tła akustycznego typowego dla warunków przemysłowych. Dodatkowym atutem jest możliwość stosowania mikrofonów (anten) kierunkowych pozwalających na lokalizację uszkodzonych łożyska w obrębie maszyny. Zamiast mikrofonów, lepszym rozwiązaniem jest stosowanie kontaktowych sond pomiarowych wyposażonych w falowody, dzięki którym możliwa jest obserwacja i pomiar ultradźwięków transmitowanych drogą materiałową.

Ciśnienie akustyczne generowane przez nowe, dobre łożyska (bez wad) było badane przez m.in. Cempla i Stepaniaka [17], którzy powiązali poziomy emitowanego dźwięku i drgań. Dzięki temu możliwe było oszacowanie SPL wyłącznie na podstawie wyników pomiarów drgań nieuszkodzonych łożysk. Igarashi i Yabe [18] wykazali przydatność pomiaru ciśnienia akustycznego i szybkiej transformacji Fouriera FFT (patrz rozdział 2.6.) z sygnału akustycznego do wykrywania uszkodzeń łożysk kulkowych obciążonych osiowo. Zaznaczyli jednak, że pozycja mikrofonu pomiarowego ma wpływ na wyniki pomiarów. Rola chropowatości powierzchni w powstawaniu hałasu w łożysku tocznym została zbadana za pomocą pomiaru ciśnienia akustycznego przez Ananthapadmanban'a i Radhakrishnan'a [19]. Autorzy stwierdzili, że SPL generowany przez łożysko rośnie wraz ze wzrostem chropowatości bieżni.

Pomiar natężenia dźwięku został również z powodzeniem wypróbowany do wykrywania uszkodzeń łożysk tocznych. Tandon i Nakra [20] wykazali większą skuteczność pomiaru natężenia dźwięku niż pomiaru ciśnienia akustycznego do diagnozowania ŁT. Natomiast Cline, Bilodeau i Smith zaproponowali analizę obwiedni sygnałów akustycznych jako narzędzie do monitorowania i wykrywania uszkodzeń łożysk tocznych w wagonach kolejowych [21].

### **2.3. Metoda Impulsów Udarowych – Schock Pulse Method**

Metoda impulsów udarowych SPM jest szeroko stosowana w przemyśle od lat 70. XX wieku i jest skuteczną techniką określania stanu technicznego łożysk tocznych na etapie eksploatacji [22]. SPM można sklasyfikować jako technikę filtrowania pasmowo-przepustowego sygnału przyspieszeń drgań. Opiera się na tym, że rezonansowe drgania strukturalne łożyska i oprawy w strefie wysokich częstotliwości są wzbudzane poprzez obciążenia impulsowe spowodowane przejściem elementów tocznych przez lokalne uszkodzenia bieżni / elementów tocznych (np. wykruszanie lub zanieczyszczenie łożyska). Drgania te są rejestrowane przez przetwornik, którego częstotliwość rezonansowa jest do nich dostrojona. SPM wykorzystuje przetwornik piezoelektryczny o częstotliwości rezonansowej wynoszącej 32 kHz, która jest znacznie wyższa niż większość zjawisk nisko i średniczęstotliwościowych występujących w maszynach. Dodatkowo drgania o niskiej częstotliwości w maszynie, generowane przez inne źródła niż łożyska toczne, są filtrowane elektronicznie [23]. W niektórych przyrządach stosuje się inne pasmo rezonansowe np. Vibscanner Prüftechnik (36 kHz). Impulsy udarowe wywołane uderzeniami w łożyskach pobudzają przetwornik do drgań rezonansowych o charakterze drgań gasnących. Pomiar maksymalnej wartości sygnału (transientu) jest wartością wyjściową do wnioskowania o stanie łożysk tocznych. Wartość ta, prezentowana w skali logarytmicznej jako bezwzględny poziom impulsów udarowych  $dB_{sv}$  zależy od rozmiaru uszkodzeń, prędkości obrotowej i średnicy łożyska. Stwierdzono empirycznie, że wartość impulsów udarowych generowanych przez dobre, nowe łożyska związana jest głównie z chropowatością powierzchni i zależy

od średnicy otworu łożyska i jego prędkości obrotowej [24]. Wartość ta, zwana poziomem początkowym –  $dB_i$ , jest odejmowana od maksymalnego bezwzględnego poziomu impulsów udarowych  $dB_{sv\_max}$  badanego łożyska. W wyniku tej operacji uzyskuje się tzw. znormalizowany poziom impulsów udarowych –  $dB_{n\_max}$  współmienny ze stanem technicznym (uszkodzeniem) ŁT. Na podstawie  $dB_{n\_max}$  oceniany jest stan techniczny badanego łożyska:

$$dB_{n\_max} = dB_{sv\_max} - dB_i, \quad (2.13)$$

do 20 dB – stan dobry,

21 dB – 34 dB – stan dopuszczalny,

od 35 dB – stan niedopuszczalny.

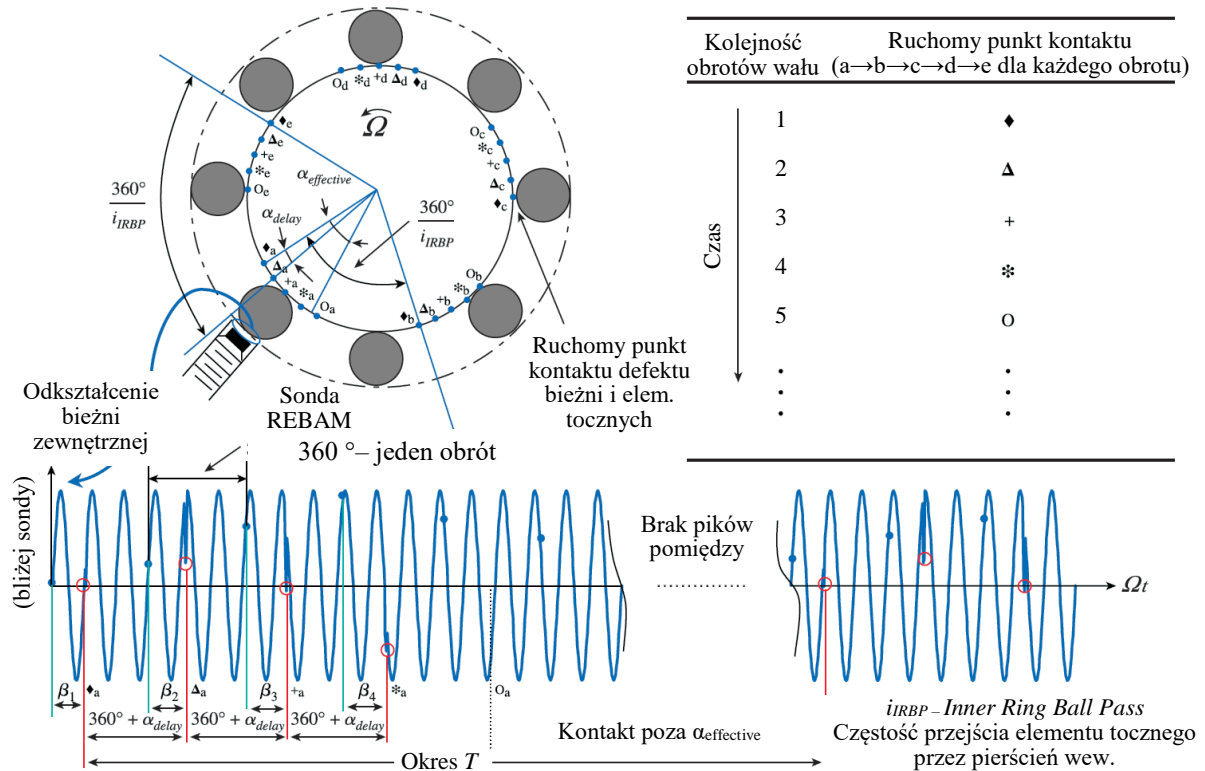
Biorąc pod uwagę sposób pozyskiwania parametru  $dB_n$  można stwierdzić, że dla nowych łożysk bez uszkodzeń byłby on w przybliżeniu równy poziomowi  $dB_i$ . Zatem stosowanie SPM w testowaniu poprodukcyjnym ŁT byłoby bardzo ograniczone.

#### **2.4. Metoda REBAM – Rolling Element Bearing Activity Monitor**

Bently Nevada Corporation w latach 80-tych przyjęła koncepcję pomiarów bezkontaktowych i opracowała przetwornik zbliżeniowy o wysokim wzmocnieniu i niskim poziomie szumów, służący do pomiaru ugięć pierścienia zewnętrznego łożyska tocznego. Przetwornik ten nosi nazwę REBAM, co jest akronimem od *Rolling Element Bearing Activity Monitor* [1].

Wiroprądowy przetwornik zbliżeniowy montowany jest przez obudowę łożyska i monitoruje zewnętrzną powierzchnię pierścienia zewnętrznego łożyska [25]. Podczas pracy łożyska pierścień zewnętrzny łożyska odchyła się nieznacznie pod wpływem działających na niego sił. Przetwornik REBAM mierzy bardzo małe ugięcia – przemieszczenia i mieszczą się one zwykle w zakresie 0,5 do 8  $\mu\text{m}$ . W typowych warunkach pracy, sygnał z dobrego łożyska, obserwowany na oscyloskopie, ma gładką postać z niewielką ilością pików o niewielkiej amplitudzie. W przypadku obecności uszkodzeń elementów łożyska w sygnale drgań pojawiają się piki o znacznej amplitudzie w określonym interwale czasowym, niezależnie od miejsca występowania uszkodzenia. Przykład identyfikacji występowania uszkodzenia bieżni wewnętrznej przedstawiona na rysunku 2.1.





Rys. 2.1. Schemat wykrywania uszkodzenia bieżni wewnętrznej z zastosowaniem metody REBAM [26]

Jeżeli defekt pierścienia wewnętrznego znajduje się w strefie skutecznej detekcji  $\alpha_{effective}$  to przy każdym kontakcie bieżni z elementem tocznym sonda zarejestruje lokalne zaburzenie sygnału monoharmonicznego (widoczne na rys. 2.1.). Śledzenie występowania ujemnych pików w sygnale pozwala na detekcję uszkodzenia bieżni wewnętrznej. Podobnie wygląda wykrywanie uszkodzeń elementów tocznych i bieżni zewnętrznej.

Według autorów metody: w porównaniu z sondami REBAM, montowane w oprawach akcelerometry mogą dostarczać mylących, pośrednich danych o stanie łożyska. Składowe sygnały o częstotliwościach, które odpowiadają uszkodzonym łożyskom, istnieją nawet dla nieuszkodzonych łożysk. Sygnał detekcyjny (zaburzenie) w dużej mierze zależy od układu wirnik / obudowa [26].

## 2.5. Metoda TESPAP – Time Encoded Signal Processing and Recognition

TESPAR, akronim od *Time Encoded Signal Processing and Recognition*, to technika stosowana w cyfrowym przetwarzaniu sygnałów do kodowania i przetwarzania sygnałów w dziedzinie czasu. Po raz pierwszy została zaproponowana jako metoda przetwarzania mowy i od tego czasu znalazła zastosowanie w innych dziedzinach m.in. kompresji dźwięku i rozpoznawaniu wzorców [27, 28].

W swojej istocie TESPAP jest formą binarnego przetwarzania sygnału, która reprezentuje sygnał jako sekwencję symboli binarnych, gdzie każdy symbol koduje obecność lub brak określonej cechy sygnału w określonym oknie czasowym. Pozwala to na efektywne przetwarzanie i rozpoznawanie sygnałów przy niskiej złożoności obliczeniowej.

Abduslam i in. przetestowali skuteczność metody TESPAP w monitorowaniu uszkodzeń łożysk. Została ona oceniona na podstawie danych surowych oraz w połączeniu z sygnałami obwodniowymi.

Zespół udowodnił, że metoda pozwala na wykrywanie uszkodzeń łożysk. Jednak zaznaczono, że konieczne jest połączenie metody TESPARE z obwiednią [29].

Proces kodowania TESPARE obejmuje następujące etapy:

- a) Segmentacja sygnału: sygnał wejściowy jest dzielony na nakładające się okna czasowe (*overlapping*) o ustalonym czasie trwania.
- b) Ekstrakcja cech: w obrębie każdego okna czasowego mierzone są specyficzne cechy lub właściwości sygnału, takie jak energia, przejścia przez zero lub szczyty / piki.
- c) Progowanie: wyekstrahowane cechy są porównywane z wcześniej zdefiniowanymi wartościami progowymi, a symbole binarne są generowane na podstawie tego, czy cechy przekraczają lub spadają poniżej progów.
- d) Konkatenacja (łączenie) symboli: symbole binarne wygenerowane dla każdego okna czasowego są łączone w celu utworzenia sekwencji binarnej, która reprezentuje oryginalny sygnał.

Wynikowa sekwencja binarna, lub kod TESPARE, może być następnie przetwarzany przy użyciu różnych technik przetwarzania sygnału, takich jak dopasowanie wzorca lub analiza statystyczna, w celu zadań takich jak rozpoznawanie sygnału, klasyfikacja lub kompresja.

Jedną z zalet TESPARE jest jego zdolność do efektywnego reprezentowania sygnałów z niską prędkością transmisji danych, co czyni go odpowiednim do zastosowań, w których zasoby obliczeniowe są ograniczone, jak np. w systemach wbudowanych lub urządzeniach przenośnych.

## 2.6. Analizy w dziedzinie częstotliwości

Podstawą prowadzenia analizy w dziedzinie częstotliwości jest najczęściej widmo amplitudowe uzyskiwane w wyniku transformacji Fouriera. Dla sygnału ciągłego przyjmuje ona następującą postać [30]:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-i2\pi ft} dt, \quad (2.14)$$

gdzie:  $x(t)$  – sygnał ciągły,  
 $f$  – częstotliwość,  
 $i$  – jednostka urojona.

Sygnały w postaci dyskretnej (szeregi czasowe) przetwarzane są poprzez zastosowanie dyskretnej transformacji Fouriera [31]:

$$X_k = \sum_{n=0}^{N-1} x_n e^{-i\frac{2\pi}{N}nk}, \quad k = 0, 1, \dots, N-1, \quad (2.15)$$

gdzie:  $x_n$  – szereg czasowy, dyskretna reprezentacja sygnału ciągłego  $x(t)$ ,  
 $k$  – numer linii widmowej.

W praktyce zamiast DFT stosowany jest jednak algorytm szybkiej transformaty Fouriera FFT znacząco przyspieszający proces obliczeniowy [31]. Pewnym ograniczeniem jest wymóg stosowania bloku danych o rozmiarze będących potęgą liczby 2.

Klasyczna analiza widmowa FFT w odniesieniu do lokalnych defektów ŁT ma ograniczone zastosowanie. Wokół każdego piku związanego z rozwijającym się uszkodzeniem łożyska mogą znajdować się wstęgi boczne. Odseparowanie wstęg bocznych jest złożone i może zależeć od takich czynników jak transmitancja (od uszkodzenia do przetwornika pomiarowego) czy okresowe zmiany

obciążenia. W każdym z wypadków amplitudy składowe o częstotliwościach charakterystycznych uszkodzeń rosną wraz z ich intensywnością / rozmiarem. W przypadku zużytego obiektu stosunek sygnału do szumu SNR (ang. *Signal to Noise Ratio*) będzie niski, a widmo będzie zawierać bardzo dużą liczbę prążków. W takich okolicznościach prawie niemożliwe staje się wyodrębnienie składowych widma (pików) spowodowanych pojedynczym uszkodzeniem elementu łożyska [11]. Podobne spostrzeżenia zasygnalizowali Su i Lin, którzy przedstawili wyniki badań widma drgań uszkodzonego łożyska stożkowego poddanego różnym obciążeniom. Badali oni zarówno uszkodzenia punktowe, jak i wielokrotne (wiele punktowych uszkodzeń jednocześnie), zlokalizowane w dowolnych miejscach. Potwierdzono, że wokół każdego pików występują wstęgi boczne których częstotliwości były związane z okresowością obciążenia i ścieżką sygnału. W przypadku wielokrotnych uszkodzeń widmo okazało się być superpozycją widma każdego defektu osobno [32].

W przypadku braku uszkodzeń widmo drgań łożyska ma w dużej mierze charakter typowy dla szumu. Kształt obwiedni widma pozwala określić pasma o dominujących wartościach amplitud. W przypadku testowania ŁT może być to przydatne do detekcji rezonansów strukturalnych układu łożysko-oprawa-stanowisko.

W przypadku wystąpienia lokalnych imperfekcji bieżni lub elementów tocznych o wiele skuteczniejszą metodą detekcji uszkodzonego elementu łożyska jest analiza widmowa obwiedni sygnału poddanego uprzedniej filtracji pasmowej w obszarze jednego z rezonansów [7, 30, 33]. W miarę rozwoju uszkodzenia w elemencie łożyska w widmie obwiedni pojawiają się piki o częstotliwości charakterystycznej uszkodzenia elementu łożyska i jej nadharmoniczne. Często jako uzupełnienie stosowane jest śledzenie trendów składowych o częstotliwościach charakterystycznych elementów łożysk tocznych [11].

Pomocne w identyfikacji uszkodzonego elementu ŁT są wzory od (od 2.16 do 2.25), które pozwalają teoretycznie wyznaczyć częstotliwości charakterystyczne uszkodzeń elementów łożyska na podstawie wymiarów elementów łożyska, jego parametrów i częstotliwości obrotowej.

- częstotliwość uszkodzenia punktowego elementu tocznego [7]:

$$f_t = \frac{D}{d} \cdot f_o \cdot \left( 1 - \frac{d^2}{D^2} \cos^2 \alpha \right), \quad (2.16)$$

gdzie:  $d$  – średnica elementów tocznych,  
 $D$  – średnica podziałowa łożyska,  
 $f_o$  – częstotliwość obrotowa,  
 $\alpha$  – kąt działania łożyska,

- częstotliwość lokalnego uszkodzenia bieżni zewnętrznej [7]:

$$f_z = z_t \frac{f_o}{2} \cdot \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right), \quad (2.17)$$

gdzie:  $z_t$  – liczba elementów tocznych,

- częstotliwość lokalnego uszkodzenia bieżni wewnętrznej [7]:

$$f_w = z_t \frac{f_o}{2} \cdot \left( 1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right), \quad (2.18)$$

- częstotliwość obrotowa koszyka łożyska [7]:

$$f_k = \frac{f_o}{2} \cdot \left( 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right), \quad (2.19)$$

- przekoszenie zewnętrznego pierścienia łożyska [34]:

$$f_{z_p} = i \cdot f_k \cdot z_t, \quad (2.20)$$

gdzie:  $i$  – liczba określająca kolejną harmoniczną,

- przekoszenie wewnętrznego pierścienia łożyska [34]:

$$f_{w_p} = i \cdot (f_o - f_k) \cdot z_t, \quad (2.21)$$

- błąd falistości bieżni zewnętrznej [34]:

$$f_{z_f} = \frac{f_o}{2} \cdot \left(1 + \frac{d}{D}\right) \cdot \frac{z_t \cdot i_f}{q}, \quad (2.22)$$

gdzie:  $i_f$  – liczba fal na analizowanej bieżni,

$q$  – największy wspólny dzielnik,

- błąd falistości bieżni zewnętrznej [34]:

$$f_{w_f} = \frac{f_o}{2} \cdot \left(1 - \frac{d}{D}\right) \cdot \frac{z_t \cdot i_f}{q}, \quad (2.23)$$

- błąd graniastości elementów tocznych [34]:

$$f_{t_g} = f_o \frac{z_t \cdot i_g}{q} \cdot \left(\frac{D^2 + d^2}{dD}\right), \quad (2.24)$$

gdzie:  $i_g$  – liczba krawędzi graniastostłupa,

- oraz częstotliwość drgań występujących wraz z luzami promieniowymi w łożysku [34]:

$$f_{k_l} = \frac{f_o \cdot z_t}{2} \cdot \left(1 \pm \frac{d}{D} \cos \alpha\right). \quad (2.25)$$

Opisane wzorami 2.16 – 2.25 częstotliwości mogą w praktyce w niewielkim stopniu różnić się od wyznaczonych teoretycznie, przyczyną tego mogą być poślizgi oraz różnice między danymi katalogowym a faktycznymi wymiarami ze względu na dobór grup wymiarowych podczas montażu łożyska.

## 2.7. Emisja Akustyczna

Emisja akustyczna EA (ang. *AE Acoustic Emission*) to zanikająca fala sprężysta generowana poprzez gwałtowne uwolnienie energii odkształcenia sprężystego spowodowanego poprzez deformację lub uszkodzenie wewnątrz lub na powierzchni materiału [35]. W zastosowaniu do monitorowania maszyn wirujących, EA jest definiowana jako zanikające fale sprężyste generowane przez interakcję dwóch obiektów (w ruchu względnym). Źródła EA w maszynach wirujących obejmują uderzenia, cykliczne zmęczenie, tarcie, turbulencje, ubytki materiału, kawitację, wycieki gazu itp. W przypadku ŁT powstawanie sygnałów EA może wynikać z oddziaływania pomiędzy nierównościami powierzchni bieżni lub jej uszkodzeniem a elementami tocznymi łożyska.

EA wynika z różnych form uszkodzania się materiału, dlatego monitorowanie EA jest powszechnie stosowane do wykrywania i / lub śledzenia procesu zmęczenia materiału. W przemyśle EA jest szeroko stosowana do wykrywania nieszczelności w zbiornikach wysokociśnieniowych i systemach rurociągów. Jedną z zalet monitorowania EA jest możliwość wykrywania propagacji (powiększania się) pęknięć podpowierzchniowych [36].

Generalnie przetwarzanie sygnałów EA ma za cel wyznaczenie odpowiedniego "modelu procesu", z którego właściwości określonych zmiennych mogą być wykorzystane do zdefiniowania postaci fali sprężystej, albo utworzenie bazy danych cech, aby można było monitorować zmiany właściwości fali. Istotnym problemem przy przetwarzaniu sygnałów EA jest eliminacja szumu oraz wyodrębnienie cech jednoznacznie skorelowanych z monitowanym procesem degradacji [37].

Sygnały EA są często klasyfikowane jako ciągłe, typu impuls / zdarzenie (ang. *burst / event*) albo jako ich superpozycja [38]. W rzeczywistości ciągłe sygnały EA to takie, w których niskoenergetyczne

impulsy są wystarczająco częste, aby cały sygnał miał wygląd sygnału ciągłego. Wszystkie wymienione typy są obserwowane podczas rozrostu pęknięć, przełamania materiału lub wykruszania.

Po ustaleniu parametrów sygnału EA dla stanu normalnego (bez uszkodzeń) wartość RMS lub inne odpowiednie charakterystyki<sup>1</sup> sygnału EA mogą być monitorowane i porównywane z wartościami nominalnymi w celu wykrycia obecności niepożądanego zdarzenia. Wykazano, że takie monitorowanie może umożliwić wykrycie uszkodzeń, zanim te uszkodzenia będą wykrywane w sygnale drganiowym [39]. Wykazano również, że suma zdarzeń (sumaryczna liczba przekroczeń progu detekcji) i tempo emisji (liczba przekroczeń progu detekcji w jednostce czasu) dla sygnału EA są szczególnie przydatne do wykrywania wad w łożyskach kulkowych. Jednakże, wraz z rozwojem uszkodzenia spada użyteczność metody [40]. Wadą metody jest podatność na zakłócenia zewnętrzne [41].

Zakres częstotliwości sygnałów EA stosowanych do monitorowania maszyn i urządzeń jest zwykle znacznie powyżej zakresem częstotliwościowego szumu tła. Z uwagi na to, że sygnały EA są zwykle niskoenergetyczne, powinny być one mierzone w pobliżu miejsca ich powstawania. Z powyższych powodów redukcja szumów obecnych w sygnale i detekcja zdarzeń mogą być trudne, jednak są niezbędne do pomyślnego zastosowania EA.

Natomiast główną wadą komercyjnych systemów EA jest to, że mogą one dawać jedynie jakościowe oszacowanie stopnia uszkodzenia materiału badanego elementu, na którego podstawie można jedynie oszacować pozostały czas jego życia. W związku z tym potrzebne są inne metody badań nieniszczących w celu przeprowadzenia bardziej ukierunkowanego badania i zapewnienia prognoz ilościowych.

## 2.8. Operator energetyczny Teagera-Kaisera

Operator energetyczny Teagera-Kaisera TKEO (ang. *Teager-Kaiser Energy Operator*) jest nieliniowym operatorem różniczkowym. W wyniku zastosowania TKEO do sygnału czasowego otrzymuje się przebieg miary energetycznej  $E_{TK}$  [42]. Operator został opisany i przeanalizowany m.in. przez Maragos'a i Potamianos'a [43]. Dla sygnału ciągłego operator Teagera-Kaisera definiuje się następująco [42]:

$$\Psi(u(t)) = \dot{u}(t)^2 - u(t) \cdot \ddot{u}(t). \quad (2.26)$$

Interesującą właściwością operatora energetycznego TKEO jest jego wrażliwość na nagłe zmiany w sygnale, takie jak np. przejściowe zaburzenia. Operator energetyczny Teagera-Kaisera został z powodzeniem zastosowany do monitorowania m.in. stanu przekładni zębatych [44]. Dzięki swoim właściwościom TKEO wykorzystano z powodzeniem również do monitorowania stanu łożysk. Liang i Soltani (2010) zaproponowali przekształcanie sygnału przyspieszeń drgań za pomocą operatora energetycznego. Transformacja obejmuje zarówno modulacje częstotliwości, jak i amplitudy spowodowane przez impulsy, których przyczyną są wady / uszkodzenia łożyska i zwiększa względną „siłę” tych impulsów wraz z demodulacją amplitudy w odniesieniu do zakłóceń. Prowadzi to do skuteczniejszego wykrywania uszkodzeń łożysk [45].

Feng i in. przedstawili metodę diagnozowania uszkodzeń łożysk, opartą na TKEO. Metoda obejmowała dodatkowo transformację Fouriera szeregu chwilowych wartości  $E_{TK}$  w celu określenia

<sup>1</sup> Sygnał EA może być traktowany jak sygnał drganiowy i można też stosować do niego wszystkie techniki opisane wcześniej np. wyznaczanie miar statystycznych, analizę trendu zmian czy obwiedniowanie.

powtarzalnej częstotliwości impulsów. W oparciu o dominujące częstotliwości w widmie i ich zgodność z charakterystycznymi częstotliwościami uszkodzeń elementów łożyska, można zdiagnozować uszkodzenie łożyska. Wyniki zaprezentowanych analiz wskazały, że zaproponowana metoda była skuteczna do wyodrębniania charakterystycznej częstotliwości uszkodzeń elementów łożyska, zwłaszcza do identyfikacji niskoenergetycznych składowych sygnału związanych z uszkodzeniami bieżni wewnętrznej i elementów tocznych [46].

Henríquez i in. zastosowali miary statystyczne wyznaczone z sygnału  $E_{TK}$  do diagnozowania uszkodzeń łożysk. Wyznaczone miary i parametry (m.in. RMS, kurtoza, PEAK) dla łożysk bez wad i uszkodzonych odróżniał klasyfikator sieci neuronowej. Zespół wykazał że zastosowanie cech statystycznych, energetycznych i impulsowych uzyskanych z sygnału  $E_{TK}$  w diagnostyce uszkodzeń łożysk jest korzystniejsze niż oparcie jej na tych samych cechach uzyskanych z sygnału WA w dziedzinie czasu i jego obwiedni [47].

Gałęzia i in. zaproponowali zastosowanie deskryptorów energetycznych sygnału WA do diagnozowania łożysk tocznych. Stwierdzili, że  $E_{TK}$ ,  $\dot{E}_{TK}$  oraz trajektoria energetyczna pozwalają na ocenę stanu technicznego łożysk oraz ocenę postaci i rozmiaru uszkodzeń łożysk. Ponadto stwierdzili, że funkcję gęstości prawdopodobieństwa  $E_{TK}$  można zastosować do oceny stanu łożysk. [48].

Sposób diagnozowania uszkodzeń łożyska w oparciu o połączenie TKEO z EMD<sup>1</sup>, które nazwano transformacją Teagera-Huanga THT [49] (ang. *Teager-Huang Transform*) przedstawili Li i in. Stosując śledzenie skompilowanych rzędów (ang. *computed order tracking*), niestacjonarne sygnały drgań podczas rozwoju uszkodzeń łożysk w dziedzinie czasu można przekształcić na sygnały stacjonarne w dziedzinie kątów. Rozłożenie sygnału na funkcje wewnętrznych modów pozwoliło na rozpoznanie trybów drgań współistniejących w sygnale drganiowym. Autorzy stwierdzili, że na podstawie widma THT można łatwo rozpoznać charakterystyczny okres uszkodzeń łożysk [50].

## 2.9. Analizy czasowo-częstotliwościowe

Klasyczna transformacja Fouriera przekształca sygnał z dziedziny czasu do dziedziny częstotliwości. Niestety tracona jest informacja o zmianie składu widmowego sygnału powodowanego niestacjonarnością amplitudową lub częstotliwościową występującej w czasie analizy. Techniki z dziedziny czasowo-częstotliwościowej zawierają zarówno informacje o zmianach amplitud w czasie jak i częstotliwości, co umożliwia badanie takich cech przejściowych jak uderzenia [51]. Do technik czasowo-częstotliwościowych można zaliczyć, krótkoczasową transformatę Fouriera STFT (ang. *Short-Time Fourier Transform*), transformację falkową WT (ang. *Wavelet Transform*) i dystrybucja Wignera-Ville'a WVD (ang. *Wigner-Ville Distribution*). Techniki te mają zdolność do wykrywania i diagnozowania uszkodzeń łożysk w maszynach wirujących, gdzie stosunek sygnału do szumu SNR (ang. *Signal to Noise Ratio*) jest niski i występuje duża liczba składowych sygnału [13].

Krótkoczasowa transformata Fouriera umożliwia pozyskanie informacji o tym, jak zmienia się widmo sygnału w czasie (w funkcji przesunięcia okna czasowego). Sygnał dzielony jest na mniejsze segmenty danych z zastosowaniem okna czasowego (okienkowanie). Każdy kolejny segment następnie przetwarzany jest algorytmem FFT. Krótkoczasowa transformata Fouriera definiowana jest jako [52]:

$$X_w(f, \tau) = \int_{-\infty}^{\infty} w(t, \tau)x(t)e^{-i2\pi ft} dt, \quad (2.27)$$

<sup>1</sup> EDM – ang. *Empirical Mode Decoposition* – metoda opisana w rozdziale 2.11.

gdzie:  $x(t)$  – sygnał ciągły,  
 $w(t)$  – funkcja okna czasowego,  
 $\tau$  – przesunięcie okna czasowego.

Seryasat i in. wykazali, że zastosowanie STFT pozwala na identyfikację uszkodzeń elementów łożyska poprzez porównanie spektrogramu łożysk uszkodzonych i nieuszkodzonych [53]. Liu, Cheng i Wen wykorzystali STFT w celu pominięcia wpływu fluktuacji prędkości obrotowej podczas identyfikacji częstotliwości charakterystycznych elementów łożyska. Stwierdzili, że identyfikacja tych składowych jest możliwa również bez śledzenia chwilowych wartości prędkości obrotowej [54].

Krótkoczasowa transformata Fouriera w diagnostyce łożysk znajduje również zastosowanie jako narzędzie ekstrakcji cech sygnału na potrzeby uczenia sztucznych sieci neuronowych ANN (ang. *Artificial Neural Network*) [55–57].

Innym podejściem do analizy czasowo-częstotliwościowej sygnałów jest transformacja falkowa. W odróżnieniu do transformaty Fouriera gdzie jako bazowe transformaty stosowane są funkcje *sinus* i *cosinus*, w WT funkcjami bazowymi (ang. *mother function*) mogą być dowolne funkcje. Definicję transformaty falkowej przedstawia następujący wzór [52]:

$$WT_{\psi}(a, b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \Psi^* \left( \frac{t-b}{a} \right) dt, \quad (2.28)$$

gdzie:  $\Psi(t)$  – funkcja bazowa,  
 $b$  – parametr związany z przesunięciem czasowym (ang. *translation*),  
 $a$  – parametr związany z lokalizacją w dziedzinie częstotliwości (ang. *dilation*).

Li i Ma przedstawili zastosowanie transformaty falkowej do wykrywania lokalnych defektów w łożyskach [58]. Transformata falkowa WT z natury zapewnia lokalne autodopasowanie elementarnej komórki mapy czasowo-częstotliwościowej, minimalizując problemy z osiągnięciem kompromisu pomiędzy rozdzielczością w dziedzinach czasu i częstotliwości. WT została z powodzeniem zastosowana do wykrywania okresowego wymuszenia strukturalnego generowanego przez powtarzające się impulsy wywołane przez element toczny przetaczający się przez lokalny defekt bieżni. Skuteczność metody została potwierdzona przy użyciu danych eksperymentalnych zebranych z łożysk z różnymi defektami, pracującymi pod z różnymi warunkami obciążenia [59].

Li, Ma i Hwang wykorzystali WT jako narzędzie do ekstrakcji informacji czasowo-częstotliwościowych z sygnału drganiowego, dodatkowo użyto statystycznej selekcji cech, aby odrzucić cechy zawierające mało lub pozbawione użytecznych informacji, co pozwoliło na uzyskanie podzbioru cech o znacznie zredukowanej liczbie parametrów. Takie podejście okazało się przydatne, ponieważ może znacznie zmniejszyć czas uczenia klasyfikatora ANN i zwiększyć jego zdolność do uogólniania [60].

Pewnym ograniczeniem tych metod jest zasada nieoznaczoności w myśl, której nie jest możliwe uzyskanie jednocześnie wysokiej rozdzielczości w dziedzinach czasu i częstotliwości. Zwiększenie rozdzielczości w dziedzinie czasu prowadzi do zmniejszenia rozdzielczości dziedzinie częstotliwości i na odwrót [61].

Dystrybucja Wignera-Ville'a wydaje się naruszać zasadę nieoznaczoności, dając lepszą rozdzielczość niż STFT, ale jej wadą jest występowanie interferencji pasożytniczych (członów krzyżowych, ang. *cross terms*) zarówno w dziedzinie czasu jak i częstotliwości. Interpretacja wyników WVD nie jest intuicyjna. Dystrybucja Wignera-Ville'a definiowana jest jako [52]:

$$WVD_x(t, f) = \int_{-\infty}^{\infty} x\left(t + \frac{\tau}{2}\right) x^*\left(t - \frac{\tau}{2}\right) e^{-i2\pi f\tau} d\tau. \quad (2.29)$$

Xie i in. zastosowali WVD jako narzędzie do ekstrakcji cech do klasyfikacji łożysk z zastosowaniem maszyny wektorów wspierających [62].

## 2.10. Kurtoza widmowa

W 1983 roku Dwyer zaproponował obliczenie kurtozy w dziedzinie częstotliwości FDK (ang. *Frequency Domain Kurtosis*) [63] a następnie wykorzystano ją jako uzupełnienie widmowej gęstości mocy do wykrywania losowo występujących sygnałów [64]:

$$FDK(f) = \frac{\frac{1}{N} \sum_{k=1}^{N-1} (X_k(f))^4}{\left(\frac{1}{N} \sum_{k=1}^{N-1} (X_k(f))^2\right)^2}, \quad (2.30)$$

gdzie:  $X_k$  – dyskretna transformata Fouriera (wzór 2.15).

Pagnan, Ottonello i Tacconi pokazali, że FDK może być używana jako filtr do odzyskiwania losowych sygnałów, nawet jeśli są one poważnie zakłócone przez szum [65]. Takie samo podejście stosuje się w dziedzinie czasowo-częstotliwościowej. W 1996 roku kurtozę widmową SK (ang. *Spectral Kurtosis*) zaproponował Capdevielle [66], ponownie definiując ją jako: kumulanta czwartego rzędu krótkoczasowej transformaty Fouriera. W związku z tym technikę SK można uznać za dobre, uzupełniające narzędzie analizy spektralnej w stosunku do tradycyjnej gęstości widmowej mocy [67].

Metody oparte na SK i jej modyfikacje są bezustannie rozwijane. Antoni i Randall wprowadzili koncepcję „kurtogramu”, który jak pokazano, jest szczególnie skutecznym sposobem wykorzystania SK w analizie obwiedni [68]. Kurtogram jest mapą utworzoną przez SK opartą na STFT jako funkcja częstotliwości  $f$  i okna czasowego  $\tau$ . Maksimum kurtogramu zapewnia optymalne parametry, na podstawie których można np. zaprojektować filtr pasmowoprzepustowy, jako wstęp do analizy obwiedni. Autorzy przedstawili również metodę szybkiego wyznaczania kurtogramu [69].

Barszcz i Jabłoński zaproponowali nową metodę w konsekwencji braku skuteczności SK i szybkiego kurtogramu przy niskim SNR [70]. Protrugram to metoda analizy czasowo-częstotliwościowej, której można użyć do identyfikacji optymalnych pasm częstotliwości do demodulacji sygnału WA. Metoda opiera się na transformacji falkowej i polega na obliczeniu maksimum modułu transformacji falkowej WTMM (ang. *Wavelet Transform Modulus Maxima*) dla danego sygnału. Wynikowy wykres nazywany jest protrugramem, który przedstawia wartości WTMM jako funkcję czasu i częstotliwości.

Wang i Liang zaproponowali adaptacyjną technikę SK – ASK (ang. *Adaptive Spectral Kurtosis*) w celu optymalizacji szerokości pasma filtra i zlokalizowania częstotliwości środkowej, która może być stosowana do wykrywania uszkodzeń łożysk tocznych. Ta technika jest realizowana przez rozszerzanie w prawo okna na osi częstotliwości i próbę połączenia go z kolejnymi przesuniętymi oknami. Zaproponowana metoda jest niezależna od przyjętego rodzaju okna [71]. Autorzy porównali swoją metodę z kurtogramem i protrugramem, wykazując możliwość wykrywania wielu różnych uszkodzeń jednocześnie [72].

Zaawansowane metody znalazły zastosowanie głównie w badaniach naukowych i raczej nie były implementowane w standardowych urządzeniach pomiarowych dedykowanych diagnostyce ŁT.

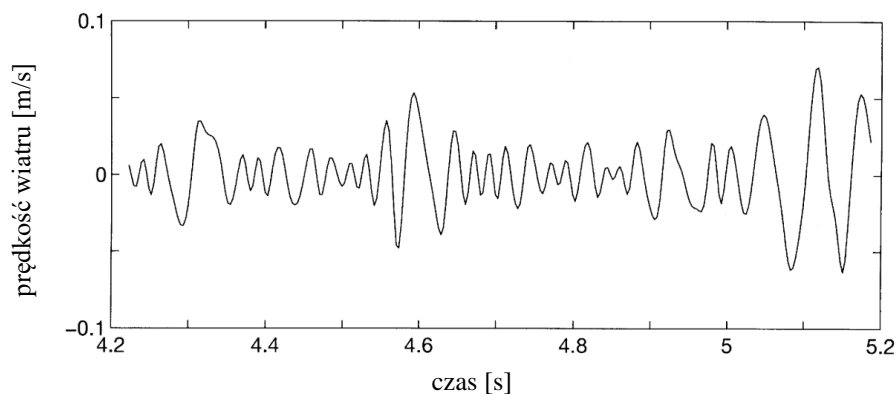


## 2.11. Metoda EMD – Empirical Mode Decomposition

Opracowana przez Huanga i in. pod koniec lat 90, empiryczna dekompozycja modów EMD (ang. *Empirical Mode Decomposition*) to technika przetwarzania sygnału oparta na danych, używana do wydobywania istotnych informacji z sygnałów niestacjonarnych i nieliniowych [73]. EMD jest dekompozycją w dziedzinie czasu, która rozkłada sygnał na funkcje wewnętrznych modów IMF (ang. *Intrinsic Mode Functions*), które reprezentują różne skale czasowe (szybkość zmian chwilowych wartości) oryginalnego sygnału. IMF jest funkcją spełniającą dwa warunki:

- w całym zbiorze danych liczba ekstremów i liczba przejść przez zero musi być równa lub różnić się co najwyżej o jeden,
- w dowolnym punkcie średnia wartość obwiedni określonej przez lokalne maksima i obwiednię zdefiniowaną przez lokalne minima wynosi zero.

Przykład takiej funkcji zaprezentowano na rysunku 2.2.



Rys. 2.2. Typowa IMF z taką samą liczbą przejść przez zero i ekstremów oraz symetrią górnej i dolnej obwiedni względem zera [73]

Algorytm EMD działa poprzez iteracyjne przesiewanie (ang. *sifting*) oryginalnego sygnału w celu wyodrębnienia średniej lokalnej i tak zwanej funkcji „szczegółowej”. Średnia lokalna reprezentuje obwiednię sygnału w danej skali czasu, podczas gdy funkcja szczegółowa przedstawia fluktuacje wokół obwiedni. Proces przesiewania jest kontynuowany, dopóki wynikowa funkcja szczegółowa nie będzie funkcją monotoniczną, którą następnie uważa się za IMF. Po dekompozycji sygnału na funkcje IMF i sygnał resztkowy, wszystkie poddawane są transformacji Hilberta. Metoda znalazła zastosowanie w diagnostyce maszyn wirnikowych [74].

Lu, Yuan i Tang przedstawili połączenie metod EDM i PCA oraz algorytm SOM (ang. Self Organizing Map) do oceny / predykcji degradacji i awarii łożysk tocznych [75]. Zademonstrowali wykonalność i skuteczność proponowanego podejścia, w którym z powodzeniem sklasyfikowano uszkodzenia łożysk.

EMD stanowił inspirację dla Smith’a, który w 2005 roku zaproponował nową metodę dekompozycji średnich lokalnych LMD (ang. *Local Mean Decomposition*) [76]. LMD to również technika przetwarzania sygnałów stosowana do analizy sygnałów niestacjonarnych. W przeciwieństwie do EMD, LMD rozkłada sygnał na funkcje IMF, które odpowiadają różnym skalom czasowym obecnym w sygnale. LMD wykorzystuje proces wyodrębniania składowych o wysokiej częstotliwości poprzez iteracyjne odejmowanie średniej lokalnej od sygnału, aż sygnał resztkowy stanie się funkcją

monotoniczną. Powstałe IMF są generalnie gładziej i ich liczba nie jest stała (w przeciwieństwie do ustalonej liczby funkcji IMF w EMD) i zależy od charakterystyki sygnału.

Jedną z zalet EMD jest to, że może rejestrować drobne szczegóły w sygnale i jest mniej wrażliwa na szum w porównaniu z LMD. Jednak ograniczeniem EMD jest mieszanie trybów [77], w wyniku którego wyodrębnione funkcje IMF są zakłócone informacjami z innych skali w sygnale. Z drugiej strony LMD jest mniej podatny na mieszanie trybów i może być bardziej odporny na obecności szumów. Metoda również znalazła zastosowanie w diagnostyce maszyn wirnikowych [78].

Natomiast Liu i in. przedstawili połączenie metody LMD z transformacją falkową w zastosowaniu do diagnostyki łożysk tocznych [79]. Połączenie tych dwóch metod pozwoliło na uzyskanie wyników lepszych niż zastosowanie samej LDM i to w krótszym czasie.

## 2.12. Pomiary niewibroakustyczne

Obok pomiarów drgań i hałasu w ramach oceny stanu technicznego łożysk (o ile jest to możliwe) wykonuje się kontrolę jakości środków smarnych i ocenę obecności w nich produktów zużycia [80]. Pomiarom WA w diagnostyce łożysk często towarzyszą też pomiary temperatury. Oba te zagadnienia są ze sobą ściśle powiązane. Zmiany temperatury wpływają na lepkość stosowanego środka smarnego [81]. To z kolei wpływa na poziom generowanych drgań, szczególnie w pasmach o wysokiej częstotliwości [82]. Tym samym wzrost temperatury wywołany czynnikiem zewnętrznym (np. niesprawne chłodzenie, przepływ prądu) powoduje spadek lepkości smaru, co przyczynia się do wzrostu chwilowych wartości skutecznych przyspieszeń i prędkości drgań [83], co może nie być związane z pogorszeniem stanu technicznego łożyska. Oczywiście wraz z postępującym pogarszaniem się stanu technicznego łożyska, rosną w nim opory ruchu i rośnie generowane w nim ciepło tarcia. Przekroczenie wartości temperatury nominalnej o 20 °C uważa się za sygnał alarmowy. Zastosowanie dodatkowego wskaźnika jakim jest temperatura jest wartościowym dodatkiem do pomiarów WA i umożliwia bardziej wiarygodną ocenę stanu technicznego łożyska. Znaczny wzrost temperatury łożysk może być obserwowany na końcowym etapie ich eksploatacji – faza termiczna [5].

Nagrzewania się łożysk podczas pracy jest zagadnieniem którym zajmuje się wiele zespołów badawczych. Najczęściej spotykanym podejściem jest pomiar kontaktowy temperatury zewnętrznego pierścienia łożyska lub obudowy łożyska. Szczegółowy przegląd kontaktowych metod pomiaru temperatury został opublikowany przez Kuzubasoglu i Bahadir'a [84]. Istnieją jednak rozwiązania, które umożliwiają uwzględnienie w pomiarze stykowym części ruchomych. Henao-Sepulveda, Toledo-Quiñones i Jia przedstawili metodę pomiaru temperatury za pomocą miniaturowego, zasilanego bateryjnie układu pomiarowego montowanego na dowolnym (również obrotowym) elemencie, który przesyła dane bezprzewodowo [85]. Zhou i in. przedstawili wyniki stykowych pomiarów temperatury pierścieni wewnętrznych i zewnętrznych w łożyskach z wykorzystaniem światłowodowych złączy obrotowych [86]. Natomiast zespół kierowany przez Scotta opracował mikroczujnik zintegrowany z koszykiem łożyska [87].

W diagnostyce łożysk wykonuje się często, ze względu na łatwość zastosowania, bezkontaktowe pomiary temperatury przy użyciu kamer termowizyjnych [88] oraz pirometrów [89]. Najważniejszym aspektem pomiarów bezkontaktowych jest określenie współczynnika emisyjności  $\epsilon$  badanych powierzchni [90]. Najnowszą metodą pomiaru temperatury, która z powodzeniem została zastosowana do pomiarów łożysk (w warunkach laboratoryjnych), jest termometria fluorescencyjna kropek kwantowych CdTe. Podstawą tej bezkontaktowej metody jest zależność między temperaturą

a parametrami widma fluorescencji (intensywność fluorescencji, szczytowa długość fali), które można zmierzyć za pomocą spektrometru. Metoda wymaga pokrycia mierzonej powierzchni warstwą fluorescencyjną [91].

### 2.13. Wybrane techniki i metody przetwarzania danych do oceny stanu łożysk

W ujęciu eksploatacyjnym diagnostyka łożysk oparta na sztucznych sieciach neuronowych ANN (ang. *Artificial Neural Network*) jest postrzegana jako zagadnienie rozpoznawania wzorców. Metody diagnozowania ŁT opisane w rozdziale 2.2. są stosowane do ekstrakcji cech z sygnałów WA, które po uzupełnieniu o informacje o uszkodzeniach mogą być wykorzystane jako zestaw danych uczących sieci neuronowych.

Skuteczność działania ANN wymaga aby metoda ekstrakcji gwarantowała, aby cechy uzyskane dla różnych klas uszkodzeń tworzyły dobrze rozdzielone skupiska w przestrzeni cech. Wydajność uzyskiwana w podejściu NN zależy w dużym stopniu od metody ekstrakcji cech.

Subrahmanyam i Sujatha podają wyniki uzyskane z dwóch podejść opartych na ANN, to jest na wielowarstwowej sieci typu *feed forward* wytrenowanej przy użyciu techniki *Error Back Propagation* (EBP) oraz sieci opartej na nienadzorowanej *Adaptive Resonance Theory-2* (ART2). Te dwie metody zostały zastosowane do automatycznego wykrywania / diagnozowania lokalnych defektów w łożyskach kulkowych. Sygnał drgań był rejestrowany dla uszkodzonych łożysk i łożysk nieuszkodzonych dla różnych prędkości i różnych obciążeń [92]. Wyodrębniono miary statystyczne sygnałów i wykorzystano je jako cechy do trenowania ANN. Wyjścia każdego neuronu oznaczały stan łożyska kulkowego. Trafność klasyfikacji techniki EBP wynosił ponad 95 %, a sieć ART2 wygenerowała bezbłędny wynik. Stwierdzono również, że sieć ART2 jest bardzo szybka.

Li i in. [93] opisali jak drgania łożysk mogą odgrywać ważną rolę w ocenie wydajności układów napędzanymi silnikami elektrycznymi. Stwierdzili oni, że dokładność urządzeń sterujących była silnie uzależniona od dynamicznych parametrów pracy łożysk silnika. Zespół, zbadał wykorzystanie amplitud częstotliwości charakterystycznych elementów łożysk do identyfikacji uszkodzeń łożysk. Następnie omówili metodę diagnozowania uszkodzeń z wykorzystaniem ANN i cech widma drgań łożysk. Wykorzystując zarówno testy rzeczywiste, jak i symulacje wykazali, że taki system może skutecznie wykrywać szereg uszkodzeń łożysk silnika elektrycznego.

Udowodniono, że sieci neuronowe są dobrymi klasyfikatorami, ale wymagają dużej liczby danych uczących. W niektórych przypadkach możliwe jest jednak wytrenowanie sieci na mniejszej liczbie przykładów [94]. Maszyny wektorów wspierających SVM (ang. *Support Vector Machines*) bazują na teorii uczenia statystycznego i skupiają się na mniejszej liczbie próbek, ponadto cechują się lepszą generalizacją<sup>1</sup> niż ANN [95].

Maszyny wektorów wspierających są rozwijane z optymalnej płaszczyzny separacji w warunkach liniowo separowalnych. Ich podstawowa zasada może być łatwo zademonstrowana na płaszczyźnie. Ogólnie rzecz biorąc, SVM próbuje umieścić liniową granicę między dwiema kategoriami danych i orientuje je w taki sposób, że odległość między granicą a najbliższym punktem danych w każdej kategorii jest maksymalna.

Yang, Tu i Cheng zastosowali widmo obwiedni funkcji IMF jako dane wejściowe do SVM w celu klasyfikacji uszkodzeń łożysk. Wykazali, że prezentowane podejście może być skutecznie stosowane

<sup>1</sup> Generalizacja to zdolność systemu uczącego się do skutecznego przetwarzania nieznanymi danych [138].

do klasyfikowania warunków pracy i wzorców uszkodzeń łożysk tocznych, nawet w przypadku małej liczby próbek [96].

Niekiedy w systemach wnioskowania diagnostycznego wykorzystuje się logikę rozmytą. Metoda logiki rozmytej opiera się na teorii zbiorów rozmytych w taki sposób, że zbiór binarny został rozszerzony o koncepcję częściowej przynależności do zbioru. Wartość funkcji przynależności mieści się w przedziale od 0 do 1 [97]. W przeciwieństwie do innych podobnych technik, zbiory rozmyte mają stopniowe przejścia pomiędzy zdefiniowanymi zbiorami, co pozwala na bezpośrednie modelowanie niepewności związanej z tymi pojęciami. Odwzorowanie danych wejściowych na wyjściowe może być rozpatrywane jako zbiór reguł IF-THEN po zidentyfikowaniu każdej zmiennej modelu za pomocą serii nakładających się zbiorów rozmytych. Proces ten jest całkowicie określony na podstawie wiedzy eksperckiej lub na podstawie danych. Niemniej jednak, modele rozmyte mają tendencję do eksplozji reguł. Liczba reguł rośnie wykładniczo, jeśli liczba zmiennych lub zbiorów rozmytych na zmienną wzrasta, co komplikuje identyfikację całego modelu w oparciu wyłącznie o wiedzę eksperta [98].

Logika rozmyta znalazła wiele udanych zastosowań, w których systemy oparte na regułach rozmytych są były budowane w oparciu o dane historyczne (kształtowanie modelu opartego na danych). Godi i in. analizowali widma drgań łożysk z wykorzystaniem logiki rozmytej i wykazali, że logika rozmyta może być skutecznie stosowana do diagnostyki uszkodzeń łożysk, jeśli dane wejściowe są odpowiednio przetwarzane [99].

W procesie wnioskowania diagnostycznego stosuje się także podejście wspierane modelem diagnozowanego systemu. W takim podejściu, układ łożysko i wał, może być modelowany tak, aby wyniki uzyskiwane z symulacji odpowiadały wartościom mierzonym dla łożyska uszkodzonego oraz łożyska bez wad. Kompleksowy model uwzględniałby także oddziaływanie wynikające np. z niewyważenia, niewspółosiowości, itp. aby uzyskać ogólną odpowiedź systemu.

McFadden i Smith opracowali model opisujący odpowiedź WA łożyska tocznego. Łożysko poddano stałemu obciążeniu promieniowemu z lokalnym defektem na bieżni wewnętrznej. Model ten był stosunkowo zaawansowany i uwzględniał wpływ prędkości obrotowej wału, geometrii łożyska, rozkładu obciążenia i transmitancji. Porównanie zmierzonych i przewidywanych widm drgań potwierdziło, że model działał zadowalająco [100].

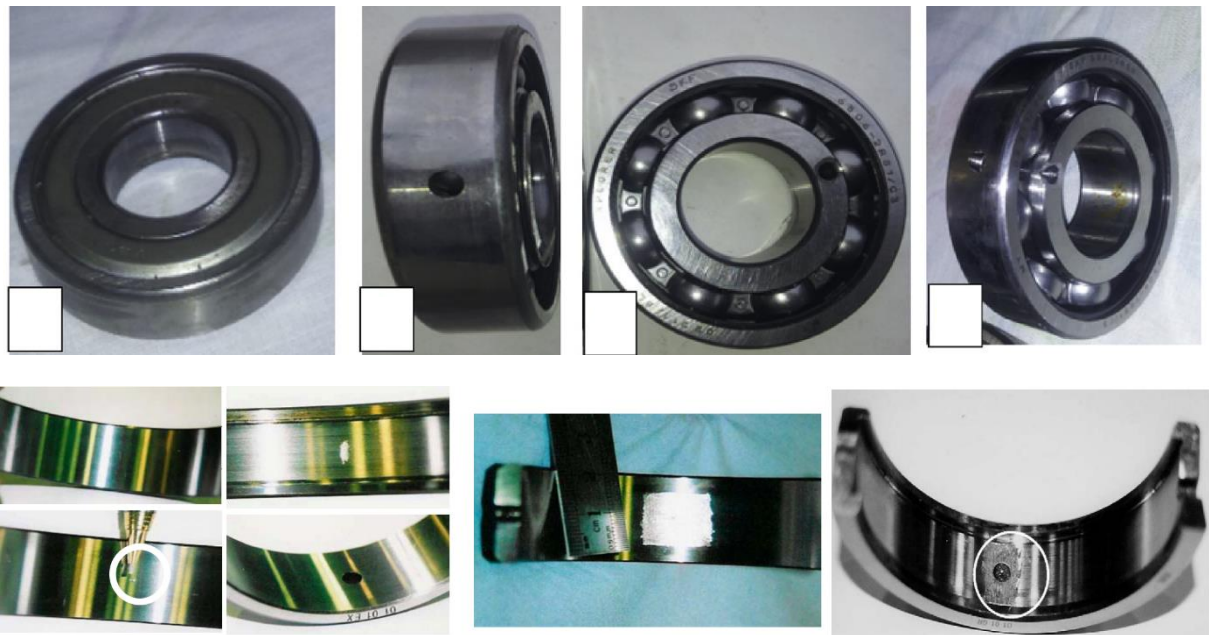
Wang i Kootsookos opracowali ogólny model sygnałów drgań emitowanych przez uszkodzone łożysko toczne. Dla niskich prędkości obrotowych wału udało się wyprowadzić funkcję obwiedni-autokorelacji (ang. *envelope-autocorrelation function*). Uproszczona wersja modelu została wykorzystana do monitorowania stanu łożysk. Porównano dane pomiarowe i symulacyjne oraz potwierdzono skuteczność zastosowania obwiedni-autokorelacji do wykrywania uszkodzeń łożysk przy niskich prędkościach [101].

Afshari i Loparo, do wykrywania uszkodzeń, opracowali jednowymiarowy model o wielu stopniach swobody wykorzystujący drgania wytwarzane przez łożyska toczne w układzie wirnik-łożysko. W tym przypadku uszkodzenia były zlokalizowane na bieżni zewnętrznej i wewnętrznej. Model oparto o sygnały przyspieszeń drgań pierścieni wewnętrzного i zewnętrznego, zostały one zdefiniowane na podstawie teorii projektowania filtrów detekcji (ang. *Detection Filter Design*). Wykazano, że dwie badane lokalizacje uszkodzeń mają dwa niezależne kierunki w przestrzeni błędów (błąd między pomiarami a wyjściem modelu detekcji). Kierunki te są stałe przy stałych obciążeniach radialnych i są zdeterminowane przez lokalizację uszkodzeń [102].

## 2.14. Podsumowanie metod diagnozowania stanu łożysk tocznych

Wszystkie wymienione i opisane w tym rozdziale metody i techniki diagnozowania łożysk należą do obszaru diagnostyki eksploatacyjnej. Diagnostyka eksploatacyjna wykorzystując wyniki pomiarów symptomów reprezentatywnych realizowanych w sposób okresowy lub ciągle wyznacza aktualny stan techniczny obiektu oraz pozwala wykryć uszkodzenia. Dlatego metody te były opracowywane i walidowane pod kątem odróżniania łożysk bez wad i łożysk uszkodzonych.

Popularnym podejściem jest pozyskiwanie sygnałów z łożysk bez wad i łożysk z intencjonalnie wprowadzonymi uszkodzeniami (eksperyment czynny [103]), które nie powstają w trakcie normalnej eksploatacji. Przykłady takich obiektów badań zestawiono poniżej na rysunkach 2.3. i 2.4.



Rys. 2.3. Przykład 1; łożyska z intencjonalnie wprowadzonymi uszkodzeniami [86, 87]



Rys. 2.4. Przykład 2; łożyska z intencjonalnie wprowadzonymi uszkodzeniami [26, 88]

Niektóre z nich z powodzeniem mogą symulować uszkodzenia powstające w warunkach eksploatacyjnych. Niemniej walidacja metody lub techniki pomiarowej w oparciu o tak przygotowane łożyska nie gwarantuje, że metoda pozwoli na wykrycie wad produkcyjnych łożysk na etapie testowania poprodukcyjnego. Niestety wady produkcyjne są źródłami niskoenergetycznych składowych sygnału WA.

Diagnostyka poprodukcyjna (kontrolna) to ostatnie ogniwo procesu produkcji, kwalifikująca obiekty jako zdadne lub niezdatne do użytkowania (eksploatacji). Wcześniej często prowadzona jest również kontrola międzyoperacyjna.

Do wad produkcyjnych łożysk tocznych możemy zaliczyć:

- wady wytwarzania, w tym:
  - chropowatość i falistość bieżni i elementów tocznych,
  - błędy kształtu, zbyt duże odchyłki okrągłości i walcowości,
  - inne błędy wymiarowe,
- wady montażu:
  - zły dobór grupy wymiarowej w metodzie selekcyjnej,
- wady materiałowe,
- inne np. drobne „zakaleczenia” powierzchni (powstające podczas montażu).

Należy tu zaznaczyć, że w zdecydowanej większości przypadków wady produkcyjne generują sygnały WA o dużo mniejszej energii niż typowe uszkodzenia eksploatacyjne (pitting, łuszczenie, pęknięcia itd.). Ich wykrycie możliwe jest przez metody pozwalające na detekcję niskoenergetycznych składowych sygnału związanych z wadami. Ponadto specyfika testowania poprodukcyjnego łożysk wymaga aby test był możliwie krótki a kryteria klasyfikacji były oparte (o ile jest to możliwe) o wartości kryterialne (wartości liczbowe).

Przegląd metod i technik diagnozowania łożysk pozwolił stwierdzić, że niektóre metody mogą być potencjalnie zastosowane w diagnostyce kontrolnej łożysk tocznych:

- Emisja akustyczna to metoda najwcześniej wykrywająca uszkodzenia ŁT, z tego powodu można założyć, że EA będzie przydatna do testowania poprodukcyjnego ŁT.
- Podstawowe metody opisane w rozdziale 2.2. mogą być bez przeszkód zastosowane do testowania poprodukcyjnego, dotyczy to sygnałów drganiowego i akustycznego.
- SPM w tradycyjnej formie zastosowany do testowania łożysk nowych skutkowałby wyznaczaniem poprawki  $dB_i$ , ale wykorzystanie rezonansu jako sposobu na wzmocnienie niskoenergetycznych składowych sygnału, generowanych przez wady produkcyjne, po odpowiedniej adaptacji może okazać się przydatne do testowania poprodukcyjnego.
- Wyznaczanie kurtozy widmowej FDK, która reaguje na zmiany w widmie spowodowane np. odpowiedzią rezonansową, podobnie jak w przypadku miar podstawowych może być potencjalnie przydatne do testowania poprodukcyjnego,
- Zastosowanie do testowania poprodukcyjnego operatora energetycznego TKEO może być tylko rozważane w ograniczonym stopniu. Właściwości tego operatora zapewniają dobrą wykrywalność chwilowych zaburzeń o wysokiej energii, które nie pojawiają się w sygnałach generowanych przez nowe ŁT.
- Zastosowanie metody REBAM do testowania poprodukcyjnego wymagałoby wykonania dedykowanej metody oprawy łożyska a interpretacja wyników podobnie jak inne zaawansowane metody wymaga specjalistycznej wiedzy, metoda nie wykazuje potencjału do testowania poprodukcyjnego.

- Metody dające wyniki w formie charakterystyk: analiza widmowa, STFT, WT, TESPAP, EDM oraz SK wymagają do interpretacji zwykle specjalistycznej wiedzy i mogłyby być stosowane jako metody uzupełniające, w ich przypadku konieczny byłby *postprocessing* w celu sparametryzowania wad i uzyskania miar liczbowych.
- Kontrola temperatury wykonana przed testowaniem mogłaby również potencjalnie być zaadaptowana jako metoda uzupełniająca.

Mając na uwadze, że celem testowania poprodukcyjnego jest klasyfikacja łożysk, konieczne jest zapewnienie warunków testowania nowych łożysk wolnych od zakłóceń zewnętrznych mogących wpływać na wyniki klasyfikacji.

Nie jest możliwe zastosowanie wartości kryterialnych zaczerpniętych z metod diagnostyki eksploatacyjnej ŁT do ich poprodukcyjnego testowania. Dlatego uzasadniony jest rozwój i adaptacja aktualnych metod eksploatacyjnych lub opracowanie nowych dedykowanych testowaniu poprodukcyjnemu.

### 3. POPRODUKCYJNE TESTOWANIE ŁOŻYSK TOCZNYCH – WYTYCZNE I UWARUNKOWANIA

#### 3.1. Wytyczne normowe do prowadzenia pomiarów

W rozdziale trzecim przedstawiono aktualne wytyczne do prowadzenia poprodukcyjnego testowania łożysk tocznych i porównano je z wytycznymi opisanymi w najstarszym patencie dotyczącym urządzenia do testowania łożysk [107]. O ile było to możliwe, zasady te zostały poddane weryfikacji w trakcie badań wstępnych prowadzonych na zestawie łożysk testowych A, których wyniki zawarto w rozdziale 3.3.

Prowadzenie pomiarów drgań łożysk tocznych na potrzeby klasyfikacji nowych łożysk nie jest pozbawione sformalizowanych wytycznych. W normie ISO 15242-1:2015 *Rollig bearings – Measuring methods for vibration – Part 1: Fundamentals* [108] zebrano zestaw wytycznych do prowadzenia takich pomiarów. Dotyczą one szeregu uwarunkowań niezbędnych do prawidłowej klasyfikacji łożysk. Norma ISO 15242-1:2015 zastąpiła normę ISO 15242-1:2004 a w 2021 została poddana pozytywnej rewizji. Natomiast wytyczne dedykowane pomiarom łożysk stożkowych można znaleźć w ISO 15242-3:2006 *Rolling bearings – Measuring methods for vibration – Part 3: Radial spherical and tapered roller bearings with cylindrical bore and outside surface* [109]. Ta część normy podobnie zastąpiła starszą wersję w tym przypadku z 2006 r.

Norma ISO 15242 zaleca by do pomiarów drgań nowych łożysk tocznych mających na celu ocenę jakości łożyska na końcowym etapie produkcji stosować przetwornik (przemieszczenia, prędkości, przyspieszenia lub siły) zamontowany na jednym z pierścieni łożyska lub na elemencie stanowiska badawczego, który jest mechanicznie sprzężony z jednym z pierścieni łożyska. Kierunek działania przetwornika pomiarowego (osiowy lub promieniowy) powinien być określony w odniesieniu do łożyska. Łożysko powinno obracać się ze stałą prędkością obrotową przy stałych warunkach obciążenia, a sygnał z przetwornika powinien być monitorowany przez zdefiniowany czas. Zebrane w ten sposób dane są następnie analizowane w celu obliczenia jednego lub większej liczby parametrów, które będą wykorzystywane do scharakteryzowania wibracji a w konsekwencji sklasyfikowania łożyska jako dobre lub wadliwe. Szczegółowe wytyczne, a także uwarunkowania prowadzenia pomiarów które są poruszone ale nie zostały jednoznacznie sprecyzowane w normach ISO 15242 są przedstawione poniżej.

W normie nie sprecyzowano czy łożyska podczas testu kontrolnego powinny pracować w układzie ruchomego wałka czy ruchomej oprawy. Jednak w normie bardziej sugeruje się pierwszą z tych opcji. Niemniej układ pracy łożysk podczas testu kontrolnego powinien być taki sam jak podczas eksploatacji. Stanowisko testowe powinno być skonstruowane tak aby nie przenosić drgań, np. pochodzących od napędu stanowiska na testowane łożysko. Sposób separacji od drgań stanowiska również nie jest jednoznacznie określony. Z dodatku C do ISO 15242, który opisuje sposób pomiaru „bicia” promieniowego i osiowego wrzeciona stanowiska testowego, może wynikać sugestia, że napęd powinien być przekazywany przez przekładnię pasową.

Dla łożysk kulkowych prędkość obrotowa wrzeciona stanowiska testowego powinna wynosić 1 800 obr/min (typowa prędkość synchroniczna dla silnika o dwóch parach biegunów zasilanego z sieci o częstotliwości 60 Hz). Natomiast dla łożysk stożkowych norma zaleca zmniejszoną prędkość obrotową – 900 obr/min. Stanowisko testowe powinno pracować ze stałą prędkością, przy czym dopuszcza się przekroczenie prędkości znamionowej o 1% i spadek poniżej prędkości znamionowej



o 2%. W ISO 15242 nie odnajdujemy sprecyzowania czy oś stanowiska testowego powinna być pozioma czy pionowa.

Obciążenie testowe powinno być skierowane w osi łożyska, dopuszczalne jest również dodatkowe obciążenie promieniowe. Norma dopuszcza odchyłkę kierunku obciążenia osiowego do  $5^\circ$  od osi łożyska. Obciążenie to powinno być tak przyłożone aby nie odbierać testowanemu łożysku swobody ruchu w kierunkach promieniowych. Obciążenie testowe zależy od nośności łożyska, która z kolei zależy od wymiarów łożyska. Zestawienie zalecanych wartości obciążenia osiowego podczas testów kontrolnych łożysk stożkowych zamieszczono w tabeli 3.1.

Tabela 3.1. Zalecane przez ISO 15242 wartości obciążenia osiowego [112, 113]

Średnica zewnętrzna łożyska		Jednorzędowe i dwurzędowe łożyska stożkowe			
		kąt działania $< 23^\circ$		$23^\circ <$ kąt działania $< 45^\circ$	
D [mm]		Obciążenie osiowe [N]			
min	max	min	max	min	max
30	50	90	110	180	220
50	70	180	220	360	440
70	100	360	440	720	880
100	140	720	880	1080	1320
140	170	1080	1320	1440	1760
170	200	1440	1760	1800	2200

Do pomiarów drgań łożysk dopuszcza się w normach przetworniki przemieszczeń, prędkości i przyspieszeń, co biorąc pod uwagę, że podstawą klasyfikacji łożysk jest pomiar drgań, znaczy ni mniej ni więcej, że dozwolone są dowolne przetworniki pomiarowe. Natomiast argumentacja: „ponieważ ciśnienie akustyczne jest proporcjonalne do sygnału prędkości na powierzchni, preferowane są czujniki prędkości” (dosłowne tłumaczenie z normy) budzi wątpliwości.

Przetwornik pomiarowy powinien pozostawać w styku z jednym z pierścieni łożyska. W takim przypadku należy zadbać o to, aby przetwornik nie wpływał na wibracje mierzonego pierścienia. Z drugiej strony, sprzężenie musi być wystarczająco sztywne (and. *rigid*), aby drgania w oczekiwanym zakresie częstotliwości zostały przeniesione. Aby to osiągnąć, zaleca się aby masa przetwornika była jak najmniejsza. Dodatkowo, należy wziąć pod uwagę występowanie rezonansu zamocowania przetwornika.

Trudno się zgodzić ze stwierdzeniem zawartym w ISO 15242, że „sygnały powinny być przedstawiane jako prędkość, ponieważ zapewnia ona najlepszą rozdzielczość w szerokim zakresie częstotliwości”. Drgania mierzonego pierścienia są skomplikowaną superpozycją przemieszczeń o różnych amplitudach przy różnych częstotliwościach. Pojedyncze wysoko energetyczne składowe mogą występować przy wyższych częstotliwościach (zwłaszcza w przypadku wadliwych łożysk), jednak generalnie amplitudy przemieszczeń maleją wraz ze wzrostem częstotliwości i osiągają jedynie kilka nanometrów przy kilku kilohercach. Wybrany przetwornik powinien zapewniać odpowiednią odpowiedź częstotliwościową. Jednak z powyższego wynika, że wysokoczęstotliwościowe pomiary przemieszczeń drgań nie będą możliwe.

Zgodnie z normą domyślną mierzoną wielkością fizyczną jest wartość skuteczna prędkości drgań,  $v_{rms}$  [ $\mu\text{m/s}$ ]. W zależności od typu łożyska kierunek pomiaru powinien być promieniowy i / lub osiowy. Zmierzone  $v_{rms}$  należy poddać filtracji pasmowej. Dalszej analizie poddawany jest sygnał w paśmie od 50 Hz do 10 000 Hz (pasmo odpowiada domyślnej prędkości obrotowej stanowiska testowego

wynoszącej 1 800 obr/min). Proponowane częstotliwości graniczne pasm pomiarowych zostały zamieszczone w tabeli 3.2.

Tabela 3.2. Pasma pomiarowe według ISO 15242 [112, 113]

Prędkość obrotowa [obr/min]	Częstotliwość obrotowa [Hz]	Pasma niskoczęstotliwościowe ( <i>low</i> )		Pasma środkowe ( <i>medium</i> )		Pasma wysokoczęstotliwościowe ( <i>high</i> )	
		$f_{low}$ [Hz]	$f_{upp}$ [Hz]	$f_{low}$ [Hz]	$f_{upp}$ [Hz]	$f_{low}$ [Hz]	$f_{upp}$ [Hz]
1 800	60	50	300	300	1 800	1 800	10 000
900	30	25	150	150	900	900	5 000

Dalej norma sugeruje, że analiza wąskopasmowa może być uzupełnieniem pomiarów w ww. pasmach częstotliwościowych. Podobnie opcjonalna wg. normy jest analiza sygnału pod kątem występowania impulsów zazwyczaj związanych z uszkodzeniem łożysk lub obecnością zanieczyszczeń w środku smarnym. W normie zawarto również informacje na temat akceptowalnych charakterystyk odpowiedzi przetwornika pomiarowego oraz o pożądanych charakterystykach filtrów pasmowoprzepustowych.

Najbardziej wątpliwe z punktu widzenia uśredniania wyników jest zalecenie dotyczące minimalnego czasu testowania łożyska, który wynosi 0,5 s w przypadku podstawowej prędkości 1 800 obr/min i 1 s dla dedykowanej łożyskom stożkowym prędkości 900 obr/min, co w każdym z przypadków odpowiada tylko 15 obrotom łożyska. Ten zalecany minimalny czas testowania powinien być poprzedzony ustabilizowaniem wskazań układu pomiarowego. Dla większości typów łożysk wymaga się aby prowadzić serie pomiarów dla różnych orientacji łożyska względem stanowiska testowego (łożyska poprzeczne z obu stron). Jednak w normie nie znajdujemy takich wymagań dotyczących łożysk stożkowych.

Ostatnim istotnym zaleceniem w normie jest informacja o pożądanej lepkości kinematycznej środka smarnego, która powinna być nie mniejsza niż 10 mm<sup>2</sup>/s i nie większa niż 100 mm<sup>2</sup>/s. Zaznaczono też, że prelubrykowane łożyska (najczęściej zamknięte pierścieniami zabezpieczającymi) powinny być testowane w stanie dostawy.

Wielokrotnie przy różnych zaleceniach zaznaczono, że konkretne warunki prowadzenia testów kontrolnym mogą / powinny być uzgadniane pomiędzy producentem a zamawiającym łożyska. Dodatkowo w normach ISO 15242-1 i 15242-3 można znaleźć informacje dotyczące urządzenia pomiarowego / stanowiska testowego oraz konieczności prowadzenia kalibracji stanowiska i układu pomiarowego.

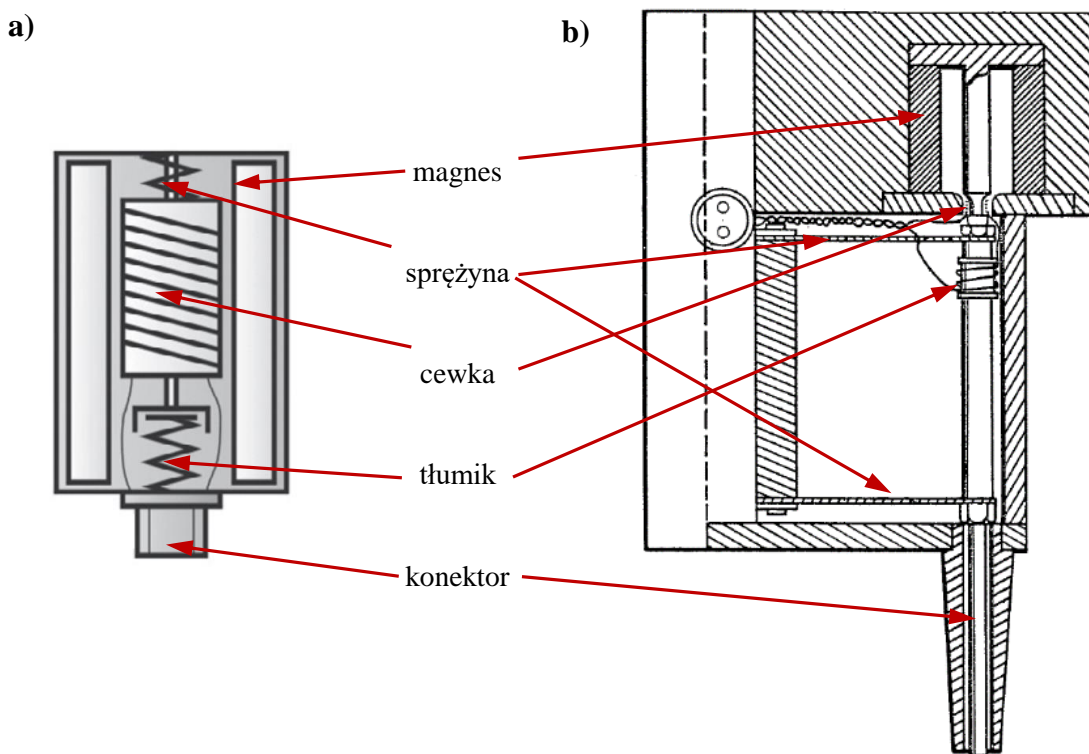
Według normy wrzeciono (wraz z trzpieniem) używane do utrzymywania i napędzania łożyska powinno być tak skonstruowane, aby z wyjątkiem przenoszenia ruchu obrotowego stanowiło sztywny układ dla obracającej się osi pierścienia wewnętrznego łożyska. Przenoszenie drgań między układem wrzeciono / trzpień a łożyskiem w paśmie pomiarowym powinno być nieznaczące w porównaniu z mierzonymi prędkościami drgań. Natomiast układ obciążenia łożyska powinien być tak skonstruowany żeby pozostawić pierścień nieruchomy (zewnątrzny) zasadniczo nieskrępowanym do wibracji w każdym kierunku.

Podsumowując wytyczne zawarte w omawianych normach, można zauważyć, że poruszają one praktycznie wszystkie aspekty prowadzenia testów poprodukcyjnych łożysk tocznych. Jednak, mając

na uwadze różnorodność typów, rozmiarów i parametrów łożysk, brak w normie jednoznacznych zaleceń.

W tym miejscu warto zaznaczyć, że obecnie obowiązujące, nieobligatoryjne normy ISO 15242-1 z 2015 r. i ISO 15242-3 2017 r. praktycznie nie różnią się od wcześniej wspomnianych, poprzedzających je i wycofanych z 2004 r. i 2006 r., z kolei nad którymi wg. Międzynarodowego Komitetu Normalizacyjnego prace rozpoczęły się w 1999 r. Co więcej zagadnienia związane z kontrolą jakości łożysk tocznych są dużo starsze ponieważ w amerykańskim patencie z 26.04.1949 r. (złożony 04.07.1944 r.) można przeczytać: „potrzeba (opracowania) aparatury do testowania i klasyfikacji niedoskonałości łożysk, a w szczególności łożysk kulkowych i wałeczkowych od dawna była dostrzegana w przemyśle łożyskowym”. Patent ten, przyznany zespołowi kierowanemu przez Ernesta J. Abbot'a, dotyczy urządzenia do testowania łożysk (ang. *Bearing Testing Device*) [107].

We wstępie do tego dokumentu autorzy opisują m.in. stosowaną wtedy metodę oceny łożysk polegającą na umieszczeniu mikrofonu w bliskim polu akustycznym pracującego łożyska i wzmacnianiu rejestrowanego sygnału. Decyzję o klasyfikacji łożyska podejmował operator urządzenia do testowania. Bezspornie taka ocena nie gwarantowała wymaganej powtarzalności. Należy jednak zwrócić uwagę, że ta metoda stanowiła uzupełnienie do zaproponowanej w tym patencie metody oceny łożysk opartej na pomiarze drgań i z niewielkimi modyfikacjami stanowi ją również obecnie. Zaproponowany w patencie pomiar drgań realizowany był z zastosowaniem indukcyjnego czujnika prędkości drgań typu „cewka w magnesie” [110]. Schemat budowy takiego czujnika przedstawiono na rysunku 3.1. Sprzężenie czujnika z łożyskiem odbywało się na zasadzie sondy pomiarowej z dociskiem zadawanym sprężyną.



Rys. 3.1. Schemat budowy; a) indukcyjny przetwornik prędkości drgań [110];  
b) rozwiązanie opatentowane przez zespół E. J. Abbot'a [107]

Indukcyjny przetwornik drgań jest przetwornikiem, którego działanie opiera się na zasadzie indukcji elektromagnetycznej. Przetwornik składa się z cewki z rdzeniem ferromagnetycznym oraz

masy drgającej – badany / mierzony obiekt. Wyróżniamy dwa warianty konstrukcyjne: cewka w magnesie i magnes w cewce, podstawową różnicą pomiędzy tymi wariantami jest odwrócenie roli stałego i ruchomego elementu przetwornika. Gdy masa drgająca ulega przemieszczeniu, zmienia się położenie cewki względem magnesu, co w efekcie powoduje zmianę indukcji magnetycznej w rdzeniu. Zmiana ta z kolei indukuje napięcie w cewce, które jest wprost proporcjonalne do prędkości z jaką przemieszcza się masa drgająca. Napięcie to może być przetwarzane przez układ elektroniczny, dzięki któremu uzyskujemy informacje na temat częstotliwości i amplitudy drgań [111]. Do zalet takiego przetwornika można zaliczyć praktyczny brak wrażliwość na drgania poprzeczne i brak konieczności zasilania [112].

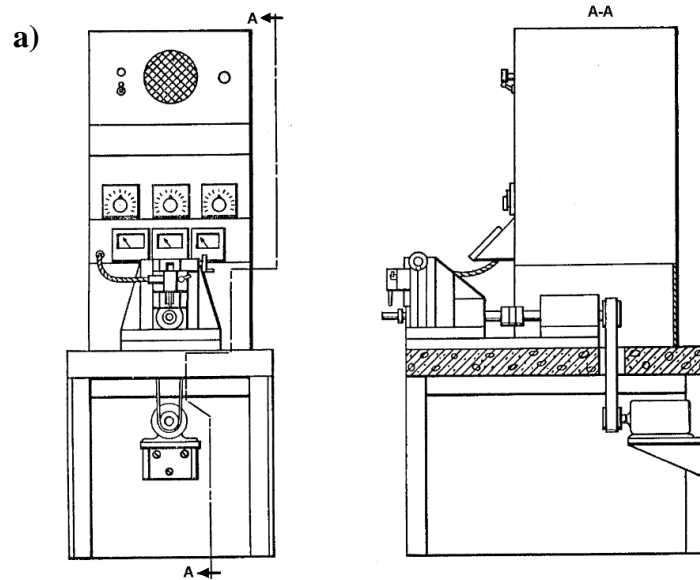
Należy zaznaczyć, że indukcyjny czujnik prędkości był w latach 40-tych XX wieku najbardziej zaawansowanym technicznie rozwiązaniem pozwalającym na pomiary drgań. Obecnie najpowszechniej stosowany w tym aspekcie akcelerometr piezoelektryczny został po raz pierwszy opracowany w 1943 r. przez P. V. Brüel'a został wykonany w oparciu o kryształ winianu potasu sodu, a jego częstotliwość rezonansowa wynosiła 2-3 kHz. Zastąpienie kryształów elementami ceramicznymi (lata 50-te) poskutkowało podniesieniem częstotliwości rezonansowej do ok. 5 kHz [e2]. Oznacza to, że w momencie złożenia patentu Abbot nie dysponował alternatywnym do indukcyjnego przetwornika prędkości drgań rozwiązaniem w postaci akcelerometru piezoelektrycznego.

Ponadto w patencie zamieszczono część wytycznych niezbędnych do prowadzenie pomiarów na potrzeby klasyfikacji nowych łożysk. W Tabeli 3.3. zestawiono porównanie wytycznych zawartych w omawianych patencie i w aktualnych normach.

Tabela 3.3. Porównanie wytycznych do prowadzenia pomiarów z patentu na urządzenia do testowania łożysk z wytycznymi zawartymi w normie ISO 15242-1 [111, 112]

	UNITED STATES PATENT 2,468,648 z 1949 r.	ISO 15242-1:2015
Rodzaj łożysk	kulkowe i wałeczkowe	kulkowe i wałeczkowe (w tym stożkowe)
Przetwornik pomiarowy	indukcyjny przetwornik prędkości	piezoelektryczny przetwornik przyspieszeń lub indukcyjny przetwornik prędkości
Wielość pomiarowa	Prędkość drgań	Prędkość drgań
Prędkość obrotowa	1 800 obr/min – z racji dostępności źródła zasilania (niemniej dopuszcza inne wartości prędkości obrotowej z przedziału 1 000 – 8 000 obr/min	sugerowane 1 800 obr/min – kulkowe, sugerowane 900 obr/min – wałeczkowe i stożkowe, dopuszczalne inne prędkości,
Pasma pomiarowe	<i>low</i> : 50 Hz – 350 Hz <i>medium</i> : 350 Hz – 1 800 Hz <i>high</i> : 1 800 Hz – 10 000 Hz dopuszcza inne wartości graniczne pasm	Dobrane do prędkości obrotowej 1 800 obr/min <i>low</i> : 50 Hz – 300 Hz <i>medium</i> : 300 Hz – 1 800 Hz <i>high</i> : 1 800 Hz – 10 000 Hz Inne pasma dla innych prędkości (proporcjonalnie)
Obciążenie	Obciążenie w kierunku osiowym ręcznie zadaje operator na pierścień zewnętrzny,	Obciążenie w kierunku osiowym zadawane na pierścień zewnętrzny, wartość siły określona w przedziałach zależnie od rozmiaru łożyska

Patent z 1949 r. nie zawiera dodatkowych informacji związanych z wymaganiami stawianymi konstrukcji stanowiska, jednakże prezentuje kompletne rozwiązanie techniczne pozwalające na prowadzenie pomiarów na potrzeby testowania i oceny łożysk. Widok urządzenia do testowania łożysk opisanego w USP 2,468,648 przedstawiono na rysunku 3.2. Łatwo dostrzec podobieństwa pomiędzy zaproponowaną w patencie konstrukcją urządzenia do testowania łożysk a obecnie oferowanymi rozwiązaniami, które zostały opisane w kolejnym rozdziale.



Rys. 3.2. Opatentowane urządzenie do testowania łożysk; a) widok z przodu; b) widok urządzenia w półprzekroju wzdłuż linii A-A (patrząc w kierunku strzałek) [107]

Konkludując, w patencie pojawiła się definicja jednostki „Anderon”, która została wprowadzona na potrzeby parametryzacji wyników testowania nowych łożysk i od tamtej pory jest w tym celu używana. „Anderon” nie znalazł poza diagnostyką kontrolną łożysk innego zastosowania. Jednostka „Anderon” jest opisana jako pochodna kątowa przemieszczenia promieniowego, co dla stałej prędkości obrotowej ma wymiar prędkości. Jeden „Anderon” jest równy w przybliżeniu  $7,7 \mu\text{m/s}$  i można to wyznaczyć ze wzoru (3.1) [113]:

$$1 [\text{Anderon}] = 2\pi \cdot 30 \sqrt{\log_2 \frac{f_h}{f_l}} [\mu\text{m/s}], \quad (3.1)$$

gdzie:  $f_h$  – górna granica pasma,  
 $f_l$  – dolna granica pasma.

Szczegółowy model matematyczny zachowania się elementów łożyska tocznego podczas ruchu i przy obciążeniu zgodnie z wytycznymi dotyczącymi testowania łożysk z USP 2,468,648 opisał Hideki Inoue, SUGAWARA Laboratories [114].

### 3.2. Urządzenia do testowania łożysk

W drugiej połowie XX wieku, w polskich zakładach produkujących łożyska toczne stosowano wiele modeli przyrządów, w których warunki prowadzenia testów były różne, ocena oparta była na innych miarach (estymatach), co w konsekwencji prowadziło do różnych wyników. W tabeli 3.4. przedstawiono zestawienie wybranych parametrów testowania łożysk na stosowanych ówczśnie w Polsce urządzeniach pomiarowych.

Tabela 3.4. Charakterystyki używanych w Polsce urządzeń pomiarowych do oceny jakości drganiowej łożysk (opr. na podstawie [115])

Przyrządy	Parametry drgań	Pasma pomiarowe [Hz]	Mierzona wartość	Obroty [obr/min]	Obciążenie pomiarowe	Rodzaj czujnika
UK-8	przyspieszenie [m/s <sup>2</sup> ]	300 – 10000	skuteczna RMS	1 500	poprzeczne mechaniczne 2 – 8 kG, osiowe ręczne	akcelerometr piezoelektryczny
UK-16	przyspieszenie [m/s <sup>2</sup> ]	50 – 300, 300 – 10 000	skuteczna RMS	1 500	poprzeczne mechaniczne 2 – 8 kG, osiowe ręczne	akcelerometr piezoelektryczny
MS-730A	prędkość [mm/s]	80 – 300 300 – 10 000	średnia AVG	1 800	nacisk czujnika 1 kG, osiowe ręczne	elektrodynamiczny czujnik prędkości
MS-610	prędkość [mm/s]	80 – 300 300 – 10 000	średnia AVG	1 800	nacisk czujnika 1 kG, osiowe ręczne	elektrodynamiczny czujnik prędkości
GWP-6	przyspieszenie [m/s <sup>2</sup> ]	70 – 360 360 – 1 900 1 900 – 10 000	średnia AVG	1 800	poprzeczne 1,5 kG, osiowe ręczne	akcelerometr piezoelektryczny
GWP-8	prędkość [dB]	70 – 360 360 – 1 900 1 900 – 10 000	średnia AVG	1 800	poprzeczne 1,5 kG, osiowe ręczne	akcelerometr piezoelektryczny

Z przedstawionych w tabeli danych wynika, że wszystkie wymienione urządzenia pozwalały na prowadzenie testów częściowo zgodnie z wytycznymi zawartymi zarówno w patencie United States Patent 2,468,648 jak i w aktualnych normach ISO 15242. Podstawową różnicą pomiędzy parametrami wymienionymi w tabeli a zaleceniami opisanymi w poprzednim rozdziale są pasma pomiarowe.

Kowalak i Cempel przeprowadzili eksperyment poddając ocenie jakości zestaw łożysk kulkowych na wszystkich wymienionych w tabeli urządzeniach. Stwierdzili, że przyrządy używane ówczśnie do oceny łożysk nie dają identycznych wyników. Zastrzegając, że jeżeli wielkość pomiarowa, mierzona wartość i pasmo pomiarowe są takie same to można by oczekiwać identycznych wyników otrzymanych z zastosowaniem różnych urządzeń. Zasugerowali ponadto, że pomiary należy prowadzić w szerszym paśmie częstotliwości – od 10 Hz do 20 kHz [115].

Obecnie na rynku dostępnych jest szereg urządzeń dedykowanych testowaniu łożysk tocznych. Podstawowe parametry dostępnych w sprzedaży urządzeń zestawiono dla porównania w tabeli 3.5. W porównaniu do wcześniej wymienionych krajowych urządzeń te produkowane są za granicą i wszystkie z nich pozwalają na testowanie łożysk zgodnie z ISO 15242.

Tabela 3.5. Porównanie parametrów prowadzenia testów na obecnie dostępnych urządzeniach do testowania łożysk tocznych

Urządzenie	Rodzaj przetwornika	Mierzona wielkość	Pasma pomiarowe [Hz]	Mierzona wartość	Obroty [obr/min]	Obciążenie pomiarowe [N]
MVH 90E MVH 200EL (SKF)	piezoelektryczny przetwornik przyspieszeń MEA 200	prędkość drgań	50 – 300 300 – 1 800 1 800 – 10 000 lub (MVH 200)	skuteczna i szczytowa [ $\mu\text{m/s}$ ] lub [anderon]	1 800	osiowo 30 – 200 promieniowo 80 – 350/400
MVH 90EL MVH 200EL (SKF)	wibrometr laserowy MSL-7100	prędkość drgań	20 – 120 120 – 700 700 – 4 000		1 800 lub 700	osiowo 100 – 900 promieniowo 140/150 – 650/750
MEA Bearing Tester	indukcyjny przetwornik prędkości	prędkość drgań	50 – 300 300 – 1 800 1 800 – 10 000	anderon	1 800	ręczne
Anderometr Precision Devices	przetwornik prędkości	prędkość drgań	50 – 300 300 – 1 800 1 800 – 10 000	anderon	1 800	osiowo do 45 kG (100 lbs)
SP-180M Diamech	przetwornik prędkości	prędkość drgań	50 – 300 300 – 1 800 1 800 – 10 000 lub inne w zależności od obrotów	poziom drgań [dB]	do 3 000	Osiowo i promieniowo do 2 800
BVT-8S Ningbo Yirong Electromechanical Technology	przetwornik przyspieszeń	prędkość i przyspieszenie drgań	50 – 300 300 – 1 800 1 800 – 10 000 lub 25 – 150 150 – 900 900 – 5 000	skuteczna i szczytowa	900 lub 1 800	osiowo 100 – 2 500 promieniowo 300 – 1 000

Tabela nie zawiera wszystkich produktów oferowanych przez producentów. Większość z nich oferuje kilka różnych modeli pozwalających na testowanie łożysk o różnych wymiarach. W takim wypadku różnice w budowie urządzeń związane są z rozmiarem urządzenia, mocą napędu i zakresem możliwego obciążenia. Dla potwierdzenia w pierwszych wierszach tabeli zamieszczono 4 różne modele oferowane przez SKF. Widoki wymienionych w tabeli 3.5. urządzeń zamieszczono na rysunku 3.3.



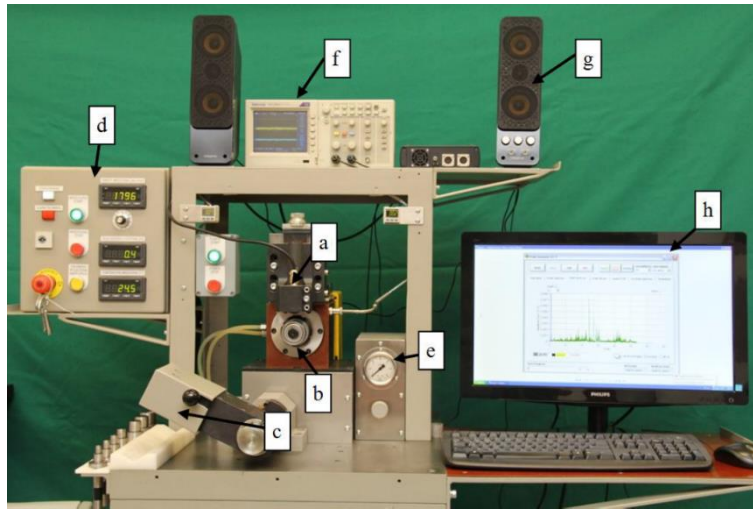
Rys. 3.3. Widoki wybranych, obecnie dostępnych na rynku urządzeń do testowania łożysk;

- a) MEA Bearing Tester [e3]; b) SP-180M [e4]; c) MVH 90EL [116];  
d) BVT-8S [e5]; e) Precision Devices Anderometer [e6]; f) MVH 90E [116]

Trzeba zaznaczyć, że niektóre z wymienionych urządzeń wyposażone są w oprogramowanie pozwalające na rozszerzoną parametryzację mierzonych wielkości. Na przykład oprogramowanie FMP (SKF) obok wyznaczenia wartości prędkości drgań w pasmach zgodnych z ISO 15242 umożliwia podgląd widma w całym paśmie pomiarowym. Dodatkowo na podstawie widma obwiedni sygnału oblicza się wartości skuteczne w wąskich pasmach wokół częstotliwości charakterystycznych elementów łożyska (patrz rozdział 2.6.) obliczanych na podstawie danych geometrycznych każdego elementu łożyska. Natomiast oprogramowanie urządzenia SP-180M dodatkowo umożliwia pomiar przyspieszeń drgań (również w pasmach zgodnych z ISO 15242).



Konstruowane są też niekomercyjne urządzenia dedykowane pomiarom łożysk. Adamczak i in. opisali urządzenie skonstruowane w Laboratorium Badań Łożysk na Politechnice Świętokrzyskiej w Kielcach [117]. Widok stanowiska zaprezentowano na rysunku 3.4.



Rys. 3.4. Urządzenie do pomiaru poziomu drgań, Anderometr STPPD;  
 a) sonda pomiarowa; b) wrzeciono; c) obciążenie osiowe (ciśnienie powietrza); d) panel sterowania;  
 e) miernik; f) oscyloskop; g) głośniki; h) sterowanie i analiza danych [117]

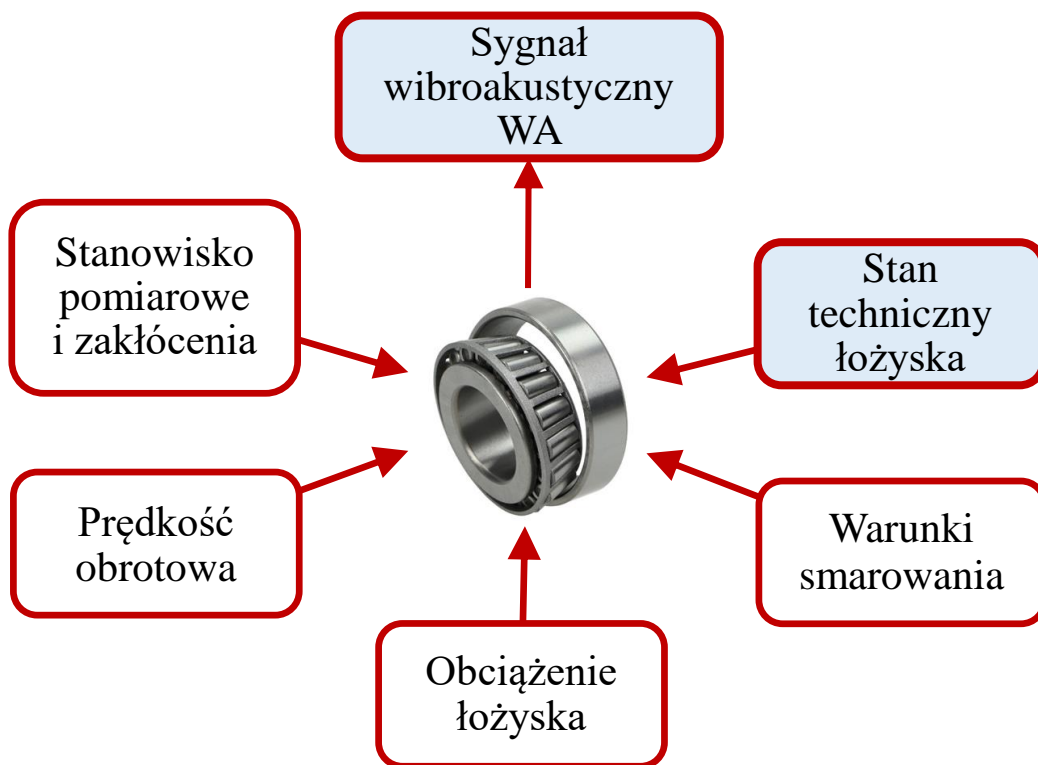
Anderometr STPPD wykonano w oparciu o wytyczne z ISO 15242. W ramach swoich badań zespół porównał wyniki testów łożysk kulkowych przeprowadzonych na własnym stanowisku z wynikami uzyskanymi na urządzeniu MVH 90 (SKF). Stwierdzono, że uzyskane wyniki są porównywalne. Biorąc pod uwagę, że wielkość pomiarowa, mierzona wartość i pasma pomiarowe były w tym przypadku jednakowe to potwierdza to postulat Kowalak i Cempla [117].

### 3.3. Weryfikacja wytycznych do prowadzenia poprodukcyjnej kontroli łożysk

#### 3.3.1. Podział czynników wpływających na sygnały WA generowane przez łożyska

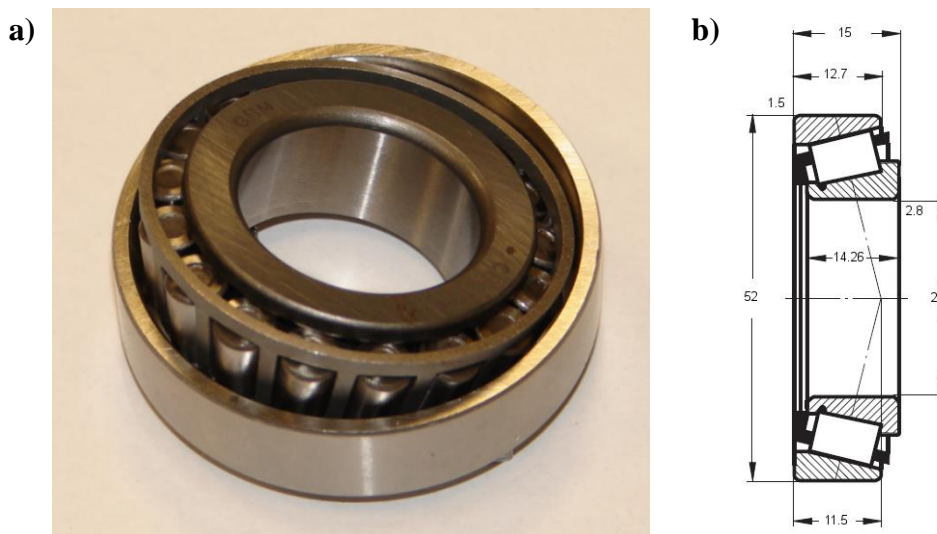
W przypadku braku innych oddziaływań na sygnały WA generowane przez łożysko wpływałby jedynie jego stan. Biorąc pod uwagę podstawowe informacje dotyczące łożysk tocznych [5, 34] a także przedstawione wcześniej zalecenia do prowadzenia pomiarów na potrzeby klasyfikacji nowych łożysk tocznych, można wyróżnić cztery podstawowe kategorie czynników (rysunek 3.5.) wpływających na sygnał WA generowany przez testowane ŁT:

- warunki smarowania,
- obciążenie łożyska,
- prędkość obrotowa,
- stanowisko pomiarowe i zakłócenia zewnętrzne.



Rys. 3.5. Kategorie czynników wpływających na sygnał WA generowany przez testowane łożysko toczne [opr. autor]

W ramach weryfikacji dla każdej z tych kategorii (grupy czynników), zostały przeprowadzone testy mające na celu określenie najkorzystniejszych warunków prowadzenia pomiarów na potrzeby poprodukcyjnej klasyfikacji stożkowych łożysk tocznych. Ten zakres prac obejmujący doprecyzowanie metodyki testowania ŁT związany jest z realizacją jednego z głównych celów pracy. W tym etapie prac (badania wstępne) wykorzystano zestaw testowy A, w którym znalazło się 50 szt. nowych, bez wad produkcyjnych łożysk stożkowych CBK 171. Widok łożyska CBK 171 oraz jego wymiary zaprezentowano na rysunku 3.6.



Rys. 3.6. Łożysko stożkowe CBK 171; producent – PBF Kraśnik S.A.; a) widok [fot. autor]; b) wymiary [e7]

Natomiast podstawowe dane łożyska CBK 171 zamieszczono w tabeli 3.6.

Tabela 3.6. Dane techniczne łożyska CBK 171 [e7]

Typ łożyska	CBK 171 (PBF Kraśnik) / 63174 (SKF)
kategoria	łożyska specjalne stożkowe, jednorzędowe
średnica wewnętrzna – $d$	26 mm
średnica zewnętrzna – $D$	52 mm
wysokość – $B, T, H$	15 mm
masa	140 g
nośność dynamiczna	27,2 kN
nośność statyczna	29,3 kN
obroty graniczne (środek smarny – smar)	ok. 11 000 obr/min
obroty graniczne (środek smarny – olej)	ok. 14 000 obr/min
liczba elementów tocznych	17

Do 10 szt. łożysk intencjonalnie wprowadzono uszkodzenia. Uszkodzenia elementów łożysk wykonano piaskując fragmenty bieżni zewnętrznych lub elektroerozyjnie. Uszkodzenia elektroerozyjnie wprowadzono również na fragmentach bieżni zewnętrznych łożysk ale też na elementach tocznych i bieżni wewnętrznej. Piaskowanie miało na celu symulację wad produkcyjnych polegających na nieodpowiedniej geometrii (chropowatość) bieżni. Widok wybranych, intencjonalnie uszkodzonych łożysk CBK 171 zamieszczono na rysunku 3.7.



Rys. 3.7. Wybrane, uszkodzone łożyska z zestawu łożysk A [fot autor]

Wprowadzone uszkodzenia miały różną intensywność i obejmowały różne fragmenty bieżni. Opis wprowadzonych uszkodzeń łożysk przedstawionych na rysunku 3.7. zamieszczono w tabeli 3.7.

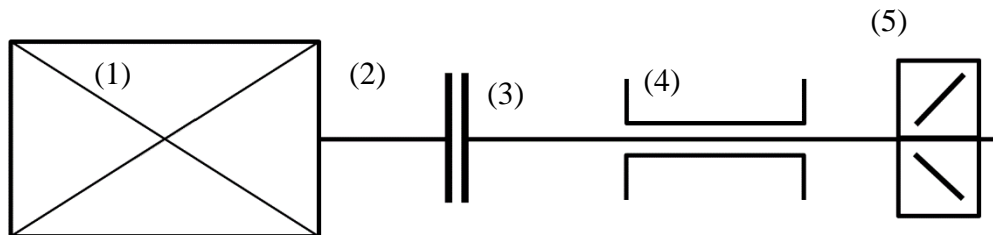
Tabela 3.7. Opis uszkodzeń łożysk z zestawu testowego A [48]

Oznaczenie	Uszkodzony element	Rodzaj uszkodzenia	Rozmiar uszkodzenia	Szerokość uszkodzenia [mm]	Głębokość uszkodzenia [ $\mu\text{m}$ ]
N00	bieżnia wewnętrzna	elektroerozyjne	lokalne	0,5	nie dotyczy
N19	element toczny	elektroerozyjne	lokalne	1	nie dotyczy
N14	bieżnia zewnętrzna	elektroerozyjne	lokalne	2	ok. 85
N17	bieżnia zewnętrzna	elektroerozyjne	szerokie	11	ok. 50
N03	bieżnia zewnętrzna	elektroerozyjne	rozległe	cała bieżnia	ok. 50
N12	bieżnia zewnętrzna	piaskowanie	lokalne	3	ok. 12
N01	bieżnia zewnętrzna	piaskowanie	szerokie	11	ok. 12
N16	bieżnia zewnętrzna	piaskowanie	rozległe	cała bieżnia	ok. 13

Wprowadzone uszkodzenia nie miały za zadanie symulowania zużycia się łożysk, miały jedynie stanowić źródło sygnału do porównania. Zostały wykorzystane w kilku seriach badań wstępnych.

### 3.3.2. Stanowisko pomiarowe

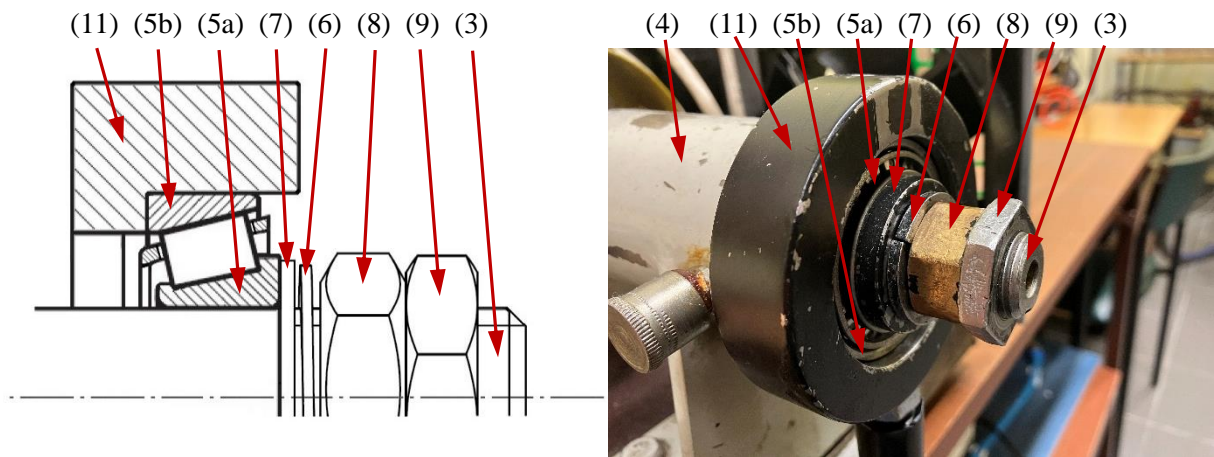
Testowane łożyska montowane były na stanowisku w Laboratorium Diagnostyki Systemów w Instytucie Mechaniki Stosowanej Politechniki Poznańskiej. Napęd stanowiska stanowi asynchroniczny silnik elektryczny (1) o dwóch parach biegunów, mocy 600 W i prędkości obrotowej ok. 1470 obr/min. Na wale silnika zamocowane jest sprzęgło podatne (2) przenoszące moment na wrzeciono (3), który podparty jest na łożysku ślizgowym (4). Na końcu wrzeciona montowane jest testowane łożysko stożkowe (5). Schemat kinematyczny stanowiska zamieszczono, na rysunku 3.8.



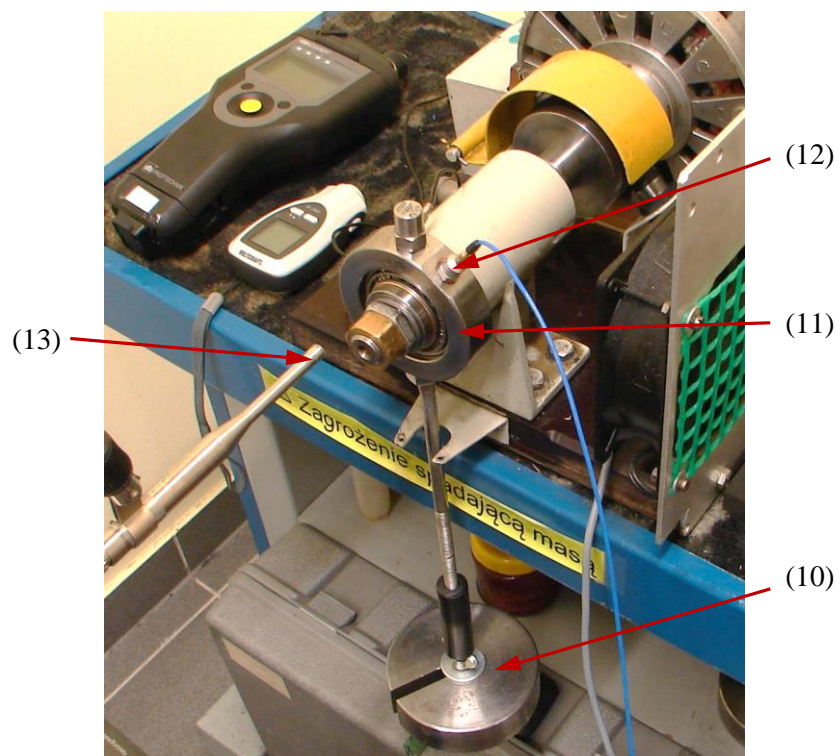
Rys. 3.8. Schemat kinematyczny stanowiska LDS [opr. autor]

Obciążenie łożyska stożkowego (5) w kierunku osiowym odbywa się poprzez podkładkę sprężynującą (6), która dociśnięta jest do pierścienia wewnętrznego łożyska (5a) poprzez podkładkę dociskającą (7) i nakrętkę sześciokątną (8). Stałe położenie nakrętki podczas testów gwarantuje kolejna nakrętka kontruująca (9). Obciążenie w kierunku promieniowym realizowane jest poprzez podwieszenie ciężaru (10) na oprawce (11) testowanego łożyska, w której ciasno spasowany jest jego pierścień zewnętrzny (5b). Przyłożone obciążenie osiowe przede wszystkim wybiera luz w testowanym łożysku stożkowym. Schemat montażu łożyska i jego obciążenia osiowego zamieszczono na rysunku 3.9. Widok całego stanowiska zamieszczono na rysunku 3.10.





Rys. 3.9. Sposób obciążania testowanego łożyska [opr. i fot. autor]



Rys. 3.10. Widok stanowiska LDS do testowania łożysk stożkowych [fot. autor]

Do rejestracji drgań na oprawce (11) zamontowano piezoelektryczny przetwornik przyspieszeń drgań – akcelerometr (12) ICP<sup>®</sup> model M352A60 PCB<sup>®</sup> Piezotronics. Dane techniczne przetwornika zamieszczono w tabeli 3.8.

Tabela 3.8. Dane techniczne akcelerometru M352A60 PCB [3]

Parametr	Wartość [jednostki imperialne]	Wartość [układ SI]
producent	PCB Piezotronics	
kategoria	ICP® ACCELEROMETER	
model	M352A60, SN: 87686	
czułość (±15 %)	10 mV/g	1.02 mV/(m/s <sup>2</sup> )
zakres pomiarowy	±500 g	± 4 905 m/s <sup>2</sup>
zakres częstotliwości (±3 dB)	5 do 60 000 Hz	
częstotliwość rezonansowa	≥95 kHz	
nieliniowość	≤1 %	
czułość poprzeczna	≤5 %	
zakres temperatury pracy	-65 do 250 °F	-54 do +121 °C
maksymalny szum widmowy (10 Hz)	160 µg/√Hz	1 570 (µm/s <sup>2</sup> )/√Hz
element pomiarowy	ceramiczny	
sposób montażu	M6 × 0,75	

Do pomiarów ciśnienia akustycznego zastosowano mikrofon pola swobodnego G.R.A.S. 40BF (13) współpracujący z przedwzmacniaczem G.R.A.S. 26AK (SN: 82551). Mikrofon ustawiono w osi stanowiska w odległości około 100 mm od testowanego łożyska. Dane techniczne mikrofonu zamieszczono w tabeli 3.9.

Tabela 3.9. Dane techniczne mikrofonu G.R.A.S. 40BF [4]

Parametr	Wartość
producent	GRAS Sound & Vibration
kategoria	Polarized Free-field Microphone / polaryzowany mikrofon pola swobodnego
model	40BF, SN: 182173
czułość (±3db)	4 mV/Pa
zakres pomiarowy	-30dB(A) do 35dB(A), górną granicę ograniczoną ze względu na przedwzmacniacz
zakres częstotliwości (±3 dB)	10 do 40 000 Hz (±1dB) 4 do 100 000 Hz (±2dB)
częstotliwość rezonansowa	100 kHz
górną granicę zakresu dynamicznego	163 dB
zakres temperatury pracy	-40 do 550 °C
napięcie zasilania	200 V
waga	1,75 g

Mikrofon podłączono do wzmacniacza kondycjonującego NEXUS typu 2690-A-0S2 [118]. Przetwornik przyspieszeń i mikrofon połączono do modułu akwizycji danych VIBDac 4+, który współpracował ze stacją roboczą z oprogramowaniem DASYLab<sup>1</sup>. Częstotliwość próbkowania tego modułu była w przybliżeniu równa 96 kHz, co pozwala na analizę sygnału do częstotliwości ok. 48 kHz.

<sup>1</sup> DASYLab – Data Acquisition System Laboratory – oprogramowanie pomiarowe dostarczane przez firmę measX – Measurement System Experts to graficzne środowisko do tworzenia aplikacji pomiarowo-analizujących

Do wzorcowania toru pomiarowego przyspieszeń drgań zastosowano wzorcowe źródło drgań o wartości skutecznej przyspieszeń  $10 \text{ m/s}^2$  – Kalibrator K-10 (producent Emson-Mat, model RPT-97, numer seryjny 105/2003). Wzorcowanie toru pomiarowego wykonywano przed i po przeprowadzeniu pomiarów.

Do wzorcowania toru pomiarowego ciśnienia akustycznego zastosowano wzorcowe źródło dźwięku o nominalnej częstotliwości  $1\,000 \text{ Hz}$  i nominalnym poziomie ciśnienia akustycznego  $94 \text{ dB}$  – kalibrator akustyczny KA-10 (producent SONOPAN, numer seryjny 363). Wzorcowanie toru pomiarowego wykonywano przed i po przeprowadzeniu pomiarów.

### 3.3.3. Smarowanie

Istotnym czynnikiem wpływającym na sygnał WA łożyska poddanych weryfikacji są warunki smarowania. W tym aspekcie ISO 15242 zaleca stosowanie olejów o lepkości kinematycznej z zakresu od  $10 \text{ mm}^2/\text{s}$  do  $100 \text{ mm}^2/\text{s}$ . Konieczne było zweryfikowanie tych zaleceń.

W pierwszym podejściu porównano wartości skuteczne przyspieszeń drgań łożysk smarowanych różnymi środkami smarnymi:

- A – olej silikonowy ART.AGT-015 – *Ag TermoPasty*,
- B – olej hydrauliczny Hydrol L-HL 22 – *Orlen Oil*,  
wg. PN-EN ISO 6743-4:2015<sup>1</sup> [119]; L-HL oznacza olej hydrauliczny (kategoria ta obejmuje rafinowane oleje mineralne), który został wzbogacony inhibitorami korozji oraz utleniania, 22 – lepkość kinematyczna w temp.  $40 \text{ }^\circ\text{C}$ , wg ISO 3448 od  $19,8 \text{ mm}^2/\text{s}$  do  $24,2 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,
- C – olej przekładniowy HIPOL GL-4 80W-90 – *Orlen Oil*,  
wg. PN-ISO 6743-6:2020-06<sup>2</sup> [120]; GL-4 oznacza olej przekładniowy z dużą ilością dodatków uszlachetniających, oznaczenie 80W-90 wg. SAE J 306 temperatura płynięcia  $-30 \text{ }^\circ\text{C}$ , wskaźnik lepkości 120 – lepkość kinematyczna w temp.  $40 \text{ }^\circ\text{C}$  od  $137 \text{ mm}^2/\text{s}$  do  $144 \text{ mm}^2/\text{s}$ ,
- D – smar uniwersalny MOBILUX EP-2 – *MOBIL*, klasa NGLI 2,  
wg. PN-EN ISO 6743-9:2009<sup>3</sup> [121]; klasa 2 wyraża względną twardość środka smarnego odpowiada tłuszczom używanym do smarowania np. masło orzechowe,
- E – smar długotrwały LZR 2 – *KAJO*, klasa NGLI 2, KP2 K-30, wg. DIN 51825:2004<sup>4</sup> [122];  
K – Smar plastyczny oparty na oleju mineralnym lub syntetycznym z danym zagęszczaczem,  
P – Smary dobrze zachowujące się pod dużym obciążeniem, 2 – analogicznie do NGLI,  
K-30 – maksymalna temperatura pracy  $120 \text{ }^\circ\text{C}$ , minimalna temperatura pracy  $-30 \text{ }^\circ\text{C}$ ,
- F – smar wysokociśnieniowy z  $\text{MoS}_2$  – *KAJO*, klasa NGLI 2, KP2 K-30,
- G – smar miedziowy W123 – *K2*; klasa NGLI 2.

Przed każdym testem łożyska poddano starannej procedurze przygotowawczej. Polegała ona na czyszczeniu w myjce ultradźwiękowej w nafcie (3 min.) i płukaniu w benzynie ekstrakcyjnej. Procedura czyszczenia powtarzana była dwukrotnie.

Testom poddano trzy uszkodzone łożyska CBK 171 oraz trzy łożyska nieuszkodzone z zestawu łożysk testowych A. Szczegółowe wyniki testów zawarto w pracy pt. *The influence of the lubrication on the vibroacoustic signal generated by rolling bearings* [123]. Przebieg zmian chwilowych wartości

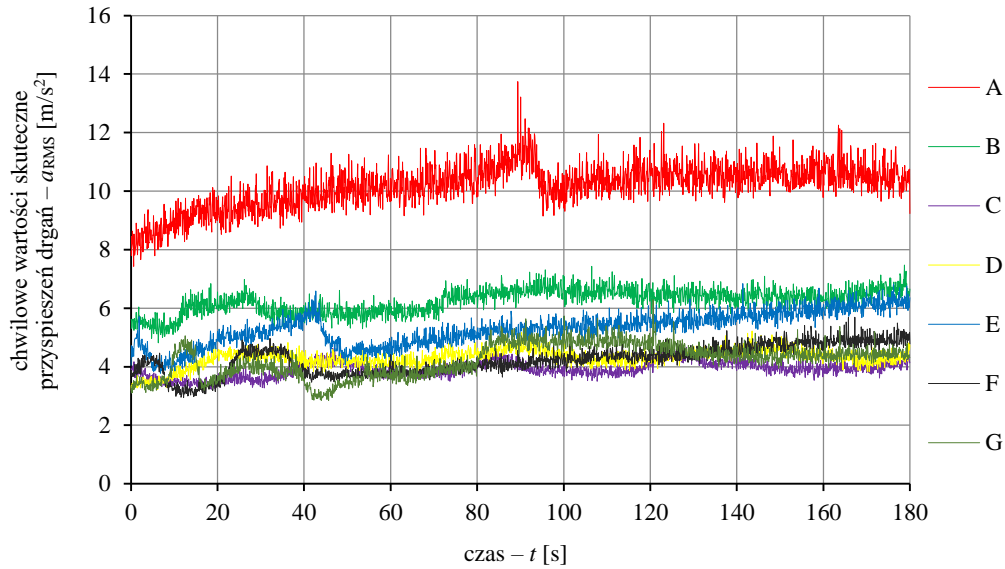
<sup>1</sup> PN-EN ISO 6743-4:2015 Środki smarowe, oleje przemysłowe i produkty podobne (klasa L) -- Klasyfikacja -- Część 4: Grupa H (Układy hydrauliczne)

<sup>2</sup> PN-ISO 6743-6:2020-06 Część 6: Grupa C (systemy przekładni)

<sup>3</sup> PN-EN ISO 6743-9:2009 Grupa X (Smary plastyczne)

<sup>4</sup> DIN 51825:2004<sup>4</sup> Lubricants – Lubricating greases K – Classification and requirements

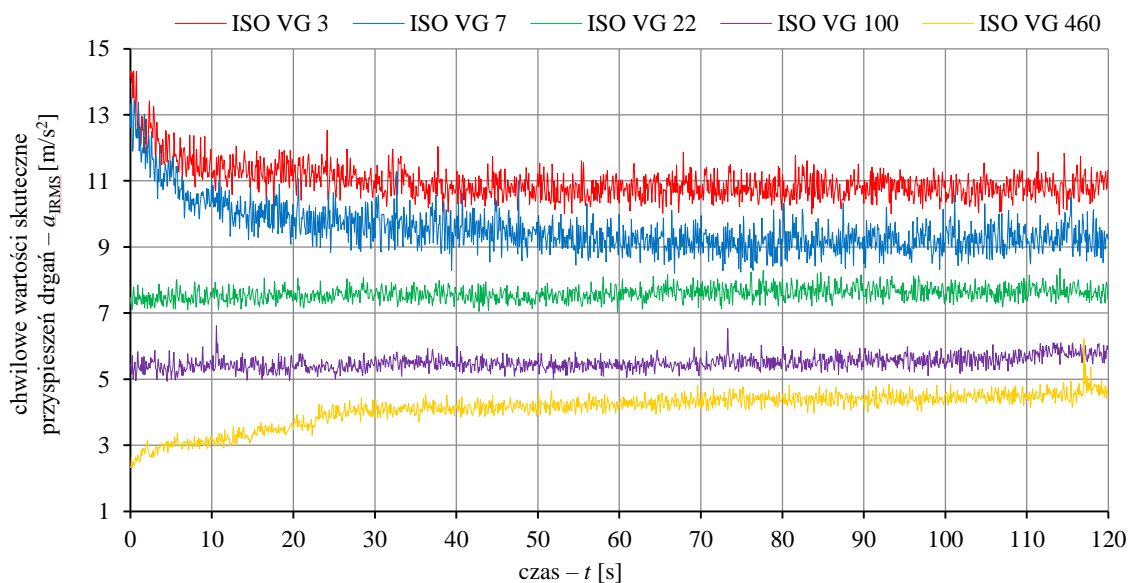
skutecznych przyspieszeń drgań zarejestrowanych podczas testowania nieuszkodzonego łożyska zamieszczono rysunku 3.11.



Rys. 3.11. Zarejestrowane przyspieszenia drgań nieuszkodzonego łożyska pracującego z zastosowaniem różnych środków smarnych [opr. autor]

Na podstawie pierwszej serii testów stwierdzono, że wyłącznie oleje o niskiej lepkości kinetycznej w niewielkim (akceptowalnym) stopniu maskują defekty i uszkodzenia ŁT widoczne w sygnale WA generowanym przez łożysko.

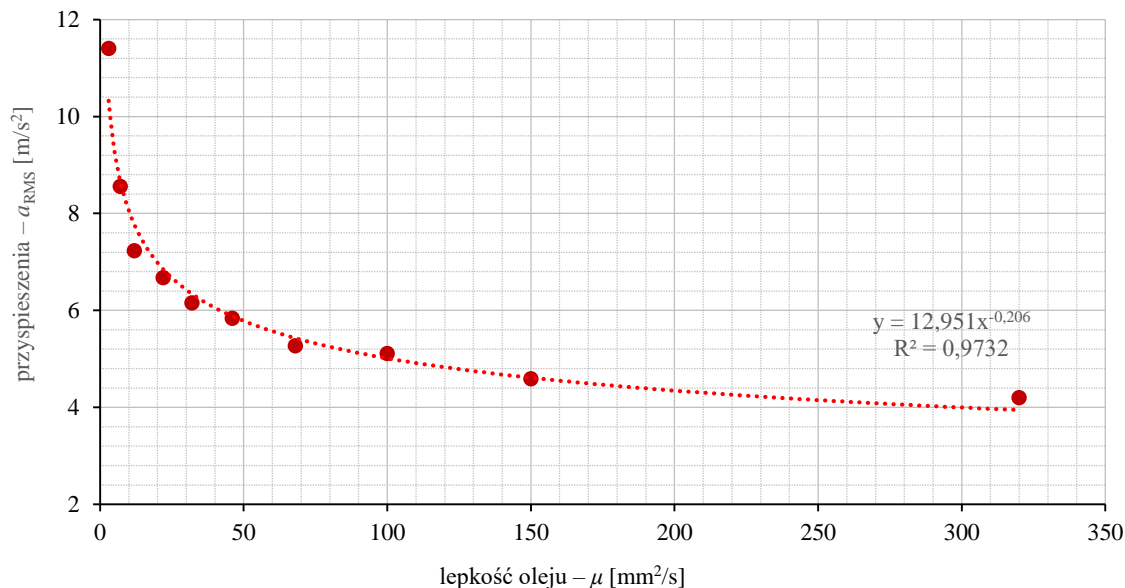
Kolejnym testom poddano 10 łożysk bez wad. W tym przypadku każde z łożysk testowano z zastosowaniem 12 olejów o różnej lepkości kinetycznej (od ISO VG 3 do ISO VG 460). Szczegółowe wyniki testów zawarto w pracy *The influence of kinematic viscosity of a lubricant on broadband rolling bearing vibrations in amplitude terms* [82]. Na rysunku 3.12. przykładowo przedstawiono chwilowe wartości przyspieszeń drgań jednego z testowanych łożysk smarowanego wybranymi olejami.



Rys. 3.12. Porównanie przebiegów zmian chwilowych wartości skutecznych przyspieszeń drgań wybranego łożyska (pasmo do 48 kHz) w zależności od zastosowanego środka smarnego [opr. autor]



Przeprowadzone testy pozwoliły stwierdzić, że wzrost lepkości zastosowanego środka smarnego powoduje spadek wartości przyspieszeń drgań w aspekcie pomiarów szerokopasmowych, a zatem prowadzi to do maskowania potencjalnych wad produkcyjnych. Zależność ta ma charakter potęgowej i została zaprezentowana na rysunku 3.13.



Rys. 3.13. Zależność przyspieszeń drgań łożysk od lepkości kinematycznej zastosowanego oleju [opr. autor]

Dużą wrażliwością na zmianę lepkości zastosowanego oleju wykazała się uśredniona (dla zestawu łożysk testujących i 120 sekundowego czasu testowania) wartość skuteczna  $\bar{a}_{RMS}$ . Można założyć, że miara ta jako operator całkowy, dobrze odzwierciedla obecność składowych mono-/poliharmonicznych i / lub losowych o charakterze szumowym w sygnale WA. Co więcej tak wyznaczona  $\bar{a}_{RMS}$  wykazuje małą wrażliwość na obecność zjawisk o charakterze impulsowym. Ponadto stwierdzono, że wzrost lepkości zastosowanego środka smarnego w większym stopniu będzie maskować niskoenergetyczne składowe sygnału związane ze stanem powierzchni (chropowatość) i błędami kształtu (falistość) niż lokalne wady bieżni i elementów tocznych.

Jednakże, jak można to zauważyć na rysunku 3.12. w początkowej fazie testu (do ok. 30-stej, sekundy) obserwowalne są dwa typy trendów: malejący w przypadku zastosowania olejów o najmniejszej lepkości lub rosnący w przypadku zastosowania olejów dużej lepkości. Przyczyną spadku  $a_{IRMS}$  w pierwszej fazie testu było prawdopodobnie nierównomierne rozproszczenie środka smarnego o małej lepkości przed rozpoczęciem testu, natomiast wpływ na wzrost chwilowych wartości przyspieszeń drgań łożysk smarowanych olejami o dużej lepkości miał wzrost temperatury w tej fazie, który zmniejsza lepkość kinematyczną.

Dodatkowo analizując wykres zmian chwilowych wartości skutecznych przyspieszeń drgań  $a_{IRMS}$  można zauważyć, że wartości poza fazą początkową oscylują wokół wartości średniej. Dlatego porównano również odchylenia standardowe wartości  $a_{IRMS}$  dla testowanych olejów. W tabeli 3.10. zamieszczono wyniki tego porównania.

Dane zawarte w tabeli pozwalają na wstępne wskazanie olejów ISO VG 22 i ISO VG 32 jako docelowego środka smarnego przeznaczonego do testowani nowych łożysk stożkowych. Zaznaczono je jasnoniebieskim tłem. W przypadku tych środków smarnych odnotowano najmniejszą zmienność

wartości  $a_{IRMS}$  podczas testowania. Odchylenie standardowe w obu przypadkach wyniosło 0,11 mm/s<sup>2</sup> co stanowiło odpowiednio 1,58% i 1,74% po unormowaniu go do wartości skutecznej  $\bar{a}_{RMS}$  (uśrednianie po wszystkich testowanych łożyskach). Co więcej, w przypadku tych olejów natychmiast po rozpoczęciu testu odnotowano, że wartości  $a_{IRMS}$  znajdują się w przedziale  $\bar{a}_{RMS} \pm 3\sigma$ .

Tabela 3.10. Porównanie uśrednionych wartości skutecznych przyspieszeń drgań (pasmo do 48 kHz) testowanych łożysk i odchyżeń standardowych w zależności od zastosowanego środka smarnego

Lepkość ISO VG	3	7	12	22	32	46	68	100	150	220	320	460
$\bar{a}_{RMS}$ [mm/s <sup>2</sup> ]	10,85	8,42	7,70	6,77	6,37	6,41	6,26	5,64	5,31	4,93	4,90	4,30
$\sigma$ [mm/s <sup>2</sup> ]	0,41	0,17	0,15	0,11	0,11	0,16	0,19	0,13	0,17	0,19	0,20	0,26
$\frac{\sigma}{\bar{a}_{RMS}}$	3,74%	1,98%	1,97%	1,58%	1,74%	2,47%	2,99%	2,29%	3,27%	3,92%	4,14%	6,14%

W związku z sygnalizowanym wcześniej wpływem temperatury na wyniki pomiarów przyspieszeń drgań oprawy testowanego łożyska przeprowadzono kolejną serię testów, których celem było śledzenie zmian temperatury ruchomych elementów łożyska i zastosowanego środka smarnego. Biorąc pod uwagę potrzebę pomiaru temperatury ruchomych elementów pomiary wykonano bezstykowo z zastosowaniem kamery termowizyjnej.

Należy zaznaczyć, że z uwagi na brak w normie ISO 15242 jakichkolwiek wytycznych dotyczących wpływu temperatury  $\Delta T$  na miary sygnałów WA w procesie testowania łożysk konieczne było wykonanie badań i uzupełnienia metodyki testowania łożysk w tym zakresie.

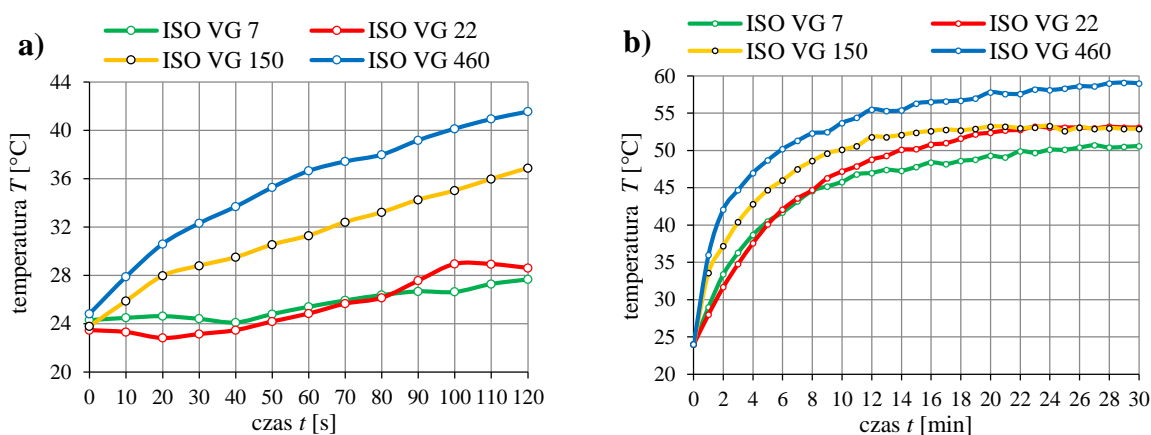
W trzeciej serii badań wykonano dwa rodzaje testów: test krótki, trwający 120 sekund i test długi trwający 30 min. W testach krótkich pomiary wykonano z wykorzystaniem kamery termowizyjnej FLIR E6 natomiast w przypadku testów długich do pomiarów termowizyjnych wykorzystano kamerę FLIR T620. Parametry techniczne obu kamer zamieszczono w tabeli 3.11.

Mając na względzie ograniczoną dokładność pomiaru temperatury z wykorzystaniem kamer termowizyjnych temperatury z termogramów porównano z wynikami kontaktowego pomiaru temperatury, który wykonano z użyciem termoelementu perełkowego typu K: chromel (90 % Ni, 10 % Cr) – alumel (95 % Ni, 2 % Al, 2 % Mg, 1 % Si) [90].

Testom podano 6 łożysk, w tym 4 bez wad i 2 uszkodzone. Szczegółowe wyniki badań zaprezentowano w artykule pt. *Stabilization of vibro-thermal processes during post-production testing of rolling bearings* [124]. Wyniki testów (krótkiego i długiego) dla łożyska nieuszkodzonego zaprezentowano na w formie wykresów na rysunku 3.14.

Tabela 3.11. Dane techniczne zastosowanych kamer [121, 122]

Model	FLIR E6 SN. 63992102	FLIR T620 SN. 55902627
Parametr	Teledyne FLIR	
producent	Teledyne FLIR	
rozdzielczość matrycy	160 × 120 pikseli	640 × 480 pikseli
czułość termiczna NETD <sup>1</sup>	<0,06°C	<0,04°C
pole widzenia obiektywu (FOV)	45° × 34°	25° × 19°
minimalna odległość ostrzenia	0,5 m	0,25 m
rozdzielczość przestrzenna (IFOV) <sup>2</sup>	5,2 mrad/piksel	0,9 mrad/piksel
częstotliwość pomiaru	9 Hz	30 Hz
typ detektora	Matryca gwiazdowa FPA (ang. <i>Focal Plane Array</i> ), niechłodzona mikrobolometryczna	
zakres widmowy	7,5 – 13 μm	7,5 – 14 μm
zakres pomiarowy	-20°C – 250°C	-40°C – 650°C
dokładność	±2°C lub ±2% wartości odczytanej	



Rys. 3.14. Zmiana temperatury węzła łożyskowego w czasie prowadzonych testów dla wybranych środków smarnych; a) test krótki – FLIR E6; b) test długi – FLIR T620 [124]

Przedstawione na rysunku 3.14. wyniki pozwoliły stwierdzić, że stabilizacja temperaturowa nie jest osiągnięta w teście krótkim. Jednakże w przypadku zastosowania olejów o niskiej lepkości (ISO VG 7 i ISO VG 22) dla pierwszych 50 sekund testu nie zostały odnotowane zauważalne zmiany temperatury. Zatem zastosowanie oleju o lepkości kinematycznej z przedziału 10 – 50 mm<sup>2</sup>/s pozwala na pominięcie wpływu zmian temperatury i zmian lepkości środka smarnego na drgania, będących podstawą klasyfikacji łożysk w ramach kontroli poprodukcyjnej. Dla zaobserwowanego zakresu zmian temperatury największą bezwzględną (a jednocześnie względną) zmianę lepkości środka smarnego odnotowano dla oleju o największej lepkości – ISO VG 460.

Istotnym parametrem w poprodukcyjnym testowaniu łożysk jest czas trwania testu. Na podstawie przeprowadzonych pomiarów stwierdzono, że test powinien trwać możliwie długo (większy czas uśredniania minimalizuje wpływ losowych zjawisk o charakterze impulsowym). Niemniej powinien się

<sup>1</sup> NETD – *Noise Equivalent Temperature Difference* – równoważna różnica temperatur, stanowi ona minimalną różnicę temperatur, jaką jest w stanie zaobserwować kamera termowizyjna.

<sup>2</sup> IFOV – *Instantaneous Field of View* – chwilowe pole widzenia kamery termowizyjnej, IFOV opisuje rozmiar pojedynczego piksela, reprezentującego obszar w przestrzeni / na powierzchni mierzonej.

on zakończyć przed rozpoczęciem fazy wzrostu temperatury w łożysku, a dokładniej w obszarze styku elementów tocznych i bieżni, gdzie w wyniku tarcia generowane jest ciepło wpływające na zmianę lepkości zastosowanego środka smarnego. Z drugiej strony test powinien być poprzedzony dokładnym rozprowadzeniem środka smarnego we wnętrzu łożyska, co można osiągnąć opóźniając rozpoczęcie rejestracji sygnałów WA tak aby łożysko wykonało w tym czasie kilka obrotów. Alternatywnie aplikacja środka smarnego i jego rozprowadzenie w łożysku może następować poza stanowiskiem testowym przed rozpoczęciem testu. Z ekonomicznego punktu widzenia test kontrolny powinien trwać jak najkrócej. W oparciu o wyniki pomiarów minimalny czas trwania testu (rejestracji sygnałów WA) mógłby wynosić około 10 sekund. Porównując ten czas (10 s) z sugerowanym w ISO 15242 minimalnym czasem trwania testu równym 0,5 s można dojść do wniosku, że zalecany w normie czas jest zbyt krótki i może prowadzić do błędnej klasyfikacji ŁT. Z drugiej strony norma zaleca aby test poprzedziła nieokreślona (w ujęciu czasowym) stabilizacja drgań.

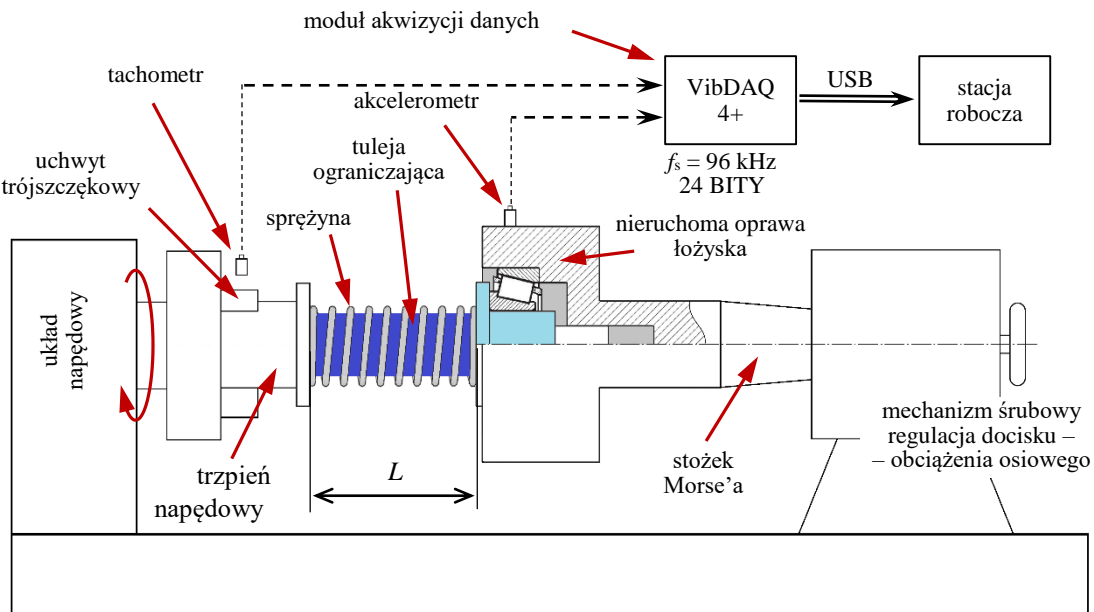
W konsekwencji, do kolejnych testów mających na celu weryfikację pozostałych czynników wpływających na sygnał WA generowany przez testowane łożysko, a także docelowo do poprodukcyjnego testowania nowych łożysk stożkowych wybrano olej ISO VG 22. Warto nadmienić, że taki właśnie olej, a dokładniej Hydrol L-HL 22, stosowany jest m.in. do smarowania podczas poprodukcyjnego testowania łożysk w PBF Kraśnik S.A.

#### **3.3.4. Obciążenie testowe**

Kolejnym zweryfikowanym czynnikiem (patrz rysunek 3.5.) wpływającym na generowany przez testowane łożysko sygnał WA była wartość obciążenia osiowego. Kierunek zadawania obciążenia jest zgodny z zaleceniami normowymi w myśl których łożysko należy obciążać w kierunku osiowym lub w kierunkach osiowym i promieniowym. Ponadto obciążenie jakie należy zadać podczas testu kontrolnego zgodnie z ISO 15242 dla łożysk stożkowych o średnicach 50 – 70 mm, powinno mieścić się w zakresie 180 – 220 N (tabela 3.1.). W tym zakresie konieczna była weryfikacja zaleceń normowych.

Warto podkreślić, że z punktu widzenia poprodukcyjnej kontroli łożysk istotne jest, aby zadane obciążenie skutkowało wybraniem całego luzu w łożysku, sposób zadawania tego obciążenia nie był skomplikowany oraz aby zadawane obciążenie cechowało się dużą powtarzalnością.

Przeprowadzone testy dla różnych wartości obciążeń osiowych wymagały prowadzenia z wykorzystaniem układu napędowego tokarki uniwersalnej TUM-25B. Podyktowane to było zbyt małym momentem obrotowym silnika na stanowisku LDS. W uchwycie trójścieżkowym umieszczono specjalnie zaprojektowane i wykonane wrzeciono na którym osadzono pierścień wewnętrzny łożyska, do którego dociskano oprawkę z pierścieniem zewnętrznym. Dosunięcie oprawy powodowało ugięcie sprężyny i zadanie obciążenia osiowego. Na oprawie zamocowano na gwint akcelerometr M352A60. Tor rejestracji sygnału przyspieszeń drgań oraz parametry przetwarzania sygnału były identyczne jak w testach realizowanych na stanowisku LDS. Ocenę wpływu obciążenia osiowego na drgania łożyska uzyskano w wyniku przetestowania 6 nieuszkodzonych łożysk stożkowych CBK 171. Schemat stanowiska na którym prowadzono testy zaprezentowano na rysunku 3.15.



Rys. 3.15. Schemat stanowiska do badań wpływu obciążenia osiowego na drgania generowane przez łożyska stożkowe [opr. autor]

Obciążenie osiowe wynikało z ugięcia sprężyny, które ograniczano poprzez zastosowanie tulei dystansujących umieszczonych na wrzecionie. Parametry zastosowanej sprężyny oraz wartości uzyskiwanych sił odpowiadające długości tulei dystansujących zamieszczono w tabeli 3.12.

Tabela 3.12. Parametry sprężyny Lesjöfors Compression Spring 6221 [e8] i wartości obciążeń osiowych

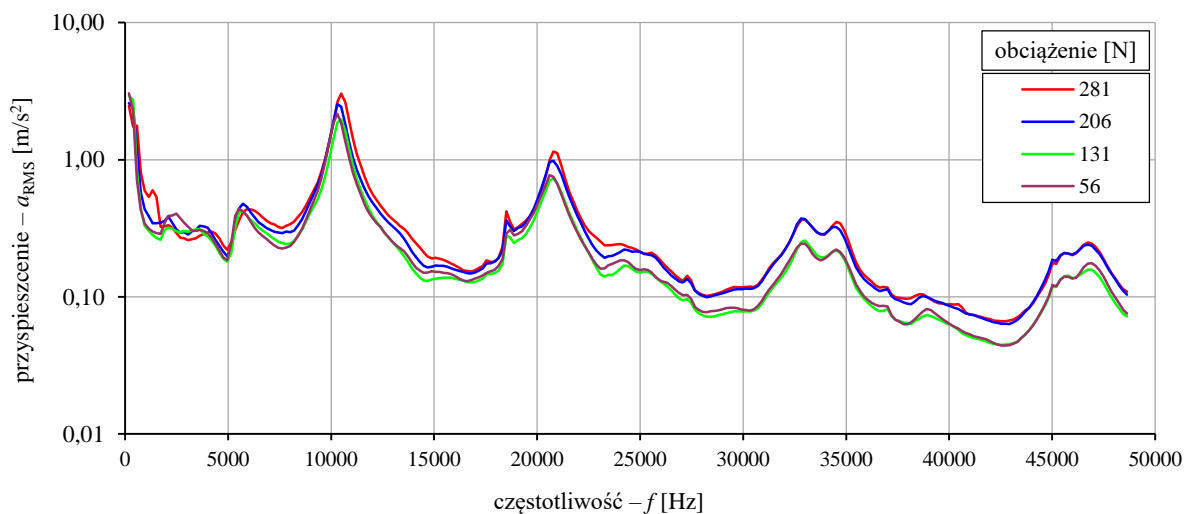
Parametr	Wartość	Długość tulei (ugięcie sprężyny)	Obciążenie osiowe łożyska
$L_0$ – długość bez obciążenia	135 mm	90 mm (15 mm)	56,1 N
$D_m$ – średnica podziałowa	32 mm	80 mm (25 mm)	93,5 N
$D_{i \min}$ – średnica wewnętrzna	28,1 mm	70 mm (35 mm)	130,9 N
$d_t$ – średnica drutu	3,2 mm	60 mm (45 mm)	168,3 N
$L_n$ – minimalna długość	40 mm	50 mm (55 mm)	205,7 N
$F_n$ – siła przy $L_n$	363 N	40 mm (65 mm)	243,1 N
$R$ – stała sprężyny	3,8 n/mm	30 mm (75 mm)	280,5 N

Warto zaznaczyć, że w trakcie testów monitorowano prędkość obrotową pierścienia wewnętrznego łożyska. Zastosowano w tym celu sondę tachometryczną, z której sygnał był podstawą do precyzyjnego wyznaczania prędkości obrotowej w współpracującym ze stanowiskiem systemie cyfrowego przetwarzania sygnałów. W wyniku przeprowadzonych testów stwierdzono, że wzrost obciążenia nie powodował istotnej zmiany prędkości obrotowej. Była ona stabilna i wynosiła  $844 \pm 0,2$  obr/min ( $14,07 \pm 0,003$  Hz). Widok stanowiska w trakcie prowadzonych testów przedstawiono na rysunku 3.16.



Rys. 3.16. Widok stanowiska do badań wpływu obciążenia osiowego na drgania generowane przez łożyska stożkowe podczas prowadzenia testu [127]

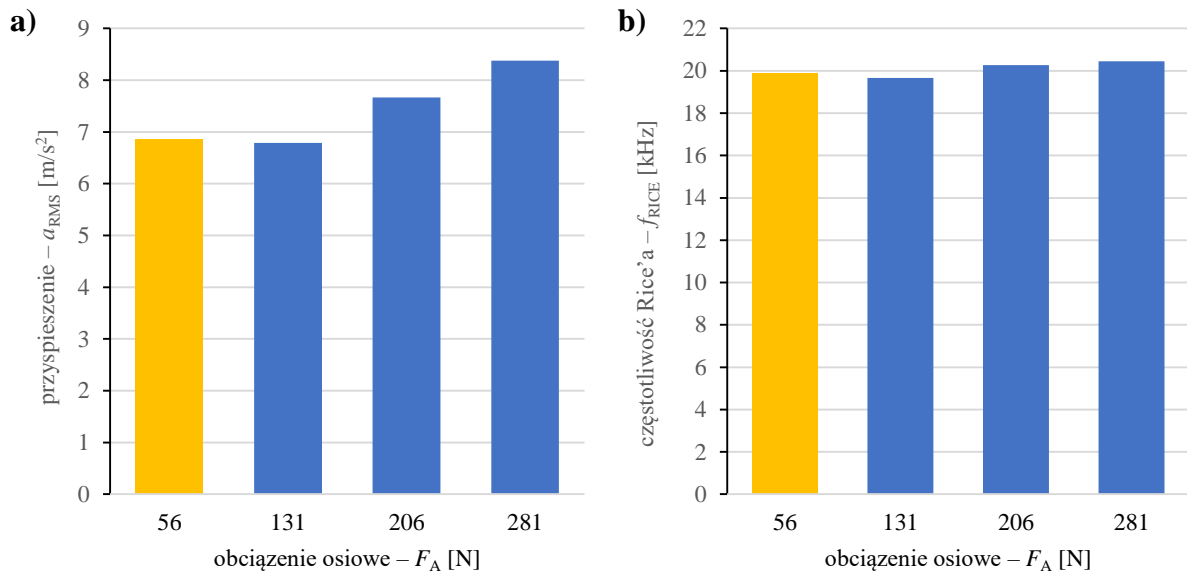
Wyniki pomiarów zaprezentowano na rysunkach 3.17. – 3.19. Na rysunku 3.17. porównano uśrednione widma (z wszystkich testowanych łożysk) w zależności od wybranego obciążenia. Analizę widmową wykonano w paśmie częstotliwości do 48 kHz.



Rys. 3.17. Postaci widm przyspieszeń drgań rejestrowanych na łożysku (oprave łożyskowej) dla różnych obciążeń osiowych [127]

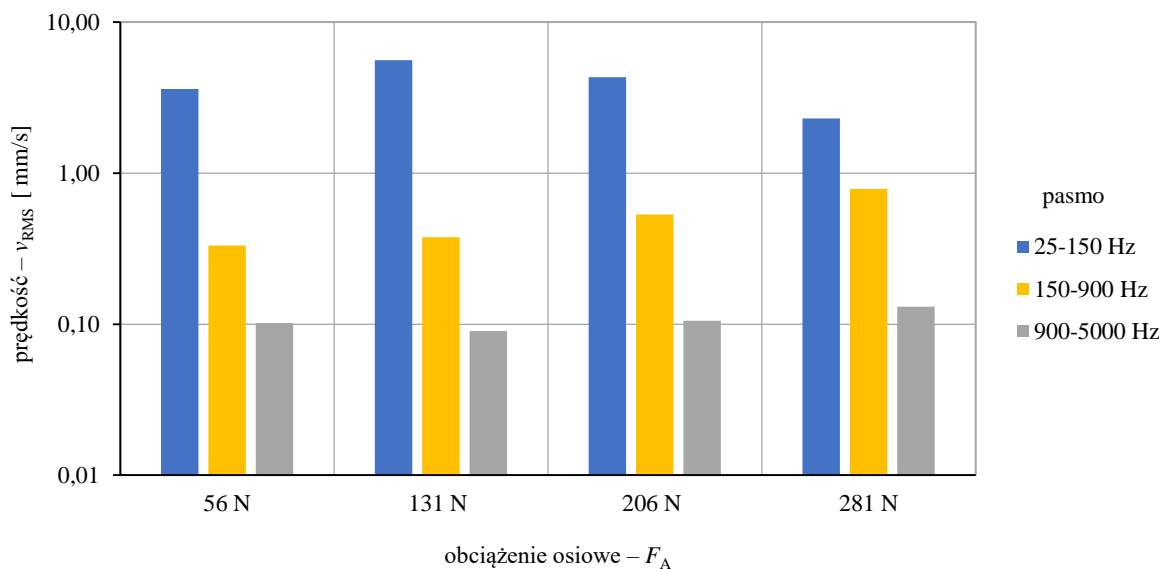
Porównując widma odpowiadające obciążeniu równemu 56 N i 131 N można dostrzec niewielkie różnice. Większe różnice występują pomiędzy widmami dla większych wartości obciążeń. Niemniej, są to różnice wyłącznie w ujęciu amplitudowym. Wartości skuteczne przyspieszeń drgań w paśmie do 48 kHz oraz uśrednione wartości częstotliwości Rice'a [5] (charakteryzujące średnią częstotliwość procesu) przedstawiono dla porównania na rysunku 3.18. W uzupełnieniu pomarańczowym kolorem oznaczono obciążenie zastosowane w testach dotyczących wpływu środka smarnego na drgania ŁT (rozdział 3.3.3.).





Rys. 3.18. Zmiany wartości skutecznych przyspieszeń drgań (pasmo 10Hz – 48 kHz) rejestrowanych na głowicy pomiarowej a); zmiana częstotliwości Rice'a –  $f_{RICE}$  b); wywołane zmianami obciążenia osiowego łożysk [127]

Porównując wartości przedstawione na rysunku 3.18. można sformułować podobne spostrzeżenia jak w przypadku porównania widm przyspieszeń drgań. Zaobserwowano pomijalnie małe różnice wartości skutecznych pomiędzy obciążeniem 56 N i 131 N, niewielkie różnice dla obciążenia 56 N i większych obciążeń. Dodatkowo sprawdzono wpływ obciążenia na wartości skutecznych prędkości drgań w pasmach pomiarowych zalecanych przez ISO 15242. Porównanie wartości skutecznych prędkości drgań w pasmach 25-150 Hz, 150-900 Hz i 900-5 000 Hz zaprezentowano na rysunku 3.19.



Rys. 3.19. Wartości skuteczne prędkości drgań rejestrowanych na łożysku dla różnych obciążeń osiowych w pasmach pomiarowych: *low*, *medium* i *high* [127]

Na rysunku 3.19. wartości skuteczne prędkości drgań przedstawiono w skali logarytmicznej ze względu na znaczną dysproporcję w pasmach pomiarowych. W tym przypadku również zaobserwowano niewielkie różnice w wartościach skutecznych uzyskanych dla obciążeniem 56 N i 131 N.

W oparciu o wyniki tej serii pomiarów stwierdzono, że zastosowanie arbitralnie przyjętego obciążenia 55 N nie powoduje istotnych zmian sygnału drganiowego, zarówno w sensie amplitudowym jak i w częstotliwościowym w porównaniu do obciążeń normowych. Z tego powodu testowanie łożysk (o parametrach zbliżonych do CBK 171) można z powodzeniem prowadzić z zastosowaniem niższego od zalecanych w ISO 15242 obciążeń.

### 3.3.5. Prędkość obrotowa stanowiska i pasma pomiarowe

Kolejnym czynnikiem mającym wpływ na generowane przez łożyska sygnały WA jest prędkość obrotowa stanowiska / łożyska. W przeciwieństwie do opisanych wcześniej czynników prędkość obrotowa w znacznej mierze determinuje postać widma w ujęciu częstotliwościowym a także amplitudowym. Wynika to z tego, że częstotliwości charakterystyczne wad i uszkodzeń ŁT (wzory od 2.16 do 2.25) zależą od związków kinematycznych (będących wartościami niezmiennymi dla danego typu łożyska) i są proporcjonalne do prędkości obrotowej. Zmiana prędkości testowania może skutkować przesuwaniem się składowych charakterystycznych i ich nadharmonicznych w dziedzinie częstotliwości. Jednakże niektóre ze składowych sygnału drganiowego np. niekiedy dominujących wartościach widoczne zwłaszcza w obszarze rezonansów strukturalnych łożyska i jego oprawy nie są zależne od prędkości obrotowej. Można założyć, że przyjmowanie wyższych prędkości obrotowych testowania będzie skutkowało intensyfikacją oddziaływań dynamicznych, których następstwem będzie wzrost poziomu drgań.

Podstawowa prędkość obrotowa testowania poprodukcyjnego ŁT, zalecana w ISO 15242 wynosi 1 800 obr/min. Wynika to wprost z częstotliwości sieci elektroenergetycznej w Stanach Zjednoczonych (60 Hz). Zauważmy, że m.in. w całej Europie częstotliwość sieci wynosi 50 Hz. Konsekwencją tego jest to, że stosowane do napędu stanowisk silniki indukcyjne (o dwóch parach biegunów) będą miały prędkość obrotową 1 500 obr/min (silniki synchroniczne) lub nieznacznie niższą od 1 500 (silniki asynchroniczne). Ta niezgodność powoduje konieczność stosowania w krajach europejskich dodatkowego układu (np. przekładni pasowej) multiplikującego prędkość obrotową w celu dostosowania jej do zaleceń ISO 15242.

Do testowania poprodukcyjnego ŁT z prędkością obrotową stanowiska 1 800 obr/min określono (ISO 15242) trzy pasma częstotliwościowe pomiaru prędkości drgań:

- niskoczęstotliwościowe – *low* – od 50 Hz do 300 Hz,
- średniczęstotliwościowe – *medium* – od 300 Hz do 1 800 Hz,
- wysokoczęstotliwościowe – *high* – od 1 800 Hz do 10 kHz.

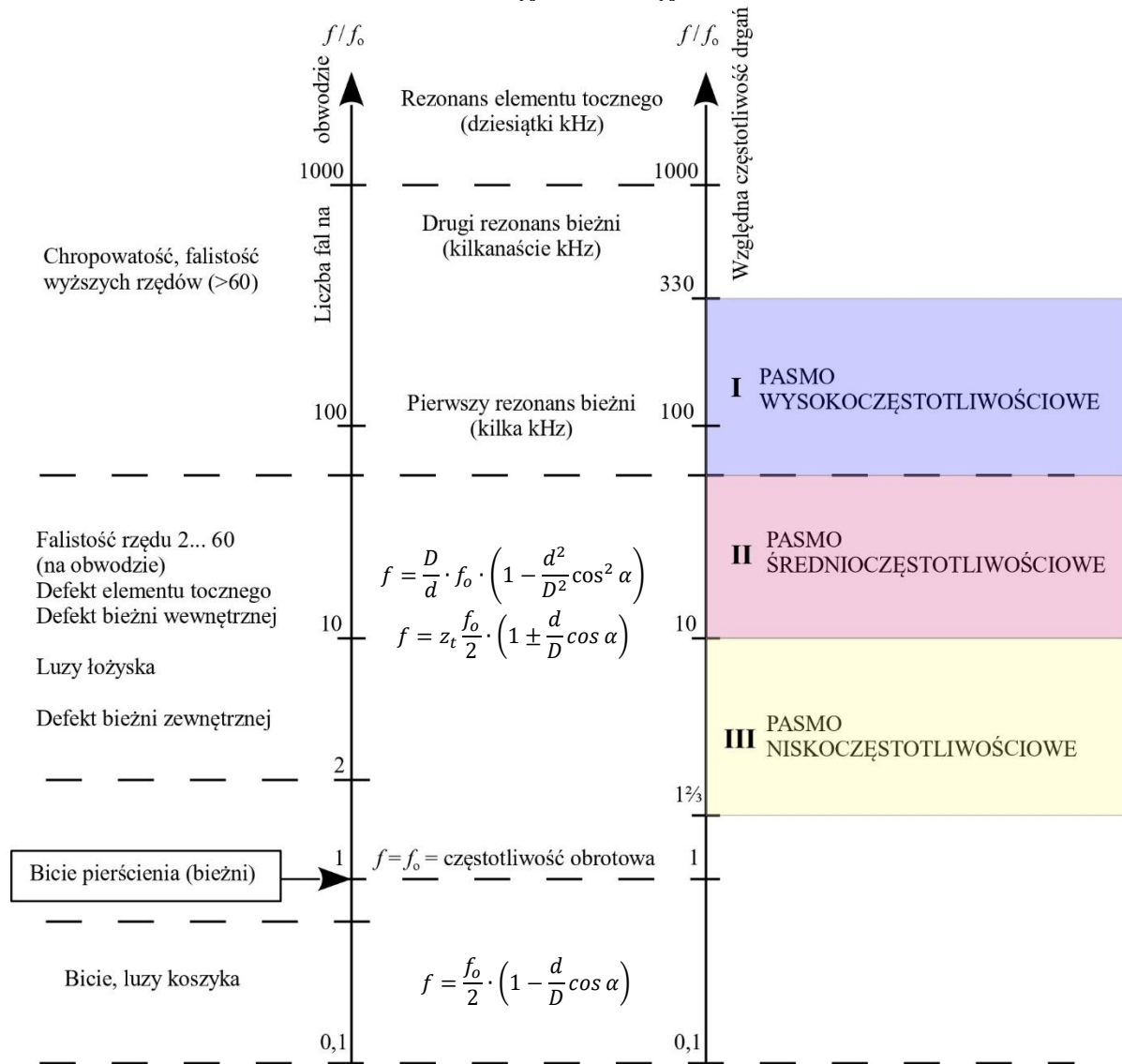
Zalecenia te nie są rygorystyczne. Dopuszcza się zmianę prędkości obrotowej stanowiska testowego. Ponadto w zależności od typów testowanych łożysk zalecane są inne prędkości obrotowe i odpowiadające im pasma pomiarowe. W tym aspekcie dla łożysk stożkowych przewidziano prędkość obrotową testowania 900 obr/min i następujące pasma pomiarowe:

- niskoczęstotliwościowe – *low* – od 25 Hz do 150 Hz,
- średniczęstotliwościowe – *medium* – od 150 Hz do 900 Hz,
- wysokoczęstotliwościowe – *high* – od 900 Hz do 5 kHz.



Zakresy częstotliwościowe (unormowane do prędkości obrotowej  $\frac{f}{f_0}$ ) typowych źródeł drgań w ŁT, przedstawiono na rysunku 3.20. W takim ujęciu granice pasm pomiarowych są następujące:

- niskoczęstotliwościowe – *low* – od  $\frac{f}{f_0} = 1 \frac{2}{3}$  do  $\frac{f}{f_0} = 10$ ,
- średniczęstotliwościowe – *medium* – od  $\frac{f}{f_0} = 10$  do  $\frac{f}{f_0} = 60$ ,
- wysokoczęstotliwościowe – *high* – od  $\frac{f}{f_0} = 60$  do  $\frac{f}{f_0} \approx 330$ .

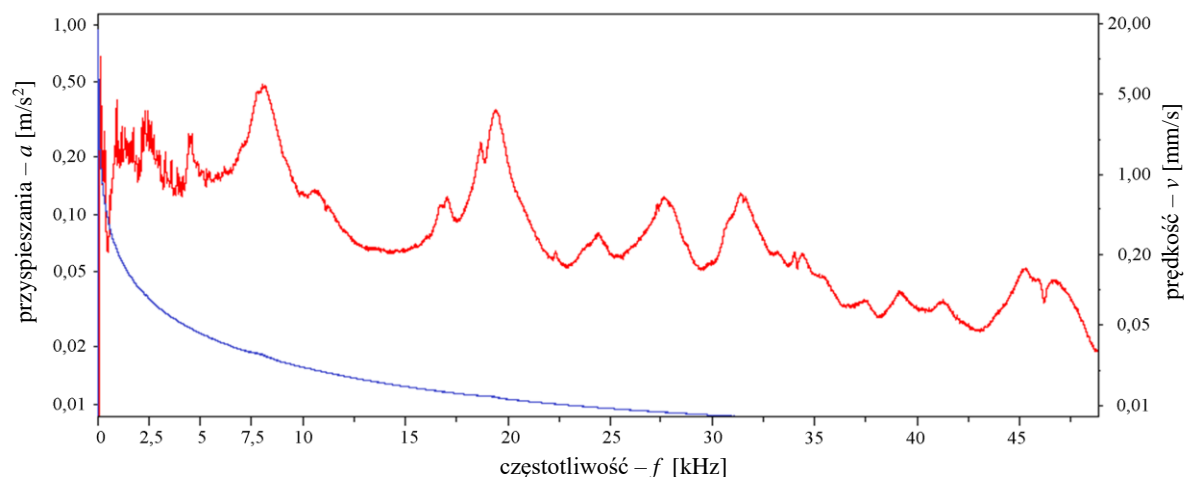


Rys. 3.20. Źródła drgań w ŁT w odniesieniu do pasma pomiarowych: nisko-, średnio- i wysokoczęstotliwościowego (opr. na podstawie [8])

Można zauważyć, że w paśmie niskoczęstotliwościowym nie jest uwzględniana składowa obrotowa  $f_0$  i jej podharmoniczne. Pozwala to pominąć wpływ niekorzystnych zjawisk związanych głównie z konstrukcją stanowiska. Należą do nich: niestabilność filmu olejowego w łożyskach ślizgowych, niewyważenie, zgięcie wału silnika lub wrzeciona, rezonanse posadowienia stanowiska, niektóre wady sprzęgła lub uszkodzenie pasa napędowego oraz wady silnika elektrycznego napędzającego stanowisko (np. niewspółosiowość i mimośrodowość) [5]. Nie oznacza to jednak, że zakres częstotliwości poniżej pasma niskoczęstotliwościowego jest pozbawiony informacji związanych ze stanem testowanego

łożyska. Przykładem może być bicie pierścienia ruchomego lub koszyka. Z tego powodu w rozszerzonej poprodukcyjnej kontroli łożysk można rozważyć obniżenie dolnej granicy pasma niskoczęstotliwościowego.

Górna granica zalecanego w ISO 15242 pasma wysokoczęstotliwościowego wynika z braku użyteczności sygnału prędkości drgań powyżej 10 kHz. Składowe drgań powyżej 10 kHz będą dobrze widoczne w sygnale przyspieszeń drgań. Potwierdza to przedstawione na rysunku 3.21. porównanie widm prędkości (niebieski) i przyspieszeń (czerwony) drgań testowanego nieuszkodzonego łożyska CBK 171 (N02).



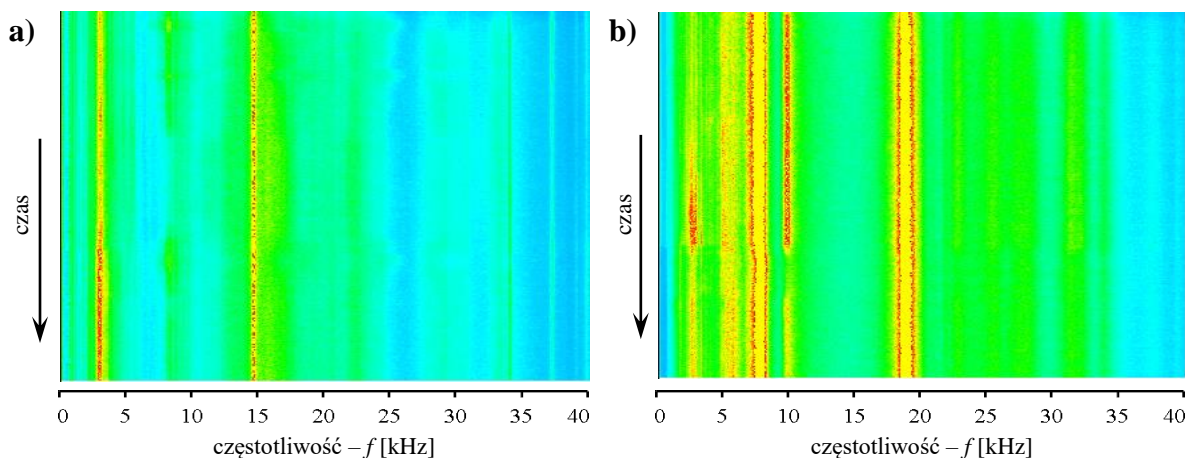
Rys. 3.21. Porównanie widm sygnału przyspieszeń drgań oprawy testowanego łożyska z sygnałem prędkości drgań uzyskanym w wyniku całkowania sygnału przyspieszeń [opr. autor]

Z rysunku jednoznacznie wynika, że sygnał przyspieszeń drgań zawiera informacje daleko powyżej sugerowanej dla prędkości drgań górnej granicy pasma wysokoczęstotliwościowego (10 kHz). Nietrudno zauważyć, że istotną częścią pasma pomiaru prędkości drgań jest obszar niskich i średnich częstotliwości. Z tego powodu m.in. dedykowane mierniki drgań stosowane do oceny stanu technicznego maszyn wirnikowych na podstawie wartości skutecznych prędkości drgań parametryzują je w jeszcze węższym pasmie od 10 Hz do 1 kHz [128]. Widoczna na rysunku 3.21. różnica w widmach prędkości i przyspieszeń wynika z tego że prędkości drgań uzyskiwane są na drodze całkowania sygnału przyspieszeń drgań. W ujęciu widmowym sprowadza się to do dzielenia kolejnych wartości składowych widma przyspieszeń drgań przez  $\omega$  ( $\omega = 2\pi f$ ).

W latach 40-tych XX wieku zakresy pomiarowe (ograniczone do 10 kHz) proponowano mając na uwadze dostępny pomiarowo sygnał prędkości drgań pochodzący z indukcyjnego przetwornika prędkości. Do testów kontrolnych ŁT, jako uzupełnieni pomiarów drgań, stosuje się subiektywną ocenę hałasu emitowanego przez testowane łożysko. Pasma pomiarowe ciśnienia akustycznego (hałasu) odpowiada pasmu dźwięków słyszalnych od 20 Hz do 20 kHz. Alternatywą pomiaru hałasu jest osłuchiwanie łożysk stetoskopem np. elektronicznym, gdzie rolę mikrofonu pełni przetwornik drgań, co sugerowano również w patencie na Urządzenie do Testowania Łożysk [107].

Sonogram ciśnienia akustycznego i spektrogram przyspieszeń drgań przedstawione na rysunku 3.22. potwierdzają zasadność prowadzenia testowania ŁT w paśmie powyżej 10 kHz, z uwagi na występowanie w tym zakresie częstotliwości istotnych składowych. Rysunek ten obrazuje wyniki analiz czasowo-częstotliwościowych wadliwego łożyska z rozległą wadą bieżni (N16 patrz tabela 3.7.). Do przetwarzania sygnałów WA zastosowano przetwornik przyspieszeń drgań M325A60 oraz mikrofon

40BF (umieszczony w bliskim polu akustycznym ok. 10 cm od łożyska), które umożliwiają prowadzenia badań również w paśmie ultradźwiękowym.



Rys. 3.22. Porównanie; a) sonogramu ciśnienia akustycznego;  
b) spektrogram przyspieszeń drgań testowanego wadliwego łożyska CBK 171 [123]

Na podstawie map czasowo-częstotliwościowych można stwierdzić, że tłem sygnałów WA jest szum szerokopasmowy sięgający do ok 35 kHz. W obu przypadkach dobrze widoczna jest składowa ok. 3 kHz związana z wadą testowanego łożyska. Na spektrogramie są dobrze widoczne składowe tonalne związane z rezonansami strukturalnymi układu łożysko-oprawa-stanowisko w okolicy 7,5 kHz i 19 kHz. Na sonogramie jest dobrze widoczną składowa ok. 15 kHz związana z wpływem środowiska pomiarowego, która nie jest widoczna na spektrogramie.

Jak widać w badaniach akustycznych nie można wykluczyć wpływu zakłóceń pochodzących od tła akustycznego. Przeprowadzone w ramach badań wstępnych testy potwierdziły zasadność stosowania pomiarów akustycznych jednakże jedynie jako uzupełnienie pomiarów drgań.

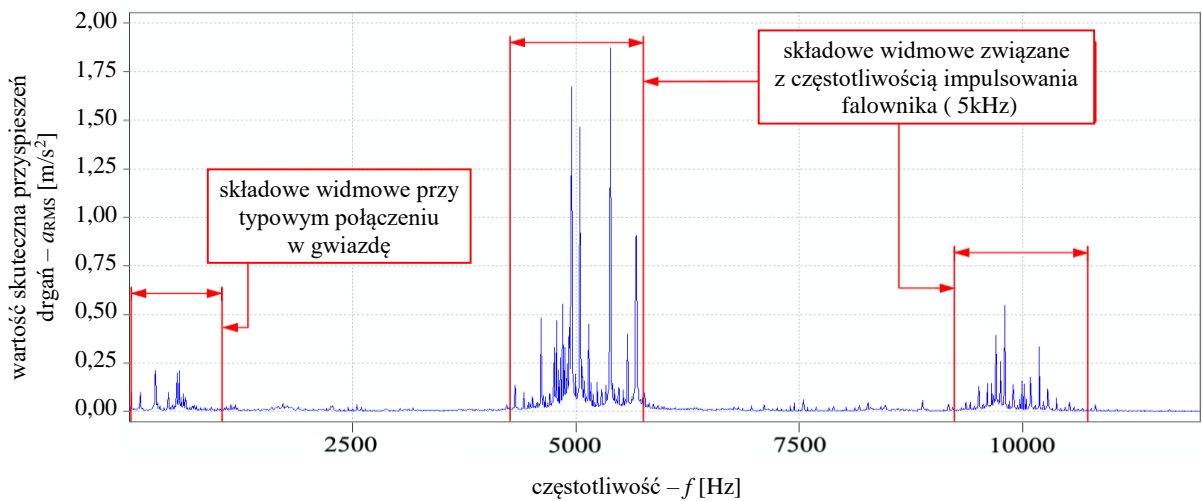
Niemniej, o pewnym potencjale zastosowania hałasu emitowanego przez łożysko na etapie poprodukcyjnego testowania sygnalizowali Cempel i Stepianiak [129]. Na podstawie przeprowadzonych przez nich badań wykazali wysokie skorelowanie (tabela 3.13.) pomiarów akustycznych i drganiowych prowadzonych w paśmie do 20 kHz. Przedstawione w tabeli zestawienie jednoznacznie potwierdza, że generowane przez testowane nowe łożysko hałas i drgania są od siebie liniowo zależne, a siła tej zależności jest duża.

Tabela 3.13. Korelacja pomiędzy przyspieszeniami i prędkościami drgań a hałasem generowanym przez nowe ŁT, (na podstawie [129])

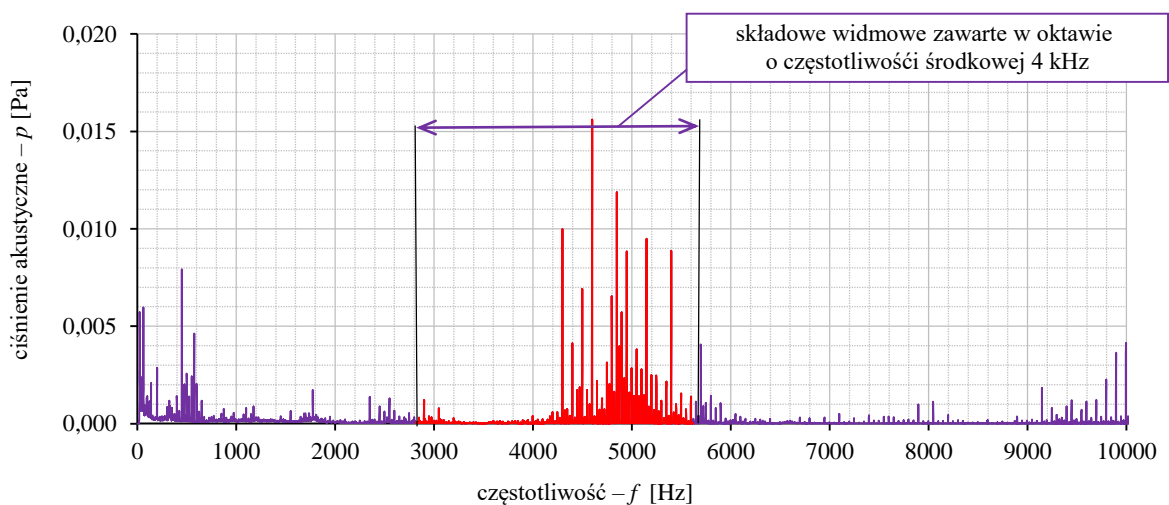
Funkcja	Opis	Współczynnik korelacji
$p = f(a_R)$	ciśnienie akustyczne w funkcji przyspieszeń radialnych (promieniowych)	0,952
$p = f(a_S)$	ciśnienie akustyczne w funkcji przyspieszeń stycznych	0,925
$p = f(v_R)$	ciśnienie akustyczne w funkcji prędkości radialnej (promieniowej)	0,920
$p = f(v_S)$	ciśnienie akustyczne w funkcji prędkości stycznej	0,914
$p = f(a_R, a_S)$	ciśnienie akustyczne w funkcji przyspieszeń radialnych i stycznych, regresja dwuwymiarowa	0,978
$p = f(v_R, v_S)$	ciśnienie akustyczne w funkcji prędkości radialnej i stycznej, regresja dwuwymiarowa	0,967

Na podstawie przedstawionych wyników zdecydowano, że o ile będzie to możliwe w dalszych testach i potencjalnie do docelowej poprodukcyjnej kontroli łożysk górna granica pasma pomiarowego będzie możliwie jak najwyższa.

Budując stanowisko LDS rozważano zastosowanie jako jednostki napędowej silnika asynchronicznego sterowanego falownikiem. Pozwoliłoby to uzyskać zalecaną w ISO 15242 prędkość obrotową 900 obr/min bez stosowania np. przekładni pasowej. Przeprowadzone próby wykazały, że zastosowanie falownika znacząco wpływa na emitowane drgania i hałas jednostki napędowej. Na rysunkach 3.23. i 3.24. zaznaczono pojawiające się na widmach dodatkowe, wysokoenergetyczne składowe sygnałów WA będące efektem zasilania silnika poprzez falownik. Składowe te mogą mieć istotny wpływ na poziom tła akustycznego i drganiowego. Mogłyby one potencjalnie zakłócać zarówno drgania, rejestrowane na testowanym łożysku jak i ciśnienie akustyczne rejestrowane w bliskim polu akustycznym.



Rys. 3.23. Wpływ falownika na widmo sygnału drganiowego zarejestrowanego na tarczy łożyskowej silnika [130]



Rys. 3.24. Widmo wąskopasmowe hałasu emitowanego przez asynchroniczny silnik elektryczny, połączenia w gwiazdę z falownikiem [131]

Zastosowanie falownika powodowało wzrost przyspieszeń drgań (suma wektorowa  $a_{RMS}$ ) rejestrowanych na tarczy łożyskowej silnika z ok.  $1 \text{ m/s}^2$  do ok.  $8 \text{ m/s}^2$  [130]. Spowodowane to było pojawieniem się dodatkowych składowych związanych z częstotliwością impulsowania falownika (5 kHz) w zaznaczonych na rysunku pasmach o częstotliwościach środkowych 5 kHz i 10 kHz.

Natomiast poziom hałasu emitowanego przez silnik zasilany przez falownik w porównaniu z typowym połączeniem w gwiazdę był większy o ok. 9 dB [131]. Z tego powodu zrezygnowano z tego sposobu zasilania jednostki napędowej stanowiska pomiarowego i stosowania zalecanej do testowania łożysk stożkowych przez ISO 15242-3 prędkości obrotowej wynoszącej 900 obr/min.

W związku z powyższym arbitralnie przyjęto do prowadzenia testów poprodukcyjnych prędkość obrotową, wynikającą z zastosowania silnika asynchronicznego o dwóch parach biegunów, wynoszącą ok. 1470 obr/min.

Definiując podstawowe pasma pomiarowe przyjęte do testowania ŁT w ramach niniejszej pracy uwzględniono zachowanie odpowiednich stosunków  $f/f_0$ . Finalnie przyjęto zakresy częstotliwości pasm testowania:

- niskoczęstotliwościowe – *low* – od 40 Hz do 250 Hz,
- średniczęstotliwościowe – *medium* – od 250 Hz do 1 500 Hz,
- wysokoczęstotliwościowe – *high* – od 1 500 Hz do 10 kHz.

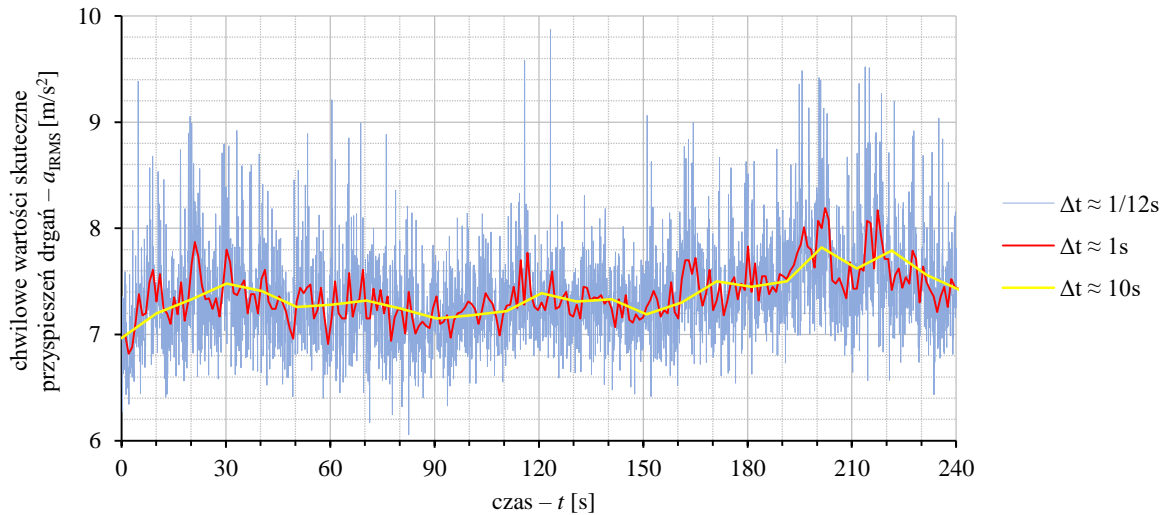
Opracowując nowe metody testowania w ramach niniejszej pracy, wykorzystywano sygnały WA w pełnym dostępnym aparaturowo paśmie pomiarowym do 48 kHz.

### 3.3.6. Czas uśredniania

Czas uśredniania w przypadku parametryzacji sygnałów z zastosowaniem operatorów całkowych (np. wartość skuteczna) powinien być uzależniony od tego, czy celem parametryzacji jest uzyskanie wartości uśrednionej miary w dłuższym przedziale czasowym, czy też prowadzenie parametryzacji krótkoczasowej, której celem jest śledzenie chwilowych zmian wartości miary.

Przeprowadzone testy wykazały, że minimalny czas uśredniania w przypadku wyznaczania miar sygnałów WA stosowanych do oceny stanu łożysk może wynosić 10 s. Dodatkowo, konieczne jest określenie przedziału czasowego od rozpoczęcia testu (w przeprowadzonych badaniach co najmniej 20 s), w którym stabilizują się warunki pracy łożyska związane głównie ze smarowaniem oraz momentu od którego zjawiska termalne zaczynają wpływać na drgania (od 50 s). Wynika z tego, że 10-cio sekundowa parametryzacja sygnałów WA powinna się odbywać pomiędzy 20-tą a 50-tą sekundą od rozpoczęcia testu, a maksymalny czas uśredniania nie może być dłuższy niż 30 s.

Na rysunku 3.25. przedstawiono porównanie wyników uzyskane dla różnych czasów uśredniania wartości skutecznej przyspieszeń drgań. Wynika z niego, że przyjmowanie krótkich czasów uśredniania (np. 1/12 s – byłoby odpowiednie do detekcji zjawisk o charakterze krótkotrwałym) skutkowałoby stosunkowo dużą niepewnością pomiarową w porównaniu do wyników uzyskiwanych z dłuższym czasem uśredniania (np. z przedziału 1-10s).



Rys. 3.25. Chwilowe wartości skuteczne przyspieszenia drgań oprawy testowanego łożyska, wyznaczone dla różnych czasów parametryzacji, smarowanie olejem ISO VG 22 [opr. autor]

Dalej w tabeli 3.14. porównano unormowane do wartości średniej odchylenie standardowe w zależności od czasu uśredniania (dotyczy operatorów całkowych).

Tabela 3.14. Porównanie zmienności parametrów w zależności od czasu parametryzacji

Parametr	$\Delta t \approx 1/12 \text{ s}$	$\Delta t \approx 1 \text{ s}$	$\Delta t \approx 10 \text{ s}$
wartość skuteczna – $a_{RMS}$	7,386 m/s <sup>2</sup>	7,384 m/s <sup>2</sup>	7,381 m/s <sup>2</sup>
odchylenie standardowe – $\sigma$	0,450 m/s <sup>2</sup>	0,217 m/s <sup>2</sup>	0,175 m/s <sup>2</sup>
$\sigma / a_{RMS}$	<b>6,09 %</b>	<b>2,94 %</b>	<b>2,37 %</b>

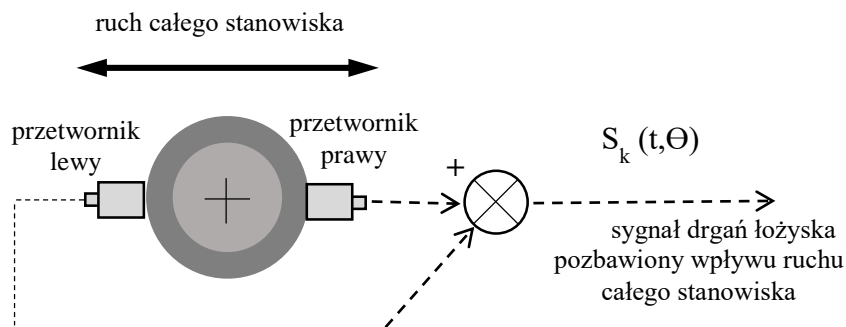
W procedurach cyfrowej parametryzacji sygnałów W przyjęto czas uśredniania równy 10 s. Wynikało to z dążenia do minimalizacji czasu testowania poprodukcyjnego ŁT oraz odnotowanego błędu estymacji nie przekraczającego 2,5 %.

### 3.3.7. Wybrane metody redukcji zakłóceń w sygnałach WA

Rozpatrując docelowy pomiar drgań łożysk na stanowisku LDS należy pamiętać o możliwości występowania składowych w rejestrowanym sygnale, które nie są związane z testowanym łożyskiem. Wszystkie wymienione wcześniej elementy stanowiska mogą być źródłem potencjalnych drgań i być rejestrowane na oprawie łożyska. W celu wyeliminowania zakłóceń rozpatrywano dwa rozwiązania.

Pierwszym z nich jest selekcja przestrzenna [5], polegająca na zastosowaniu pary przetworników, drgań zamontowanych w przeciwfazie. Sumowane sygnałów z tak zamocowanych na oprawie przetworników pozwala na wyeliminowanie niepożądanego sygnału darniowego. W przypadku stanowiska LDS miało to na celu wyeliminowanie niskoczęstotliwościowych składowych sygnału związanych z niepożądanym ruchem całego stanowiska będącego efektem np. niewyważenia wrzeciona. Uproszczony schemat zastosowania selekcji przestrzennej do eliminacji ruchu całego stanowiska zamieszczono na rysunku 3.26.





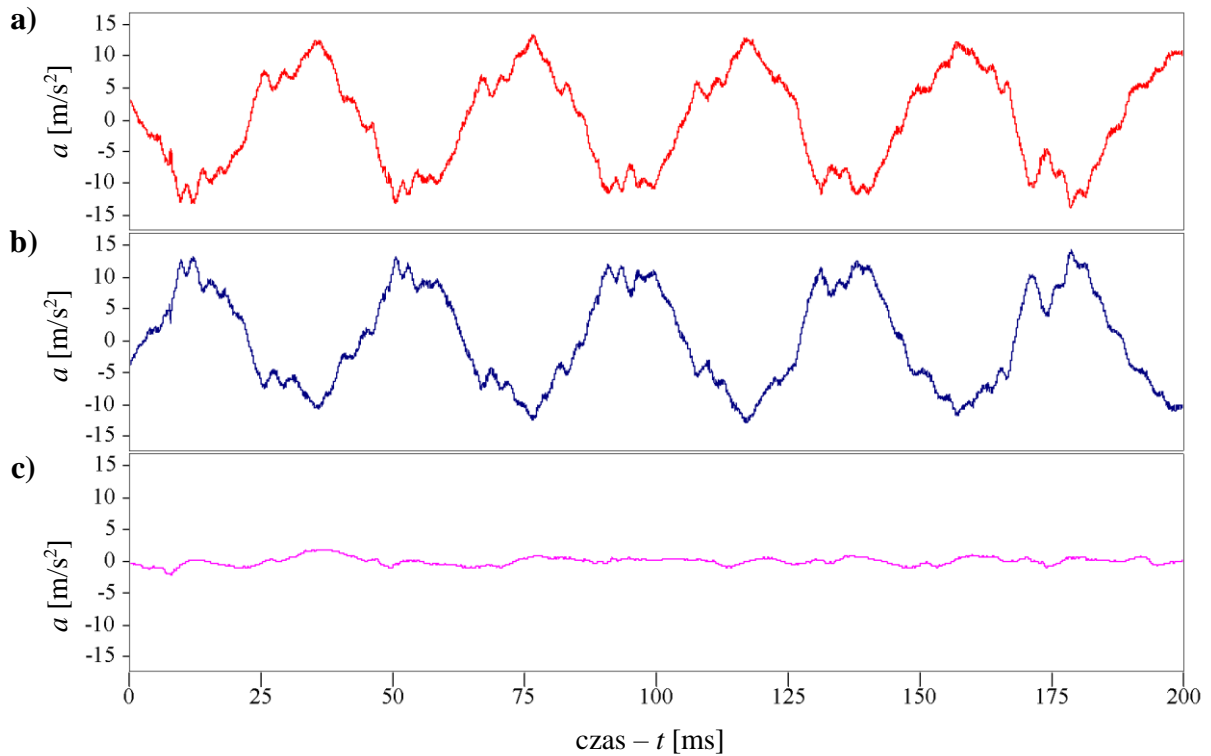
Rys. 3.26. Schemat zastosowania selekcji przestrzennej do eliminacji ruchu stanowiska (opr. na podstawie [5])

Skuteczność tego rozwiązania potwierdziły pierwsze testy, których wyniki zaprezentowano na rysunku 3.27. Do przeprowadzenia tego testu zastosowano dwa przetworniki przyspieszeń IMI 608A11 zamontowane tak aby rejestrowały sygnał w przeciwfazie, co powoduje, że suma tych sygnałów praktycznie jest sygnałem różnicowym. Przedstawiono sekwencje długości 200 ms. Dane techniczne przetwornika 608A11 zamieszczono w tabeli 3.15.

Tabela 3.15. Dane techniczne akcelerometru 608A11 [132]

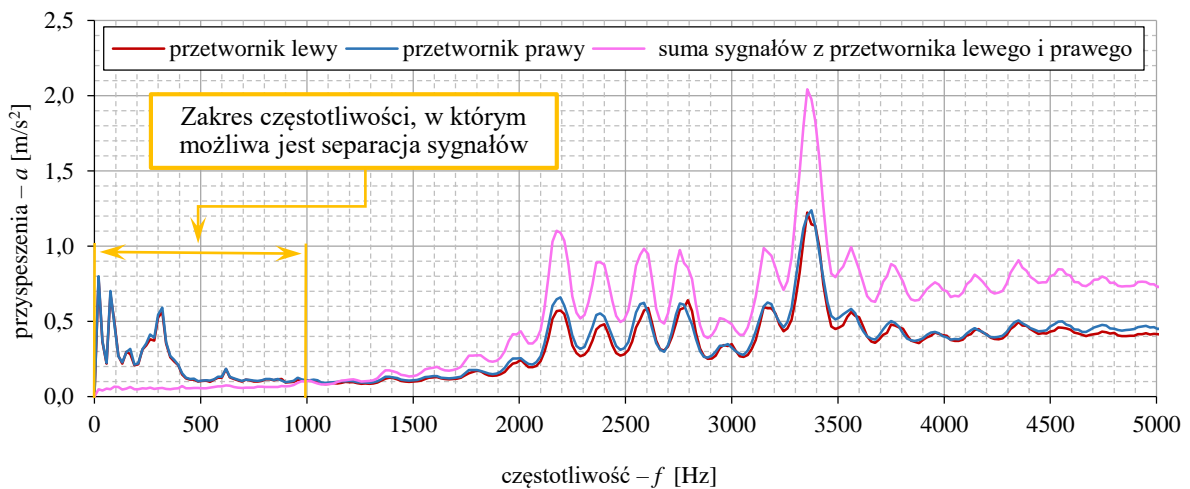
Parametr	Wartość [jednostki imperialne]	Wartość [układ SI]
producent	IMI Sensors (PCB Piezotronics)	
kategoria	PLATINUM LOW-COST INDUSTRIAL ICP® ACCELEROMETER	
model	608A11 SN: 63447 i 100684	
czułość ( $\pm 15\%$ )	100 mV/g	10,2 mV/(m/s <sup>2</sup> )
zakres pomiarowy	$\pm 50$ g	$\pm 490$ m/s <sup>2</sup>
zakres częstotliwości ( $\pm 3$ dB)	0,5 do 10 000 Hz	
częstotliwość rezonansowa	22 kHz	
nieliniowość	$\pm 1\%$	
czułość poprzeczna	$\leq 7\%$	
zakres temperatury pracy	-65 do 250 °F	-54 do +121 °C
maksymalny szum widmowy (10 Hz)	8 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$	78,5 ( $\mu\text{m}/\text{s}^2$ )/ $\sqrt{\text{Hz}}$
element pomiarowy	ceramiczny	
sposób montażu	1/4-28 UNF gwint całowy	

Na rysunku 3.27. przebieg czerwony i przebieg niebieski reprezentują sygnały z czujników drgań zamontowanych w przeciwfazie, sygnał różnicowy bez oddziaływań niskoczęstotliwościowych związanych z ruchem całego stanowiska przedstawiono w kolorze fioletowym.



Rys. 3.27. Przebiegi przyspieszeń drgań łożyska zarejestrowane przez dwa przetworniki zamontowane w przeciwfazie, czas trwania – 200 ms; a) przetwornik lewy; b) przetwornik prawy; c) sygnał po separacji przestrzennej [opr. autor]

Na rysunku 3.27.a) i b) wyraźnie widoczny jest sygnał zdominowany przez składową obrotową wrzeciona. Jej okres wynosi w przybliżeniu 41 ms i odpowiada prędkości obrotowej ok. 1 465 obr/min. Przebieg c) jednoznacznie potwierdza, że w wyniku sumowania sygnałów z czujników zamontowanych w przeciwfazie można wyeliminować z sygnału rezydualnego składowe niskoczęstotliwościowe. Na podstawie przebiegu przyspieszeń nie można określić skuteczności eliminacji składowych o wyższych częstotliwościach. Dlatego dla porównania na rysunku 3.28. przedstawiono widma tych samych sygnałów przyspieszeń drgań.

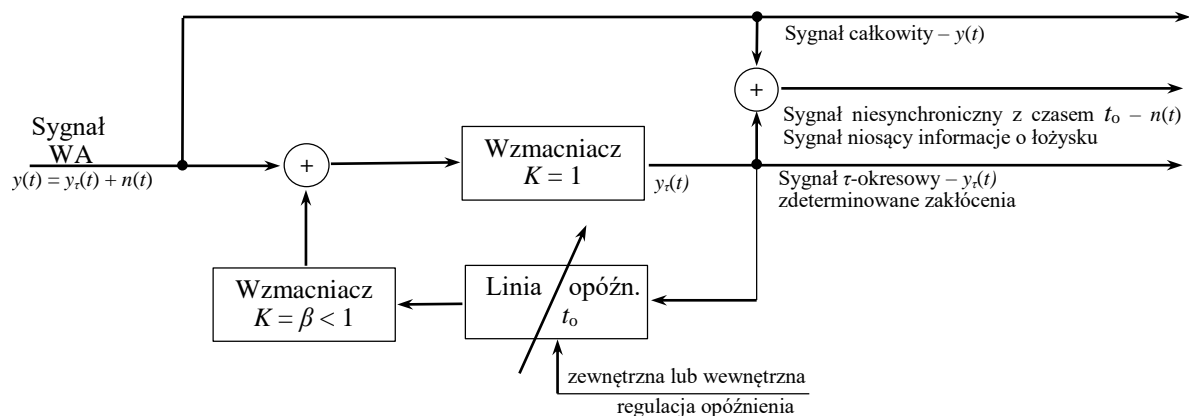


Rys. 3.28. Widma przyspieszeń drgań łożyska zarejestrowane przez dwa przeciwległe zamontowane na oprawie czujniki drgań [opr. autor]



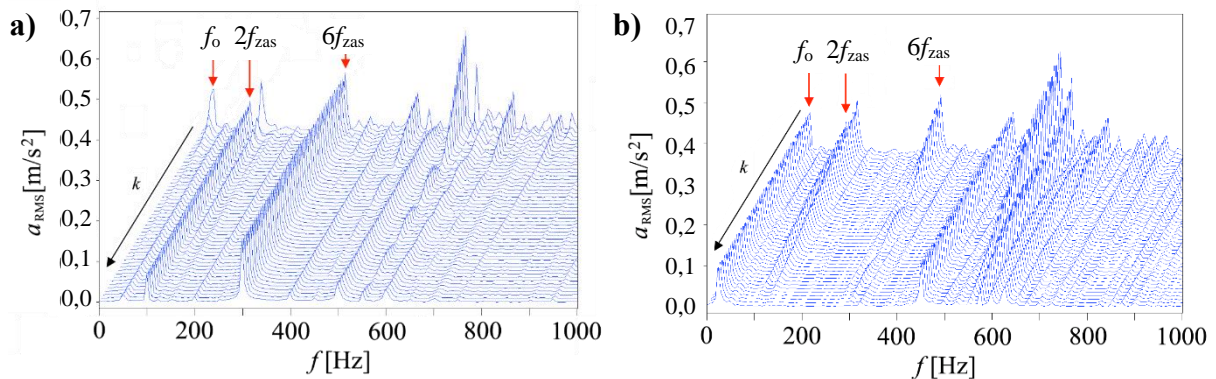
W paśmie do 1 kHz jest wyraźnie widoczne jest usunięcie niskoczęstotliwościowych składowych związanych z oddziaływaniem dynamicznym stanowiska (redukcja składowych będących w przeciwfazie). Powyżej 1,3 kHz widać stopniowe wzmacnianie składowych związane ze zmianą związków fazowych między przetwornikami. Skuteczność separacji przestrzennej w zakresie do 1 kHz oznacza że w wysokoczęstotliwościowym paśmie pomiarowym (*high*: 1,5 – 10 kHz) nie jest obecny wpływ stanowiska. W pełnym zakresie częstotliwości (do 10 kHz) widma uzyskane w wyniku transformacji sygnałów pochodzących z dwóch przetworników zamontowanych w przeciwfazie wykazują się bardzo dużą zbieżnością (współczynnik korelacji liniowej  $R_{xy} = 0,9926$ ).

Drugim rozwiązaniem jakie rozważano do wyeliminowania zdeterminowanych zakłóceń (sygnał o znanej częstotliwości, powiązany ze stanowiskiem) było uśrednianie multisynchroniczne MSA (ang. *Multi-Synchronous Averaging*). Schemat blokowy analizatora synchronicznego przedstawiono poniżej na rysunku 3.29.



Rys. 3.29. Schemat blokowy analizatora synchronicznego z regulowanym czasem synchronizacji  $t_0$  [5]

Uśrednianie multisynchroniczne umożliwia wielowątkową dekompozycję sygnału i uzyskanie mono-periodycznych sygnałów poliharmonicznych. Przykład działania procedury i redukcji składowych niesynchronicznych z częstotliwością zasilania –  $f_{zas}$  i częstotliwością obrotową –  $f_0$  przedstawiono na rysunku 3.30., który ilustruje zmiany składu spektralnego obserwowane w kolejnych iteracjach synchronicznego uśredniania sygnałów.



Rys. 3.30. Przykład redukcji zakłóceń (składowych) pochodzących od układu napędowego z zastosowaniem techniki MSA; a) składowe o naturze mechanicznej; b) składowe o naturze elektromagnetycznej [130]

Efektywna redukcja składowych częstotliwościowych  $2f_{zas}$  i  $6f_{zas}$  (niesynchronicznych z  $f_o$ ) jest wyraźnie widoczna na rysunku 3.30.b), natomiast redukcja składowej  $f_o$  jest obserwowana na rysunku 3.30.a) dla uśrednionej synchronizacji z częstotliwością  $f_{zas}$ . W celu synchronizacji procesu dekompozycji wykorzystano sygnał tachometryczny (związany z  $f_o$ ) oraz sygnał częstotliwości zasilania ( $f_{zas}$ ). Uśrednianie multisynchroniczne można prowadzić w wybranym paśmie częstotliwości wcześniej poddając sygnał filtracji pasmowej.

W przeciwieństwie do idei przedstawionej przez Cempla i przedstawionych wyników na rysunku 3.30. istotny diagnostycznie w tym przypadku jest sygnał rezydualny. Jest to związane z faktem, że w przypadku braku uszkodzeń sygnał drgań łożyska ma charakter szumowy oraz, że częstotliwości charakterystyczne defektów elementów łożyska są proporcjonalne do prędkości obrotowej (sygnał synchronizujący) ale współczynniki proporcjonalności nie są liczbami całkowitymi.

Całkowita moc  $P_g$  sygnału przyspieszeń drgań rejestrowanego na oprawie łożyska to suma mocy sygnałów pochodzących ze wszystkich źródeł mechanicznych i elektromagnetycznych. W tym moc sygnałów synchronicznych z częstotliwościami obrotowa  $P_m$  i sieciową  $P_{el}$  oraz niesynchronicznych (rezydualne)  $P_r$ :

$$P_g = P_m + P_{el} + P_{sz} . \quad (3.2)$$

Sygnał wyekstrahowany metodą MSA z zastosowaniem synchronizacji sygnałem o częstotliwości sieciowej powinien zawierać poliharmonikę o częstotliwości podstawowej ok 50 Hz. Ujmuje ona wszystkie komponenty sygnału związane głównie z magnetostrycją (100 Hz i nadharmoniczne). Natomiast sygnał wyekstrahowany z zastosowaniem synchronizacji sygnałem tachometrycznym zawiera składowe sygnałów związane głównie z oddziaływaniem dynamicznym wirnika silnika, wrzeciona i sprzęgła.

Zatem wartość skuteczna sygnału rezydualnego będzie ujmowała wszystkie pozostałe zjawiska niesynchroniczne z sygnałami synchronizującymi proces dekompozycji MSA o częstotliwości sieci i obrotowej stanowiska:

$$RMS_r = \sqrt{RMS_g^2 - RMS_m^2 - RMS_{el}^2} . \quad (3.3)$$

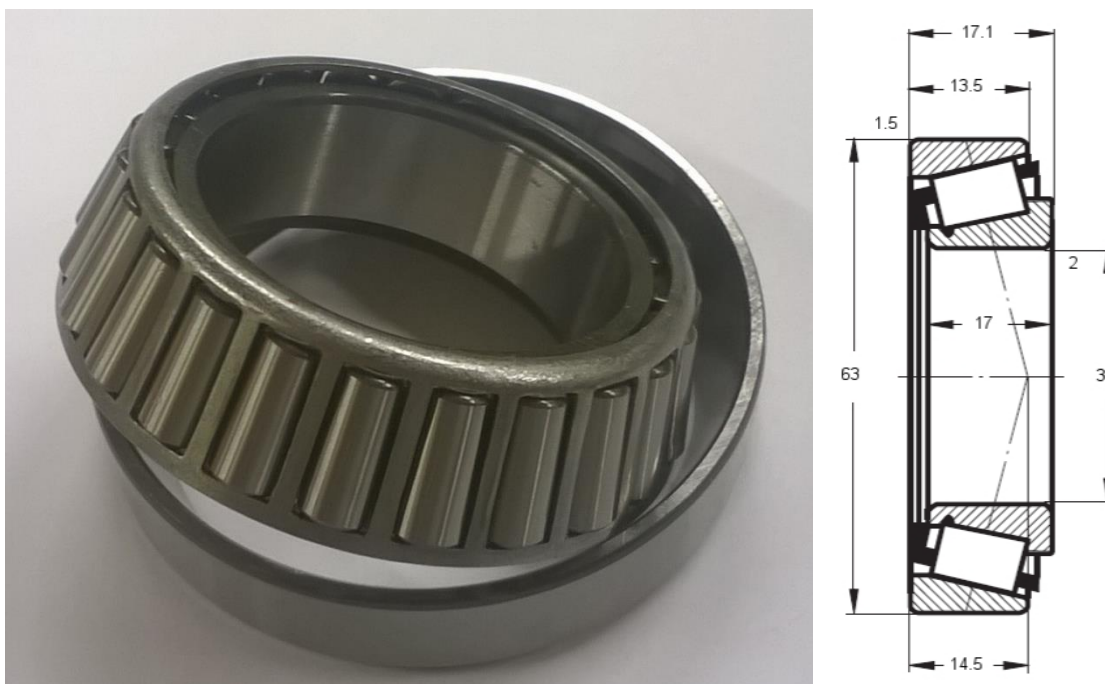
Można oczekiwać, że w sygnale rezydualnym dominujący udział będą miały oddziaływania dynamiczne testowanego łożyska. Nie można jednak wykluczyć że w sygnale rezydualnym jakąś część mogą mieć pozostałe oddziaływania natury elektromagnetycznej występujące w silniku związane z asymetrią szczeliny powietrznej (objawiające się składowymi o częstotliwości żłobkowej) [133].

## 4. ZASTOSOWANIE METOD CYFROWEGO PRZETWARZANIA SYGNAŁÓW WIBROAKSUTYCZNYCH W BADANIACH ŁOŻYSK

### 4.1. Obiekty badań

Celem badań prezentowanych w tym rozdziale było przeprowadzenie testów nowych łożysk stożkowych, które zostały sklasyfikowane przez producenta (PBF Kraśnik S.A.) jako dobre i jako wadliwe. Badania łożysk prowadzono z uwzględnieniem opisanych w rozdziale 3 uwarunkowań dotyczących prowadzenia testów. Rezultatem badań były miary i charakterystyki sygnałów uzyskane w wyniku cyfrowego przetwarzania sygnałów WA. Na podstawie analizy wyników wyłoniono miary sygnałów WA potencjalnie przydatne do reklasyfikacji testowanych łożysk stożkowych.

Badania przeprowadzono na zestawie łożysk testowych B, w skład którego wchodziło 80 szt. nowych łożysk 513-716A. Łożyska pozyskano od producenta – PBF Kraśnik S.A. Zestaw zawiera według deklaracji producenta (wydział łożysk stożkowych, hala produkcyjna) 30 szt. łożysk dobrych – bez wad (numery 001-030), 30 szt. łożysk wadliwych – negatywnie sklasyfikowane ze względu na przekroczony poziom drgań (numery 101-130), oraz 20 szt. łożysk wadliwych – negatywnie sklasyfikowane ze względu na zbyt głośną pracę (numery 201-220). Oceny głośności pracy łożysk dokonywał pracownik. Z jednej strony taka ocena jest wysoce subiektywna, jednakże wieloletnie doświadczenie pracowników może gwarantować duże prawdopodobieństwo prawidłowej oceny. Producent poza klasyfikacją (dobre / wadliwe) nie udostępnił innych wyników testów poprodukcyjnych. Klasyfikację PBF Kraśnik S.A., wykonywaną na końcowym etapie produkcji nazywać będziemy klasyfikacją pierwotną. Widok łożyska typu 513-716A, będącego obiektem badań oraz jego wymiary zaprezentowano na rysunku 4.1. Natomiast podstawowe parametry łożyska 513-716A zamieszczono w tabeli 4.1.



Rys. 4.1. Łożysko stożkowe typ 513-716A ; producent – PBF Kraśnik S.A [fot. autor] i wymiary [e9]

Tabela 4.1. Dane techniczne łożyska 513-716A [e9]

Typ łożyska	513-716A 69349A/K-JL69399
kategoria	łożyska specjalne stożkowe, jednorzędowe
średnica wewnętrzna – $d$	38 mm
średnica zewnętrzna – $D$	63 mm
wysokość – $B, T, H$	17,1 mm
masa	200 g
nośność dynamiczna	44 kN
nośność statyczna	59 kN
obroty graniczne (środek smarny – smar)	ok. 9 600 obr/min
obroty graniczne (środek smarny – olej)	ok. 12 000 obr/min
liczba elementów tocznych	23
kąt bieżni	15,5°
kąt stożka wałeczka	3,3331°

W fabryce łożysk w Kraśniku wykonano dodatkowe testy z zastosowaniem urządzenia pomiarowego MVH 200 współpracującego z komputerowym układem pomiarowym MEB 95 (*vibration testing electronics*) wyposażonym w oprogramowanie FPM. Wszystkie elementy systemu pomiarowego z wyjątkiem części mechanicznej zostały opracowane i wyprodukowane przez SKF<sup>1</sup>. Układ pomiarowy MEB 95 zaprezentowano na rysunku 4.2.



Rys. 4.2. Jednostka pomiarowa MEB 95/FPM (SKF) [e10]

System pomiarowy SKF pełnił w PBF Kraśnik S.A rolę urządzenia referencyjnego i znajdował się w budynku wydziału kontroli jakości. Było on przeznaczony do prowadzenia pomiarów porównawczych z urządzeniami testującymi na liniach produkcyjnych. Czas testowania łożyska na tym urządzeniu wynosił ok. 7 s. Testowanie łożyska rozpoczynało się po 1 s od wprawienia go w ruch obrotowy. Łożyska obciążano osiowo siłownikiem pneumatycznym, stałą siłą 1 kN. Wyniki tych testów zamieszczono w załączniku nr 1 do pracy, natomiast ich podsumowanie zawarto w tabeli 4.2. Zamieszczoną w tabeli klasyfikację, przeprowadzoną w wydziale kontroli jakości PBF Kraśnik S.A., będziemy nazywać klasyfikacją wtórną.

<sup>1</sup> SKF (Svenska Kullagerfabriken AB) – szwedzki producent łożysk, jest obecnie największym na świecie dostawcą łożysk tocznych

Tabela 4.2. Synteza wyników testów na urządzeniu referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. i klasyfikacja wtórna łożysk z zestawu B

Klasyfikacja	30 szt. bez wad	30 szt. z przekroczonym poziomem drgań	20 szt. zbyt głośno pracujących
dobrze +	17 szt.	1 szt.	0 szt.
dobrze	7 szt.	1 szt.	2 szt.
wadliwe	6 szt.	28 szt.	18 szt.
prawidłowo sklasyfikowane	24/30 = 80%	28/30 = 93,33%	18/20 = 90%
błędnie sklasyfikowane	6/30 = 20 %	2/30 = 6,67 %	2/20 = 10%

O ile negatywna klasyfikacja łożysk bez wad nie niesie za sobą innych konsekwencji niż tylko koszt ponoszony przez przedsiębiorstwo, to konsekwencje pozytywnej klasyfikacji łożysk wadliwych ponosi odbiorca.

Z uwagi na sposób testowania w PBF Kraśnik S.A. nie ma pewności, że zarówno klasyfikacja pierwotna jak i wtórna jest w pełni prawidłowa. Po pierwsze, wyniki obu klasyfikacji różnią się między sobą w 12,5 % przypadków. Po drugie 10-krotnie tresowanie tego samego łożyska dało różne wyniki pomiarów i klasyfikacji. Przyczyną tego jest rozrzut wyników pomiarów realizowanych na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (4–12%, zależnie od pasma pomiarowego). Wyniki tego testu zamieszczono w tabeli 4.3.

Tabela 4.3. Wyniki wielokrotnego testowania tego samego łożyska na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A.

Numer testu	$v_{RMS}$ [ $\mu\text{m/s}$ ] pasmo L 50 – 300 Hz	$v_{RMS}$ [ $\mu\text{m/s}$ ] pasmo M 300 – 1 800 Hz	$v_{RMS}$ [ $\mu\text{m/s}$ ] pasmo H 1,8 – 10 kHz	klasa jakości
1	114	124,1	553,2	dobrze +
2	123	133,9	642	dobrze
3	121,3	137,2	643,4	dobrze
4	170,7	122,2	594,2	dobrze +
5	137,1	128,7	585,5	dobrze +
6	143,2	131,6	580,2	dobrze +
7	148,4	127,2	589,3	dobrze +
8	125,8	129,1	662,4	dobrze
9	147,8	135,1	592,6	dobrze +
10	153,8	129,4	597,5	dobrze +

Biorąc pod uwagę wyniki klasyfikacji umieszczone w ostatniej kolumnie tabeli 4.3. można zauważyć, że w 30% przypadków to samo łożysko zostało zaklasyfikowane do innej grupy. Można dojść do wniosku, że do takich rozbieżności w ocenie mogłoby również dochodzić w przypadku kwalifikacji łożyska pomiędzy grupami dobrze lub wadliwe. W skrajnym przypadku mogłoby to prowadzić do sytuacji, w której 30 % dobrych łożysk byłoby kwalifikowane jako wadliwe, co skutkowałoby zwiększeniem kosztów produkcji.



## 4.2. Stanowisko pomiarowe LDS i uwarunkowania prowadzenia testów

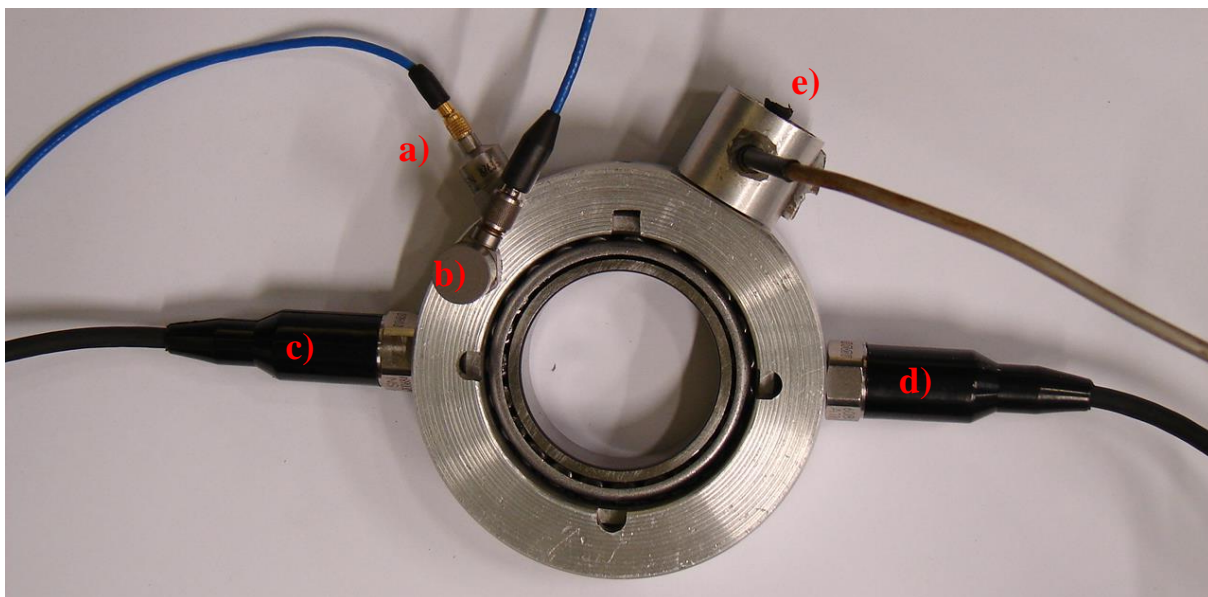
Badania zestawu łożysk B zostały ponownie przeprowadzone w Politechnice Poznańskiej na stanowisku LDS w Instytucie Mechaniki Stosowanej. Budowa stanowiska została przedstawiona w rozdziale 3.3.2. Ze względu na inne wymiary łożysk z zestawu B, zaprojektowano i wykonano nową oprawę łożyskową. Widok łożyska 513-716A zamontowanego na stanowisku LDS zamieszczono na rysunku 4.3.



Rys. 4.3. Łożysko stożkowe 513-716A zamontowane na stanowisko LDS [fot. autor]

Na oprawie łożyska (rysunek 4.4.) zamontowano 5 czujników rejestrujących drgania:

- piezoelektryczny przetwornik przyspieszeń drgań M352A60 (PCB), patrz tabela 3.8.,
- piezoelektryczny przetwornik przyspieszeń drgań 352C33 (PCB), tabela 4.4.,
- dwa piezoelektryczne przetworniki przyspieszeń drgań 608A11 (PCB), tabela 3.15.,
- czujnik emisji akustycznej typu WM4a.



Rys. 4.4. Oprawa łożyskowa z łożyskiem stożkowym 513-716A i zamontowanymi przetwornikami;  
a) – M352A60; b) – 352C33; c) i d) – 608A11; e) – WM4a [fot. autor]

Tabela 4.4. Dane techniczne akcelerometru 352C33 [134]

Parametr	Wartość [jednostki imperialne]	Wartość [układ SI]
producent	PCB Piezotronics	
kategoria	ICP® ACCELEROMETER	
model	352C33, SN: 52044	
czułość ( $\pm 10\%$ )	100 mV/g	10,2 mV/(m/s <sup>2</sup> )
zakres pomiarowy	$\pm 50$ g	$\pm 490$ m/s <sup>2</sup>
zakres częstotliwości ( $\pm 3$ dB)	0,3 to 15 000 Hz	
częstotliwość rezonansowa	$\geq 50$ kHz	
nieliniowość	$\leq 1\%$	
czułość poprzeczna	$\leq 5\%$	
zakres temperatury pracy	-65 do 200 °F	-54 do +93 °C
maksymalny szum widmowy (10 Hz)	39 $\mu\text{g}/\sqrt{\text{Hz}}$	380 ( $\mu\text{m}/\text{s}^2$ )/ $\sqrt{\text{Hz}}$
element pomiarowy	ceramiczny	
sposób montażu	10-32 UNF gwint całowy	

Sygnaly z przetworników przyspieszeń drgań były wstępnie przetwarzane przez wzmacniacz kondycjonujący NEXUS typu 2693-A-0I4<sup>1</sup> (Brüel & Kjaer) [118], który umożliwiał filtrację i dopasowanie napięciowe sygnałów do układu konwersji analogowo-cyfrowej (ADC). Dodatkowo wzmacniacz NEXUS typu 2693-A-0I4 zasiliał przetworniki przyspieszeń drgań pracujących w standardzie IEPE. Zastosowane nastawy wzmacniacza NEXUS zamieszczono w tabeli 4.5.

Tabela 4.5. Zastosowane w badaniach nastawy wzmacniacza NEXUS 2693-A-0I4

Kanał – przetwornik	Nastawa czułości [mV/ms <sup>2</sup> ]	Filtracja górnoprzepustowa [Hz]	Filtracja dolnoprzepustowa [kHz]	Zakresy napięć wejściowych
1 – M352A60	1,06	10	100	od 1 mV/ms <sup>2</sup> do 316 V/ms <sup>2</sup>
2 – 352C33	10,18	10	22,4	
3 – 608A11	9,23	10	10	
4 – 608A11	10,1	10	10	

Pomiary drgań uzupełniono o pomiar ciśnienia akustycznego realizowany w odległości 100 mm od pracującego łożyska (bliskie pole akustyczne). Zastosowano tu mikrofon pola swobodnego G.R.A.S. 40BF (patrz tabela 3.9.) współpracujący z przedwzmacniaczem G.R.A.S. 26AK. Mikrofon był zasilany przez wzmacniacz kondycjonujący NEXUS typu 2690-A-0S2<sup>2</sup> (Brüel & Kjaer). Sygnał z mikrofonu poddano filtracji pasmowej od 10 Hz do 100 kHz. We wzmacniaczu nastawiono czułość napięciową mikrofonu wynoszącą 4,012 mV/Pa.

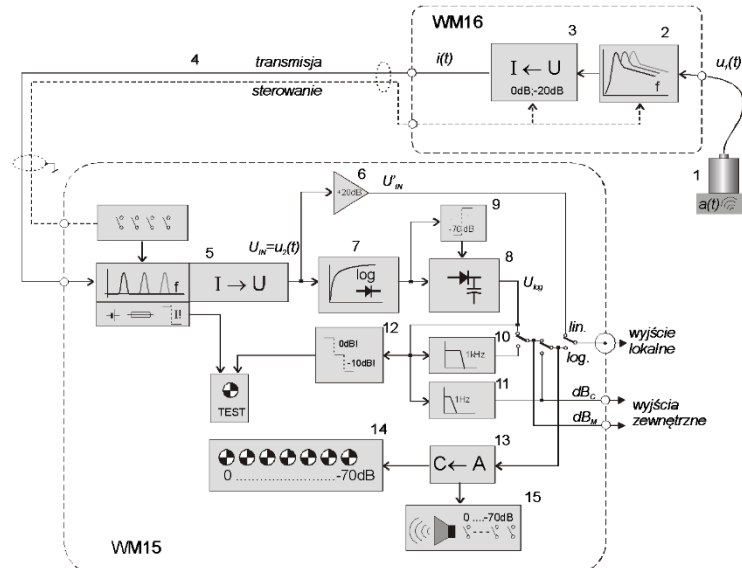
<sup>1</sup> Typ 2693-A-0I4 to 4-kanalowy CCLD (ang. *Constant Current Line Drive* co oznacza zasilanie przetwornika prądem stałym o natężeniu 20 mA) całkujący wzmacniacz kondycjonujący z możliwością podwójnego całkowania sygnałów.

<sup>2</sup> Typ 2690-A-0S2 to 2-kanalowy mikrofonowy wzmacniacz kondycjonujący (napięcie zasilania mikrofonu 200V)

Na rysunku 4.4. literą e) oznaczono czujnik emisji akustycznej (EA) typu WM4a. Współpracował on z dedykowanym układem kondycjonowania sygnału. W skład układu pomiarowego EA wchodziły następujące elementy [135]:

- czujnik emisji akustycznej (1) przetwarzający propagującą się drogą materiałową do przetwornika falę sprężystą na sygnał elektryczny,
- blok filtrów górnoprzepustowych (2), których częstotliwości graniczne są zależne od charakterystyki amplitudowo-częstotliwościowej czujnika EA,
- dwuzakresowy konwerter napięciowo-prądowy (3) o skokowo regulowanym wzmacnieniu,
- ekranowana linia transmisyjna (4) składająca się z dwóch przewodów transmisji prądowej i (opcjonalnie) z dwóch przewodów sterujących umożliwiającymi zdalne załączanie filtrów pasmowych i zmianę wzmacnienia konwertera,
- konwerter prądowo-napięciowy (5) zintegrowany z zespołem filtrów wąskopasmowych i zabezpieczeniem nadprądowym linii,
- wzmacniacz linii sygnałowej (6), do wyjścia którego istnieje możliwość podłączenia oscyloskopu i prowadzenia podglądu sygnału EA,
- układ konwersji liniowo-logarytmicznej (7),
- moduł obwiedniujący, w skład którego wchodzi detektor wartości szczytowej (8) i układ redukcji szumów (9),
- blok filtrów dolnoprzepustowych (10) 1 kHz, (11) 1 Hz,
- układ kontroli wysterowania sygnału w torze pomiarowym (12),
- 3-bitowy przetwornik typu flash, (13) współpracujący z wyświetlaczem optoelektronicznym (14) oraz układem akustycznym sygnalizacji przesterowań (15).

Schemat blokowy układu do przetwarzania sygnałów emisji akustycznej zaprezentowano na rysunku 4.5. Układy elektroniczne zamontowano w dwóch odrębnych modułach tj. wzmacniaczu transmisyjnym WM16 i w układzie kondycjonowania sygnału EA – WM15.



Rys. 4.5. Schemat blokowy przetwarzania sygnałów emisji akustycznej w modułach WM15 i WM16 [135]

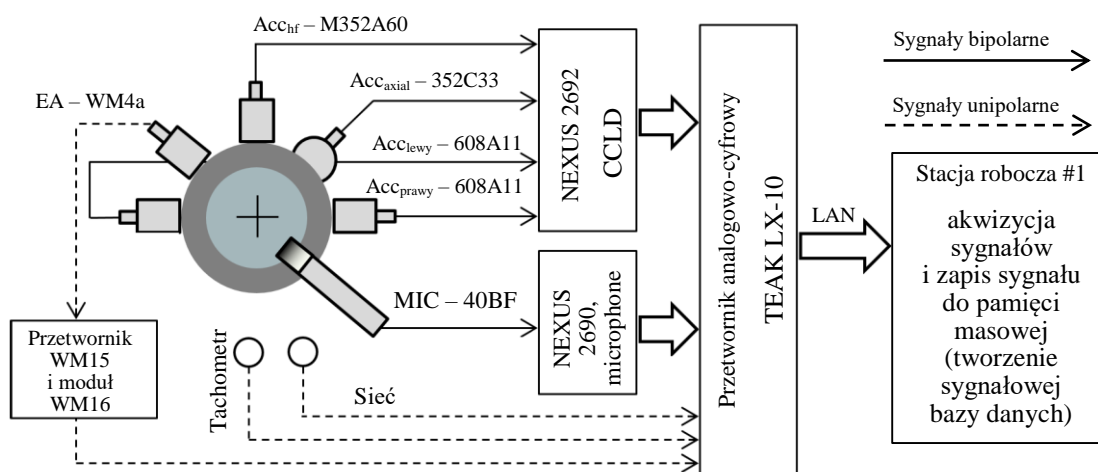
Jedno z wyjść modułu WM15 umożliwia podgląd i/lub rejestrację obwiedni sygnału EA w skali logarytmicznej  $\text{dB}_M$ . W ramach prowadzonych badań sygnał obwiedni EA był rejestrowany i parametryzowany. Kluczowa w wyborze wyjścia modułu WM15 była częstotliwość udostępnianego



na nim sygnału. Czujnik WM4a przetwarza sygnały w zakresie do 540 kHz. Wybór obwiedni sygnału EA jako sygnału do dalszego przetwarzania umożliwił jego cyfrową akwizycję współbieżnie z innymi sygnałami (drgań i hałasu) z częstotliwością próbkowania 96 kHz.

Podczas badań rejestrowano również sygnał tachometryczny ze zbliżeniowego czujnika indukcyjnego typu LJ12A3-4-Z/BX, NPN oraz sygnał udostępniony przez dedykowany układ pozwalający na śledzenie częstotliwości sieci zasilającej.

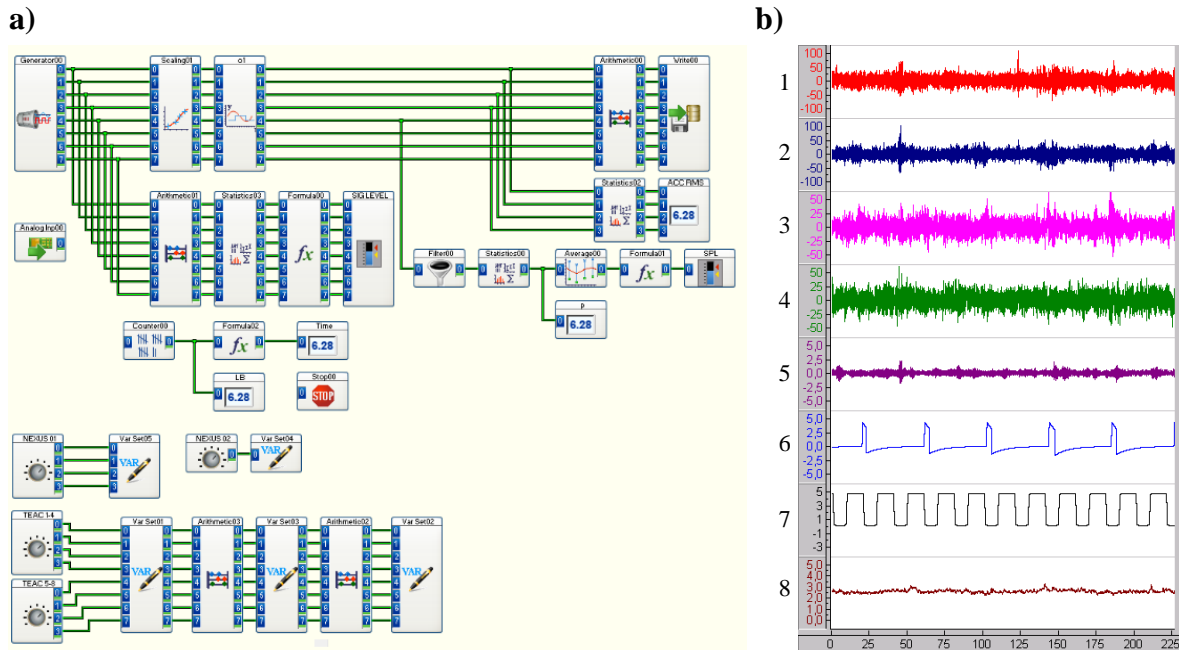
Sygnały z przetworników drgań, mikrofonu, czujnika EA, sygnał sieciowy oraz sygnał tachometryczny rejestrowano synchronicznie z wykorzystaniem 8-mio kanałowego rejestratora TEAC LX-10. Rejestrator ten pracował jako *front-end* i był połączony przez LAN<sup>1</sup> ze stacją roboczą #1. Schemat podłączenia przetworników do układów kondycjonowania sygnałów, konwersji cyfrowo-analogowej i stacji roboczej #1 realizującej rejestrację sygnałów przedstawiono na rysunku 4.6. Aplikacja do rejestracji sygnałów zainstalowana na stacji roboczej #1 była opracowana i wykonana w środowisku DASyLab (rysunek 4.7.).



Rys. 4.6 Schemat blokowy torów rejestracji sygnałów na stanowisku LDS w trakcie realizacji badań [opr. autor]

Strukturę aplikacji do rejestracji sygnałów i ich wstępnego przetwarzania zaprezentowano na rysunku 4.7. Wstępne cyfrowe przetwarzanie sygnałów obejmowało skalowanie polegające na zamianie napięć wejściowych na wartości wyrażane w jednostkach odpowiednich dla danej wielkości fizycznej (przyspieszenia i ciśnienie akustyczne). Dodatkowo aplikacja umożliwiała monitorowanie poziomu występowania sygnałów oraz współbieżny wielokanałowy podgląd rejestrowanych sygnałów.

<sup>1</sup> LAN (ang. *Lokal Area Network*) lokalna sieć komputerowa



Rys. 4.7. Struktura aplikacji do rejestracji i wstępnego przetwarzania sygnałów opracowana w środowisku DASYLab – a); widok okna podglądu rejestrowanych sygnałów – b);

- 1 – przyspieszenia drgań z M352A60 w  $[m/s^2]$ ; 2 – przyspieszenia drgań z 352C33 w  $[m/s^2]$ ;  
3 i 4 przyspieszenia drgań z 608A11 w  $[m/s^2]$ ; 5 – ciśnienie akustyczne –  $p$  [Pa]; 6 – sygnał tachometryczny;  
7 – sygnał sieciowy (zasilanie stanowiska); 8 – obwódka sygnału EA – z WM4a [opr. autor]

Sygnały rejestrowane były z najwyższą dostępną częstotliwością próbkowania rejestratora TEAC LX-10, wynoszącą 96 kHz. Rozmiar bloku danych wynosił 4096 próbek. Łącznie w ramach badań zestawu łożysk B uzyskano zestaw danych pomiarowych (sygnałów) o rozmiarze ok. 55 GB. Zarejestrowane sygnały podawano cyfrowemu przetwarzaniu za pomocą oprogramowania zainstalowanego na stacji roboczej #2. Efektem przetwarzania były miary i charakterystyki sygnałów WA (patrz rozdział 2.2). Wyniki były podstawą do reklasyfikacji łożysk z zestawu B (patrz rozdziały 4.4. i 6.1.).

W badaniach zestawu łożysk B zostały uwzględnione uwarunkowania wynikające z badań wstępnych (patrz rozdział 3.3) oraz częściowo z wytycznych zawartych w normie ISO 15242.

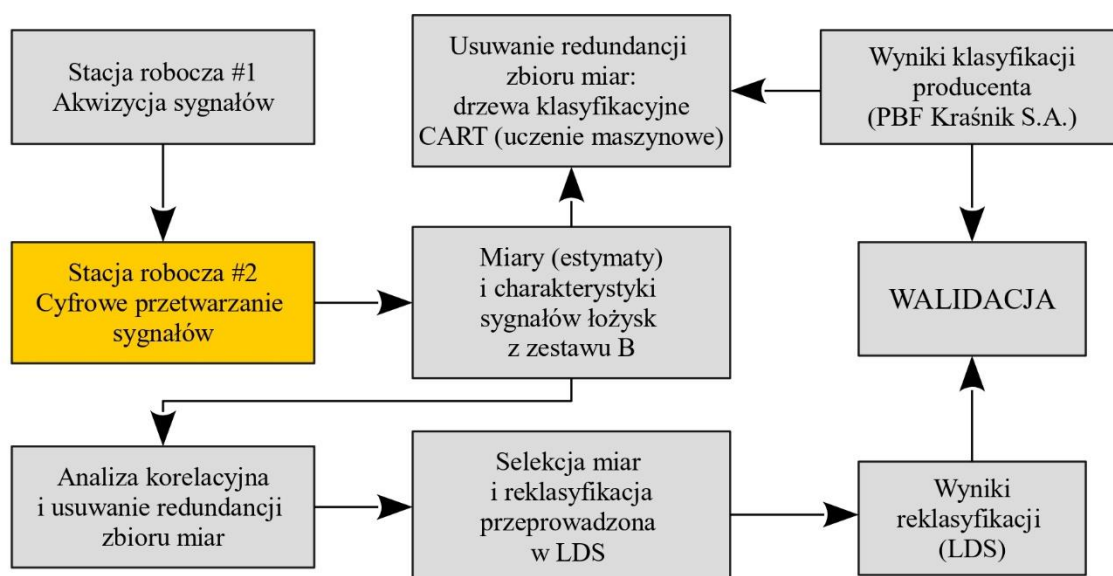
- Łożyska z zestawu B (613-716A), podobnie jak w przypadku zestawu łożysk A (CBK 171), przed zamontowaniem na stanowisku LDS podano procedurze czyszczenia opisanej w rozdziale 3.3.3.
- Stanowisko pracowało z prędkością obrotową równą w  $1465 \pm 0,8$  obr/min. Mimo zmiany oprawy łożyskowej i typu testowanego łożyska nie odnotowano zmiany średniej prędkości obrotowej.
- Po zamontowaniu łożyska w stanowisku, bezpośrednio przez rozpoczęciem testu, było ono smarowane olejem ISO VG 22. Olej podawany był strzykawką w nadmiarze, w ilości 0,5 ml i rozprowadzony po bieżniach i elementach tocnych poprzez ręczne wykonywanie kilku obrotów wału stanowiska.
- Łożysko obciążano osiowo siłą równą 55 N poprzez dokręcenie podkładki sprężynującej, oraz promieniowo (grawitacyjnie) siłą równą 15,16 N poprzez podwieszenie do oprawy łożyskowej dodatkowej masy (patrz rys. 3.9. i rys. 3.10.).
- Rejestracja sygnałów rozpoczynała się ok. 2 s od uruchomienia stanowiska. W tym czasie środek smary ulegał dalszemu rozprowadzeniu a jego nadmiar opuszczał łożysko.

- Czas rejestracji sygnałów każdorazowo wynosił 240 s. Czas ten jest zdecydowanie dłuższy niż czas niezbędny do prowadzenia testu kwalifikującego łożyska. Zarejestrowane sygnały stwarzają możliwość wykorzystania ich do prowadzenia dalszych prac badawczych.
- W czasie 4-minutowej rejestracji sygnałów łożysko w niewielkim stopniu nagrzewało się (do temperatury ok. 34 °C). Jednakże, zidentyfikowanym na podstawie termogramów głównym źródłem generowanego ciepła było łożysko ślizgowe wrzeciona. Temperatura oprawy łożyska ślizgowego osiągała wartość ok. 48 °C, co wiązało się z koniecznością dodatkowego chłodzenia stanowiska.

### 4.3. Przetwarzanie sygnałów

#### 4.3.1. Ogólny schemat przetwarzania sygnałów i danych

Na rysunku 4.8. przedstawiono miejsce cyfrowego przetwarzania w ogólnym schemacie przetwarzania sygnałów i danych realizowanych w ramach niniejszej pracy.



Rys. 4.8. Uproszczony schemat przetwarzania sygnałów i danych stosowany w badaniach łożysk z zestawu B (łożyska typu 513-716A) [opr. autor]

Po zakończeniu rejestracji sygnałów drgań i hałasu oraz ich wstępnego kondycjonowania (stacja robocza #1) wykonano ich cyfrowe przetwarzanie (w stacji roboczej #2). W jego wyniku uzyskano zbiór miar i charakterystyk sygnałów, który stanowiły podstawę zarówno wnioskowania diagnostycznego jak i reklasyfikacji łożysk zestawu B. W pracy nie zamieszczono szczegółowych struktur aplikacji cyfrowego przetwarzania sygnałów z uwagi na ich złożoność. Niemniej, uproszczone algorytmy wyznaczania podstawowych (klasycznych) miar charakterystyk drgań i hałasu emitowanych przez testowane ŁT zamieszczono w rozdziale 4.3.2., sposób przetwarzania i parametryzacji obwiedni sygnałów EA w rozdziale 4.3.3., a idee oraz algorytmy nowych procedur cyfrowego przetwarzania sygnałów zamieszczono w rozdziale 5.

### 4.3.2. Przetwarzanie sygnałów drgań i hałasu – miary, charakterystyki, algorytmy

Podstawowe miary i charakterystyki sygnałów WA były wyznaczane równolegle w różnych pasmach częstotliwości, które zawarto w 4.6.

Tabela 4.6. Przyjęte pasma pomiarowe

Źródło sygnału i wielkość pomiarowa	Pasma częstotliwości	Odpowiednik z ISO 15242
przetwornik przyspieszeń drgań, M352A60 pomiar w kierunku promieniowym, przyspieszenia – $a$ [m/s <sup>2</sup> ] zryw – $j$ [km/s <sup>3</sup> ]	50 Hz – 2 000 Hz	50 Hz – 300 Hz łącznie z 300 Hz – 1 800 Hz
	2 000 Hz – 10 000 Hz	1 800 Hz – 10 000 Hz
	10 kHz – 48 kHz	brak
	pełne pasmo 50 Hz – 48 kHz	brak
pojemnościowy mikrofon pomiarowy, 40BF ciśnienie akustyczne – $p$ [Pa] pomiar w osi łożyska	50 Hz – 2 000 Hz	brak
	2 000 Hz – 10 000 Hz	
	10 kHz – 48 kHz	
	pełne pasmo 50 Hz – 48 kHz	
przetwornik przyspieszeń drgań, 352C33 pomiar w kierunku osiowym przyspieszenia – $a$ [m/s <sup>2</sup> ] prędkość – $v$ [mm/s]	14 <sup>1</sup> Hz – 40 Hz	brak
	40 Hz – 250 Hz	50 Hz – 300 Hz
	250 Hz – 1 500 Hz	300 Hz – 1 800 Hz
	1 500 Hz – 10 000 Hz	1 800 Hz – 10 000 Hz
	pełne pasmo 14 Hz – 10 000 Hz	brak
przetworniki przyspieszeń drgań, 608A11 pomiar w kierunku promieniowym przyspieszenia – $a$ [m/s <sup>2</sup> ] prędkość – $v$ [mm/s]	14 Hz – 40 Hz	brak
	40 Hz – 250 Hz	50 Hz – 300 Hz
	250 Hz – 1 500 Hz	300 Hz – 1 800 Hz
	1 500 Hz – 10 000 Hz	1 800 Hz – 10 000 Hz
	pełne pasmo 14 Hz – 10 000 Hz	brak

Sygnały prędkości drgań uzyskiwano, w wyniku całkowania numerycznego sygnałów przyspieszeń z przetworników 352C33 i 608A11. Natomiast zryw (ang. *jerk*) uzyskano poprzez różniczkowanie sygnału przyspieszeń z wysokoczęstotliwościowego czujnika M352A60. Sygnały prędkości i zrywu poddano filtracji w analogicznych pasmach jak sygnały przyspieszeń z odpowiednich przetworników.

Wszystkie zarejestrowane sygnały przetworzono cyfrowo w celu uzyskania miar i charakterystyk potencjalnie przydatnych w klasyfikacji nowych łożysk tocznych. Parametryzacji poddawano 10-sekundowy fragment sygnału (patrz rysunek 4.12.).

Dla wielkości pomiarowych: prędkości drgań w kierunkach osiowym i promieniowym, przyspieszeń drgań w kierunkach osiowym i promieniowym oraz zrywu drgań w kierunku promieniowym (w pasmach zamieszczonych w tabeli 4.6.) wyznaczono następujące, miary i charakterystyki sygnałów:

- wartość szczytową  $u_{PEAK}$  wyznaczoną z sekwencji 10 sekundowej (przyjęty czas testowania),
- średnią wartość szczytową  $\bar{u}_{PEAK}$  wyznaczaną z 10 sekwencji jednosekundowych
- wartość średnią  $u_{AVG}$ ,
- wartość skuteczną  $u_{RMS}$ ,
- kurtozę  $KURT$ ,

<sup>1</sup> 14 Hz – najniższa możliwa do ustawienia częstotliwość graniczna  $f_c$  filtru górnoprzepustowego, przy przyjętej częstotliwości próbkowania

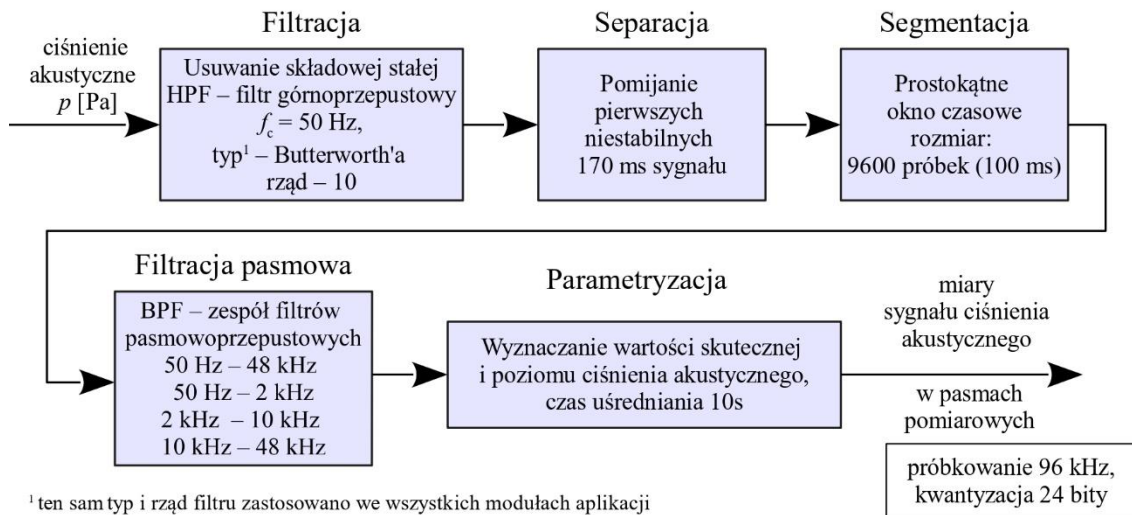
- współczynnik szczytu  $K_{crest}$ ,
- współczynnik kształtu  $K_{shape}$ ,
- współczynnik impulsowości  $K_{impulse}$ ,
- współczynnik luzu  $K_{clerence}$ ,
- współczynnik  $XSK$ , przy czym za wartość odniesienia  $u_{RMS_0}$  przyjmowano najniższą zmierzoną wartość skuteczną,
- częstotliwość Rice'a  $f_{RICE}$  sygnałów prędkości i przyspieszeń (w pasmach 50 Hz – 48 kHz oraz 14 Hz – 10 kHz),
- widma amplitudowe (w pasmach 50 Hz – 48 kHz oraz 14 Hz – 10 kHz ),
- kurtozę widmową  $FDK$ .

Na podstawie sygnału ciśnienia akustycznego wyznaczano następujące miary i charakterystyki :

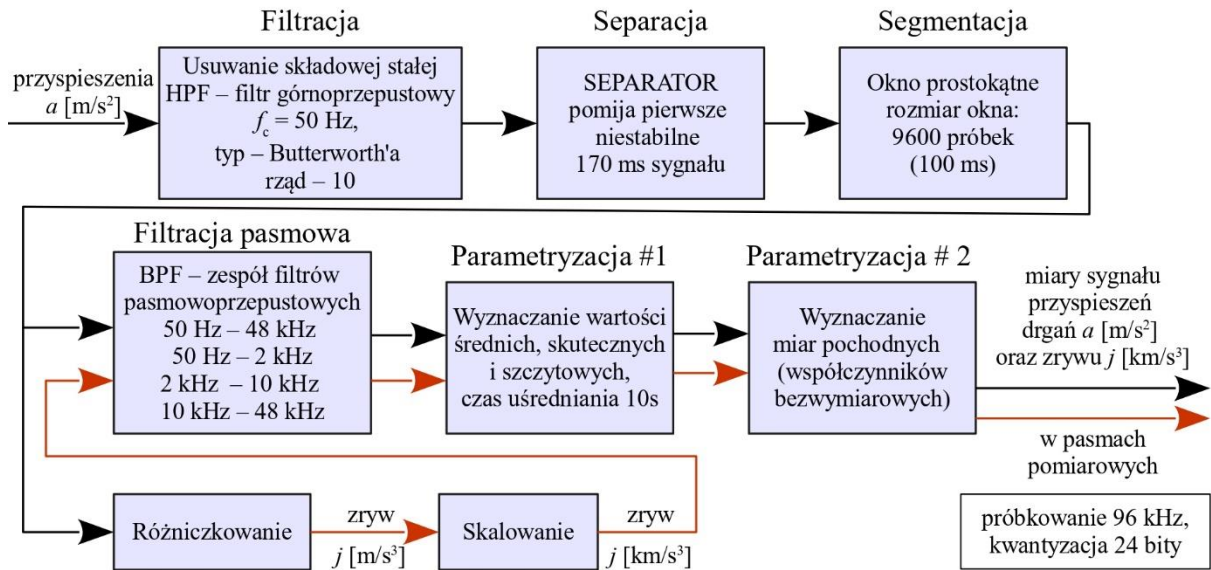
- wartość skuteczną  $p_{RMS}$ ,
- liniowy poziom ciśnienia akustycznego  $L_{lin}$ ,
- widmo amplitudowe,
- kurtozę widmową  $FDK$ .

Zestawienie wszystkich wyznaczonych miar zawarto w załączniku nr 2 do pracy.

Uprozczone algorytmy cyfrowego przetwarzania sygnałów drgań i hałasu przedstawiono na rysunkach 4.9 – 4.11. Na rysunku 4.9. przedstawiono algorytm przetwarzania sygnału ciśnienia akustycznego, na rysunku 4.10. algorytm przetwarzania sygnału przyspieszeń drgań w szerokim paśmie częstotliwości 50 Hz – 48 kHz z przetwornika M352A60, natomiast na rysunku 4.11. zamieszczono algorytm przetwarzania sygnałów przyspieszeń drgań w pasmach zgodnych z tabelą 4.6.



Rys. 4.9. Uproszczony algorytm cyfrowego przetwarzania sygnałów ciśnienia akustycznego [opr. autor]



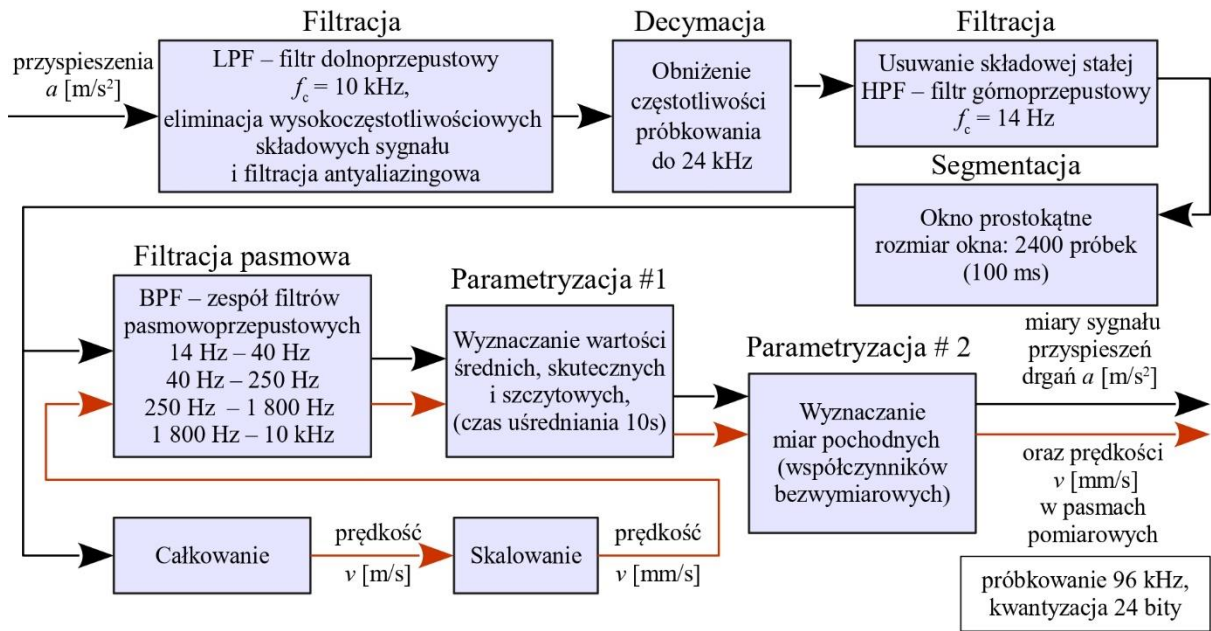
Rys. 4.10. Uproszczony algorytm cyfrowego przetwarzania sygnału przyspieszeń drgań z przetwornika M352A60 w paśmie do 48 kHz [opr. autor]

W przypadku przetwarzania sygnału ciśnienia akustycznego (rys. 4.9.) z mikrofonu 40BF w celu usunięcia ewentualnej składowej stałej zastosowano filtrację górnoprzepustową HP. Częstotliwość odcięcia  $f_c$  wynosiła 50 Hz (filtr Butterwortha<sup>1</sup> 10-tego rzędu). Obecność składowej stałej może mieć istotny wpływ na poprawne wyznaczone wartości skutecznych i poziomów ciśnienia akustycznego. Po filtracji HP sygnał ciśnienia akustycznego poddano okienkowaniu oknem prostokątnym o rozmiarze 9600 próbek, co odpowiadało 100 ms sygnału. Ponieważ nie zastosowano *overlapping'u* przesunięcie okna czasowego  $\Delta\tau$  było równe rozmiarowi okna. Hałas łożysk był parametryzowany w czterech pasmach pomiarowych. W tym celu zastosowano zespół filtrów pasmowych (środkowoprzepustowych) o częstotliwościach odcięcia widocznych na rysunku 4.9. W pasmach tych wyznaczono wartości skuteczne ciśnienia akustycznego (czas uśredniania 10 s). Wartości skuteczne ciśnienia akustycznego były podstawą do wyznaczenia poziomów ciśnienia akustycznego w czterech pasmach częstotliwości wyszczególnionych na rys. 4.9.

W przypadku przetwarzania sygnału przyspieszeń (rys. 4.10.) z przetwornika M352A60 początkowy etap CPS obejmował usuwanie stałej składowej i segmentację i jest taki sam jak początkowy etap przetwarzania ciśnienia akustycznego. W kolejnym kroku sygnał przyspieszeń drgań poddano różniczkowaniu w wyniku czego uzyskano sygnał zrywu drgań (ang.  *jerk*)  $j$  [m/s<sup>3</sup>]. Sygnały przyspieszeń i zrywu były filtrowane w takich samych pasmach jak dla przetwarzania sygnału ciśnienia akustycznego. W kolejnym etapie sygnały drganiowe ( $a$ ,  $j$ ) poddano parametryzacji polegającej na wyznaczeniu wartości szczytowej, skutecznej i średniej oraz kurtozy. Czas uśredniania zastosowany do wyznaczenia wartości skutecznej i średniej wynosił 10 s. Pierwsze trzy ww. miary były podstawą uzyskania współczynników bezwymiarowych (szczytu, kształtu i impulsowości).

<sup>1</sup> Filtr Butterworth'a jest rodzajem filtra stosowanego w przetwarzaniu sygnałów cechuje go maksymalnie płaska charakterystyka w paśmie przenoszenia. Został opisany w 1930 roku przez brytyjskiego inżyniera i fizyka Stephena Butterworth'a [139].





Rys. 4.11. Uproszczony algorytm cyfrowego przetwarzania sygnałów przyspieszeń drgań z przetworników 352C33 i 608A11 w paśmie do 10 kHz [opr. autor]

W przypadku przetwarzania sygnałów przyspieszeń drgań rejestrowanych przez przetworniki 352C33 i 608A11 (rysunek 4.11.) pasmo pomiarowe ograniczono do 10 kHz. Wynikało to z zakresu liniowego przetwarzania przyspieszeń drgań przez ww. przetworniki przyspieszeń drgań i sposobu ich mocowania do oprawy łożyskowej na gwint. W celu ograniczenia pasma pomiarowego zastosowano filtrację dolnoprzepustową, która dodatkowo była niezbędna przed decymacją sygnału pełniąc tutaj rolę filtracji antyaliasingowej.

Zastosowana w kolejnym etapie decymacja sygnału miała na celu obniżenie częstotliwości próbkowania  $f_s$  z 96 kHz do 24 kHz. Ograniczenie pasma pomiarowego od dołu realizowano poprzez zastosowanie filtracji górnoprzepustowej (dolną częstotliwość graniczną ustawiono na  $f_c = 14$  Hz). Następnie sygnał poddano okienkowaniu oknem prostokątnym o rozmiarze 2 400 próbek (co odpowiadało 100 ms przy  $f_s = 24$  kHz). Przyjęcie krótkiego segmentu danych umożliwiało prowadzenie alternatywnego przetwarzania krótkoczasowego opisanego w rozdziale 5.

Poprzez całkowanie sygnałów przyspieszeń drgań uzyskiwano sygnały prędkości drgań, które po przeskalowaniu przetwarzano wspólnie z sygnałami przyspieszeń drgań. Dalsza część algorytmu z wyjątkiem przyjętych częstotliwości granicznych filtracji pasmowej pokazanych na rysunku 4.11. nie różni się już od wcześniej opisanego przetwarzania sygnału przyspieszeń z przetwornika M352A60. Razem wyznaczono w wyniku cyfrowego przetwarzania sygnałów WA wyznaczono 270 różnych miar i charakterystyk.

Jak zasygnalizowano w rozdziale 3.3.6. czas uśredniania przyjęty w procedurach parametryzacji sygnałów WA i wyznaczania miar powinien wynosi 10 s. Jednakże, rejestracja sygnałów powinna się rozpocząć z odpowiednim wyprzedzeniem tak aby było możliwe pominięcie fazy stabilizacji sygnałów WA. Dlatego podjęto decyzję by 10-cio sekundowa sekwencja sygnału, będąca podstawą do wyznaczania miar, pochodziła z przedziału od 20-tej do 60-tej sekundy od momentu rozpoczęcia testu. Jako kryterium pozwalające określić opóźnienie czasowe  $\tau_{op}$ , od którego należy rozpocząć parametryzację sygnału przyjęto osiągnięcie minimum funkcji (4.1) będącą sumą stosunków odchyień

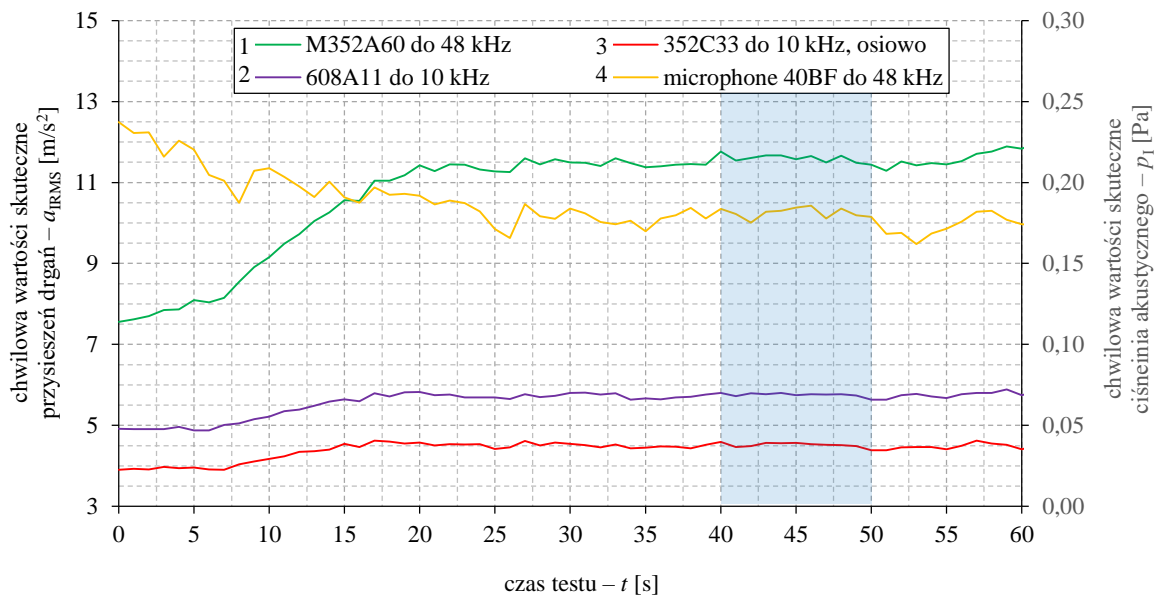
standardowych do wartości skutecznych z wszystkich łożysk i z trzech przetworników przyspieszeń oraz mikrofonu. Funkcję tą opisano wzorem [opr. autor]:

$$\varepsilon(\tau) = \sum_{i_p=1}^4 \sum_{k=1}^{80} \frac{\sigma(u_{ik\ RMS}(\tau))}{u_{ik\ RMS}(\tau)}, \quad (4.1)$$

gdzie:  $i_p$  – indeks przetwornika sygnału WA (patrz rysunek 4.12.),  
 $k$  – numer łożyska,

$\tau = \Delta\tau \cdot n$ , przy czym  $n$  to kolejny numer sekwencji krótkoczasowej,  $\Delta\tau = 1s$ .

Funkcja 4.1 uzyskuje minimum w przedziale od 40-tej do 50-tej sekundy. Jest to przedział czasu, w którym średnia zmienność wartości skutecznych jest najmniejsza. Na rysunku 4.12. przedstawiono przykładowy przebieg zmian chwilowych wartości przyspieszeń drgań i ciśnienia akustycznego podczas testu łożysko nr 019.



Rys. 4.12. Przykładowy przebieg zmian chwilowych wartości skutecznych przyspieszeń drgań  $a_{IRMS}$  i chwilowych wartości ciśnienia akustycznego  $p_{IRMS}$  podczas pierwszych 60 s testu (łożysko nr 019) z zaznaczeniem przedziału czasu o najmniejszej zmienności  $a_{RMS}$  i  $p_{RMS}$  [opr. autor]

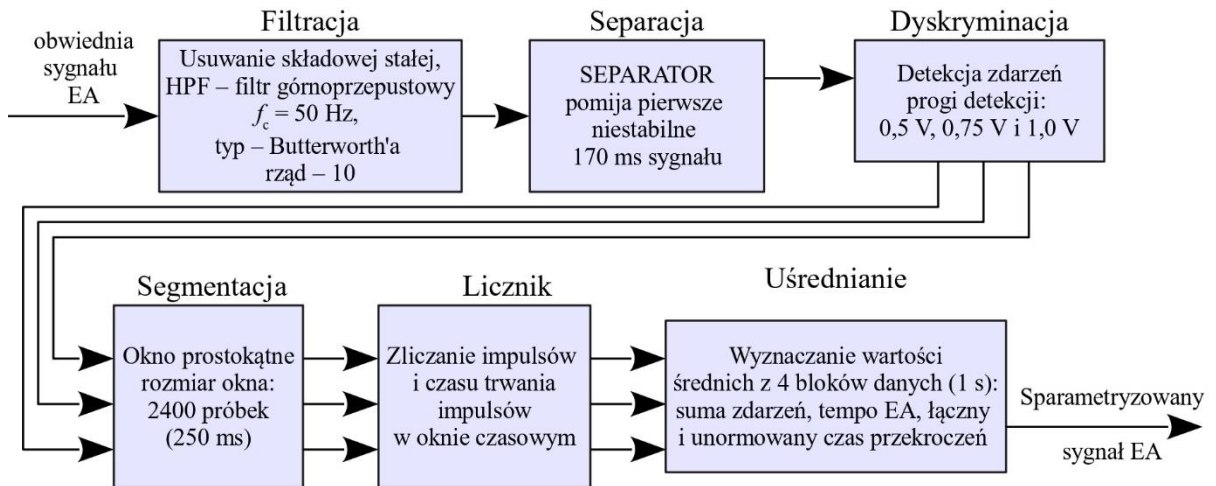
Na rysunku kolorem błękitnym zaznaczono wyselekcjonowany 10-cio sekundowy fragment, w którym odnotowano najmniejszą zmienność wartości skutecznych sygnałów WA. Wartości wszystkich miar (z wyjątkiem emisji akustycznej) prezentowane w dalszej części pracy będą dotyczyć 10-cio sekundowej sekwencji sygnałów WA z przedziału czasu pomiędzy 40 s a 50 s mierzonego od rozpoczęcia testu.

### 4.3.3. Parametryzacja obwiedni sygnału EA

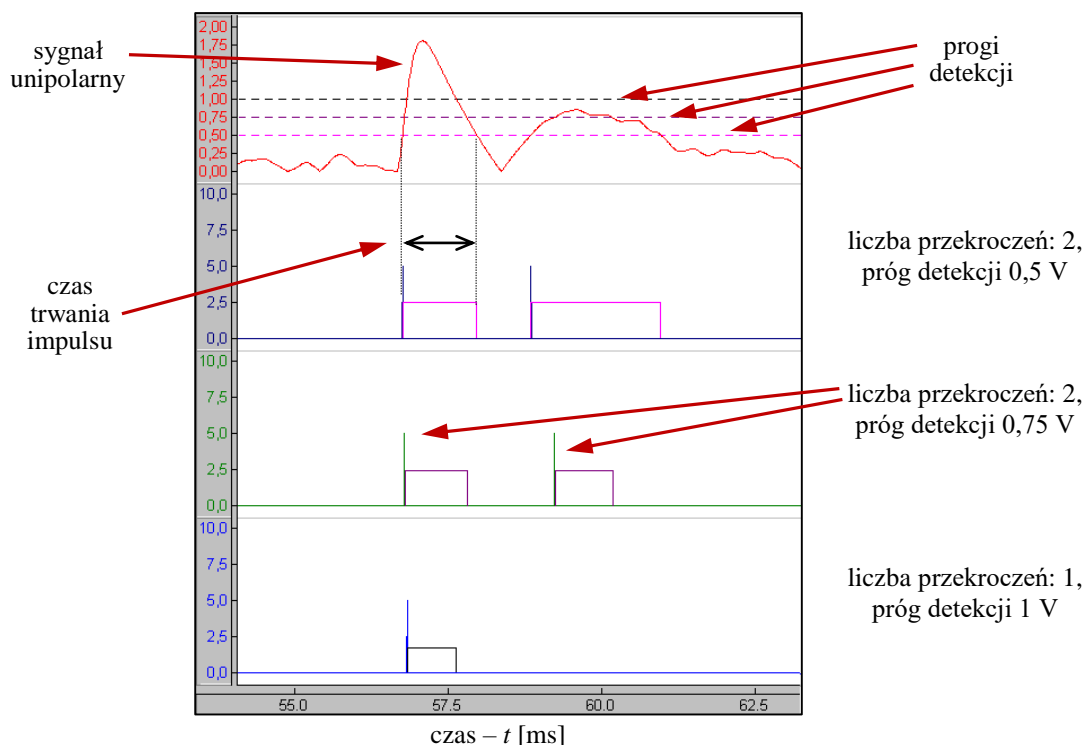
Do przetwarzania obwiedni sygnału emisji akustycznej EA zastosowano algorytm podobny do przetwarzania sygnału przyspieszeń drgań z przetwornika M352A60 i ciśnienia akustycznego z mikrofonu 40BF. Na wstępie sygnał obwiedni  $dB_m$  poddano filtracji górnoprzepustowej w celu usunięcia składowej stałej ( $f_c = 50$  Hz). Następnie pomięto 4 pierwsze bloki danych aby wyeliminować niestabilność wprowadzaną przez filtr cyfrowy. Sygnał poddano dyskryminacji stosując 3 progi detekcji zdarzeń wynoszące 0,5 V, 0,75 V i 1,0 V. Tak przetworzony sygnał EA podano okienkowaniu, oknem



prostokątnym o rozmiarze 2 400 próbek, co odpowiadało 25 ms sygnału. Trzy liczniki zliczały przekroczenia ww. progów detekcji (impulsy). Dodatkowo rejestrowano czas trwania impulsów. Parametryzacja obwiedni  $dB_m$  zawierała wyrażoną bezwzględnie sumę zdarzeń (impulsów), oraz tempo zdarzeń EA [EPS, ang. *events per second*] oraz całkowity czas trwania impulsów [ms] i czas przekroczeń na sekundę [ms/s]. Na rysunku 4.13. przedstawiono uproszczony algorytm cyfrowego przetwarzania obwiedni sygnału EA. Na rysunku 4.14. przedstawiono sposób detekcji zdarzeń, natomiast na rysunku 4.15. pokazano przykład wyników przetwarzania obwiedni sygnału EA.



Rys. 4.13. Uproszczony algorytm cyfrowego przetwarzania obwiedni sygnału EA [opr. autor]

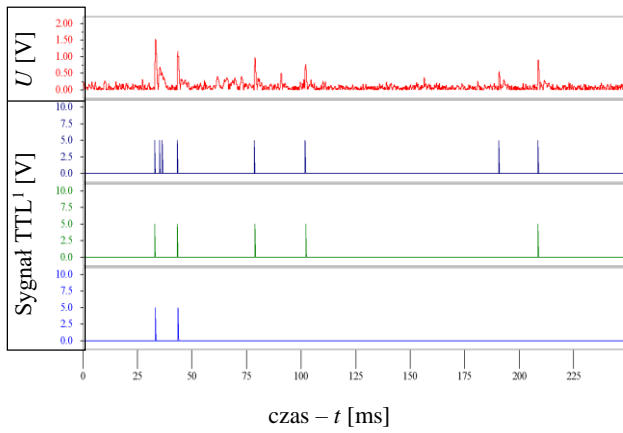


Rys. 4.14. Detekcja zdarzeń w sygnale obwiedni sygnału EA [opr. autor]

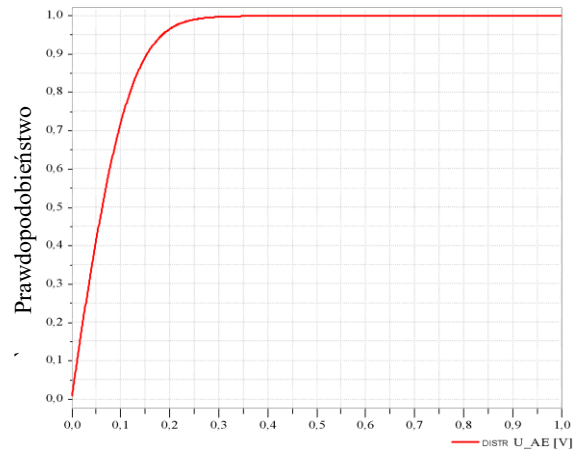
Do parametryzacji obwiedni sygnału EA wykorzystywano pierwsze 50 s testu, bez pomijania fazy początkowej stabilizacji. Łącznie wyznaczono 12 parametrów, z których 6 poniższych dodano do wcześniej opisanego zbioru miar sygnałów WA:

- tempo EA dla progu detekcji 0,5 V,
- czas przekroczeń progu 0,5 V na sekundę,
- tempo EA dla progu detekcji 0,75V na sekundę,
- czas przekroczeń progu 0,75 V na sekundę,
- tempo EA dla progu detekcji 1 V na sekundę,
- czas przekroczeń progu 1 V na sekundę.

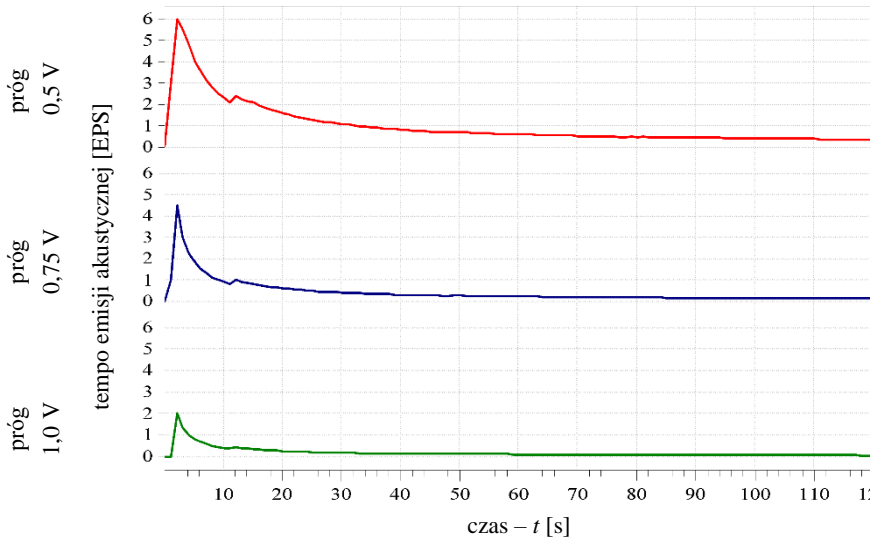
**a)** Przykład 250 ms sygnału EA w, którym odnotowano największą ilość zdarzeń



**b)** Dystrybuanta



**c)**



**d)** Łożysko nr 128

próg 0,5 V	
suma zdarzeń i tempo EA	czas przekroczeń
110 0,458 EPS	35,11 ms 0,146 ms/s
Próg 0,75 V	
suma zdarzeń i tempo EA	czas przekroczeń
17 0,071 EPS	8,35 ms 0,035 ms/s
Próg 1,0 V	
suma zdarzeń i tempo EA	czas przekroczeń
7 0,029 EPS	3,35 ms 0,014 ms/s

Rys. 4.15. Przykłady wyników przetwarzania obwiedni sygnału EA; a) obwiednia sygnału EA i przekroczenia progów detekcji; b) dystrybuanta; c) śledzenie zmian tempa EA dla trzech progów w trakcie testu; d) wyniki parametryzacji obwiedni sygnału EA [opr. autor]

<sup>1</sup> TTL – Transistor-transistor logic (sygnał logiczny), detekcja zdarzeń

Należy podkreślić, że we wszystkich przypadkach, z pominięciem dobrych łożysk, dla których nie odnotowywano przekroczeń progów 0,75 V i 1,0 V, zaobserwowano, że tempo EA w pierwszych 20 sekundach testu (w niektórych przypadkach w pierwszych 10 sekundach) jest najwyższe. Przykładowo, podczas testu łożyska o numerze 128 (patrz rysunek 4.15.) 4 z 7 przekroczeń progu 1 V nastąpiło w ciągu pierwszych 10 sekund testu. W tym samym czasie liczba przekroczeń progu 0,75 V wyniosła 9 z 17, a progu 0,5 V 25 ze 110. W ciągu kolejnych 10-ciu sekund liczby przekroczeń wynosiły: dla progu 1 V – 5 z 7, progu 0,75 V – 12 z 19, oraz progu 0,5 V – 33 z 110. Malejąca liczba przekroczeń 0,75 V i 1,0 V dla EA może mieć związek ze stabilizacją warunków smarowania łożyska. Do identycznych wniosków prowadziła analiza zmian chwilowych wartości skutecznych przyspieszeń drgań (patrz rys. 3.12. i 4.12.).

Natomiast tempo EA dla progów 0,75 V i 1,0 V przekraczające 0,4 EPS może świadczyć o wadliwym wykonaniu łożyska i jego negatywnej klasyfikacji. Pełne zestawienie wyników przetwarzania obwiedni sygnałów EA łożysk z zestawu B zamieszczono w załączniku nr 3 do pracy (załącznik elektroniczny).

#### 4.4. Wyniki podstawowej parametryzacji sygnałów WA – usuwanie redundancji

Z pośród 276 różnych miar opisanych w poprzednich rozdziałach duża część z nich była wzajemnie skorelowana. Aby zredukować liczbę miar wyznaczono macierz korelacji miar. Z racji dużej liczby rozważanych miar rozmiar macierzy nie pozwala na jej przedstawienie.

Usuwanie redundancji miar przeprowadzono w trzech etapach, które były oparte na:

- I analizie skorelowania wartości miar sygnałów WA,
- II porównaniu uśrednionych wartości miar sygnałów WA w grupach łożysk dobrych i wadliwych,
- III arbitralnym wytypowaniu miar reprezentatywnych.

W ramach usuwania redundancji w pierwszym etapie wyeliminowano jedną miarę z każdej pary miar których współczynnik korelacji liniowej Pearsona –  $R_{xy}$  był większy bądź równy 0,8. Współczynnik wyznaczano z następującego wzoru [10]:

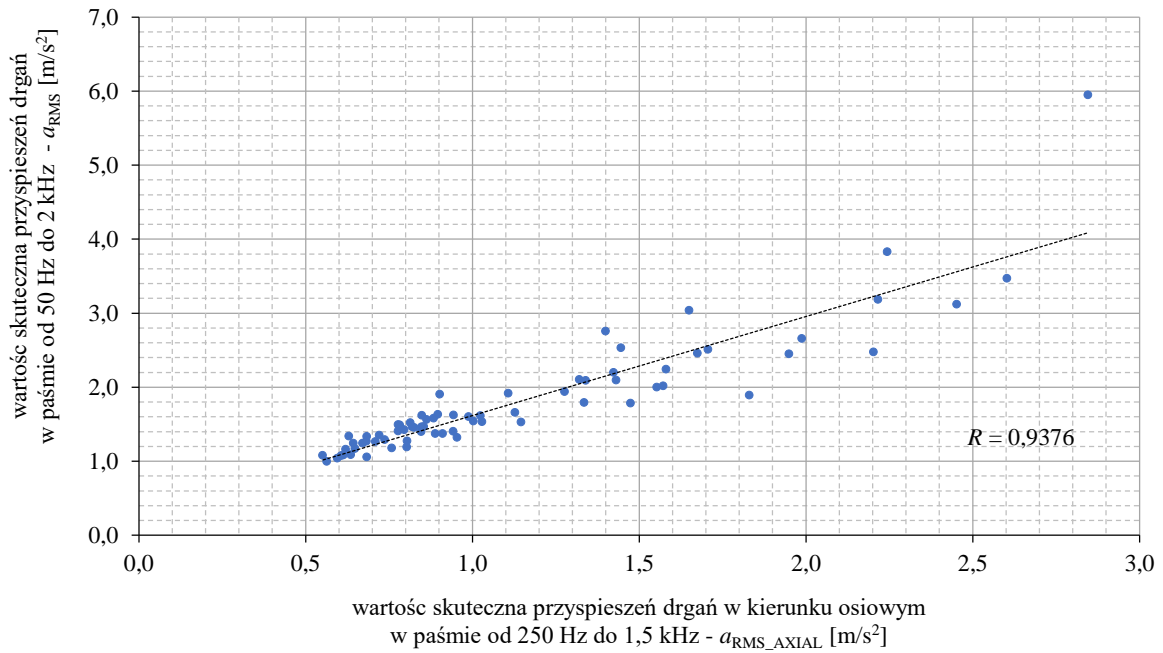
$$R_{xy} = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})(y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}}, \quad (4.2)$$

gdzie:  $x_i, y_i$  – i-te wartości populacji X i Y,  
 $\bar{x}, \bar{y}$  – średnie wartości populacji X i Y.

W każdej parze dobrze skorelowanych miar przyjęto następujące zasady wyboru miary pozostawianej do drugiego etapu usuwania redundancji:

- preferowanym kierunkiem pomiaru jest kierunek promieniowy,
- preferowaną wielkością pomiarową są przyspieszenia drgań,
- preferowaną miarą sygnału jest wartość średniokwadratowa RMS,
- spośród wyznaczonych współczynników preferowane są Kurtoza i współczynnik szczytu,
- unikano wzajemnego nakładania się pasm pomiarowych.

Przykład dwóch bardzo dobrze skorelowanych miar sygnałów WA przedstawiono w formie wykresu na rysunku 4.16.



Rys. 4.16. Wykres korelacji liniowej pomiędzy wartościami skutecznymi przyspieszeń drgań oprawy testowanych łożysk zmierzone w kierunkach promieniowym i osiowym [opr. autor]

W pierwszym etapie odrzucono 228 miar pozostawiając do dalszej selekcji 48. Dla przypomnienia, obecnie stosowana poprodukcyjna klasyfikacja łożysk oparta jest jedynie na trzech miarach: poziomy lub wartości skuteczne prędkości drgań w pasmach *low*, *medium* i *high*. Zatem konieczne jest dalsze usuwanie redundancji liczby miar mogących być zastosowanych do klasyfikacji łożysk.

Drugi etap eliminacji miar oparty był na porównaniu średnich wartości miar w grupach łożysk sklasyfikowanych w PBF Kraśnik S.A. jako dobre oraz jako wadliwe. Porównanie średnich wartości miar zamieszczono w tabeli 4.7.

Przykładem miary, która pozwala praktycznie odróżnić większość łożysk dobrych od wadliwych jest kurtoza widmowa wyznaczana z widma przyspieszeń drgań w pełnym paśmie pomiarowym  $FDK(a_{full\_band})$ , (rysunek 4.17.). Na osi poziomej naniesiono etykiety łożysk. Łożyska o numerach od 001 do 030 zostały pierwotnie sklasyfikowane jako dobre. Łożyska od 101 do 130 sklasyfikowano jako wadliwe z powodu przekroczonego poziomu drgań, natomiast łożyska od 201 do 220 to łożyska sklasyfikowane jako wadliwe z powodu zbyt głośnej pracy.

W tabeli 4.7. kolorem pomarańczowym zaznaczono miary które nie pozwalały jednoznacznie odróżnić łożysk dobrych od wadliwych. Przyjęto kryterium odrzucenia miary, gdy stosunek uśrednionej wartości miary łożysk dobrych do uśrednionej wartości miary łożysk wadliwych wynosił  $1 \pm 0,1$ .

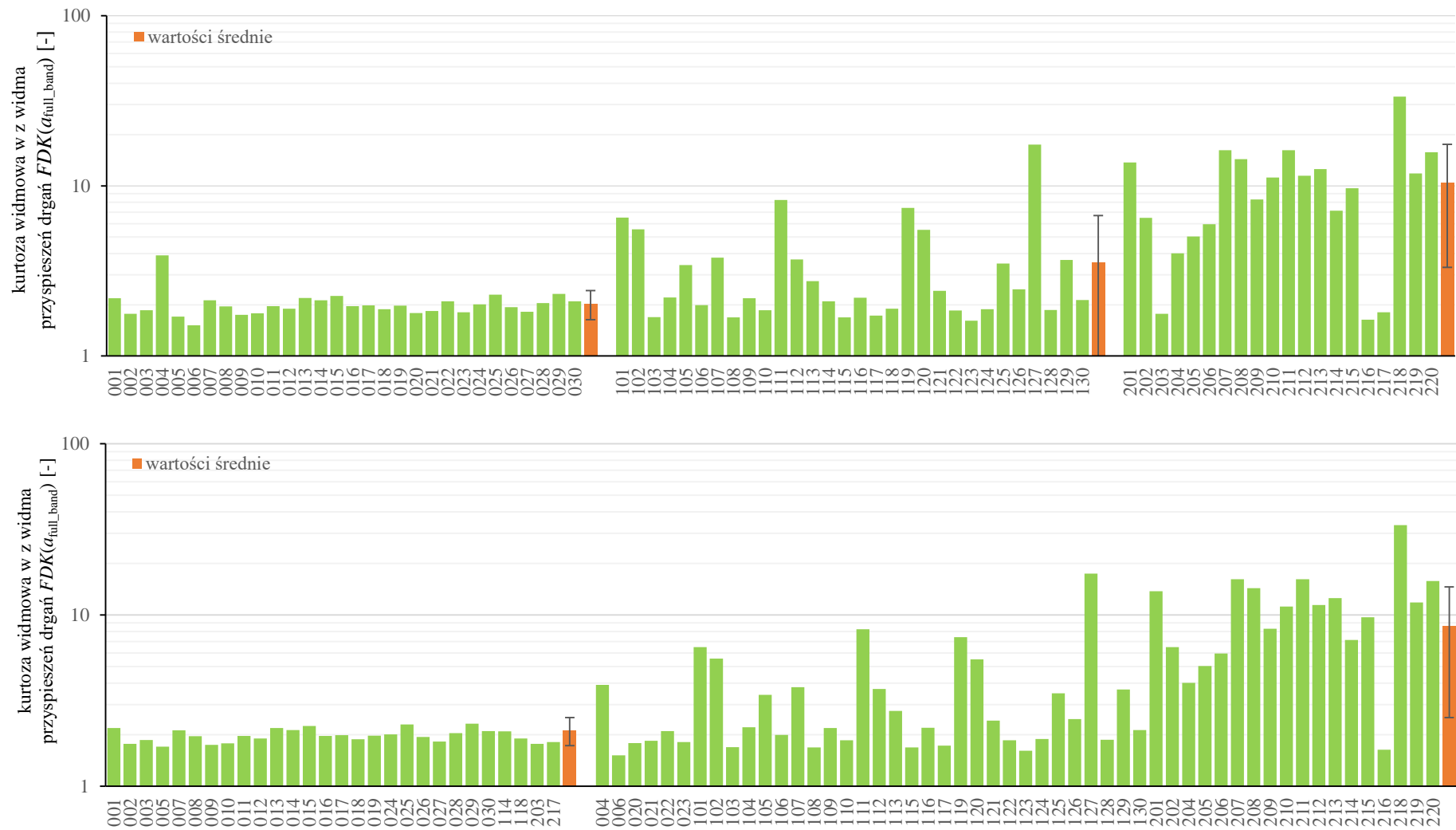
Przykład miary (kurtoza wyznaczona z sygnału przyspieszeń drgań zmierzonych w paśmie od 14 Hz o 40 Hz), na podstawie której odróżnienie łożysk dobrych od wadliwych jest niemożliwe zamieszczono na rysunku 4.18. Wartości kurtozy niezależnie od tego czy wyznaczono je dla łożysk dobrych czy wadliwych praktycznie się nie różnią. W 90% przypadków kurtoza wynosiła  $1,57 \pm 0,12$  (odchylenie standardowe średniej).

Tabela 4.7. Uśrednione wartości wybranych miar i sygnałów WA dla łożysk dobrych i łożysk wadliwych

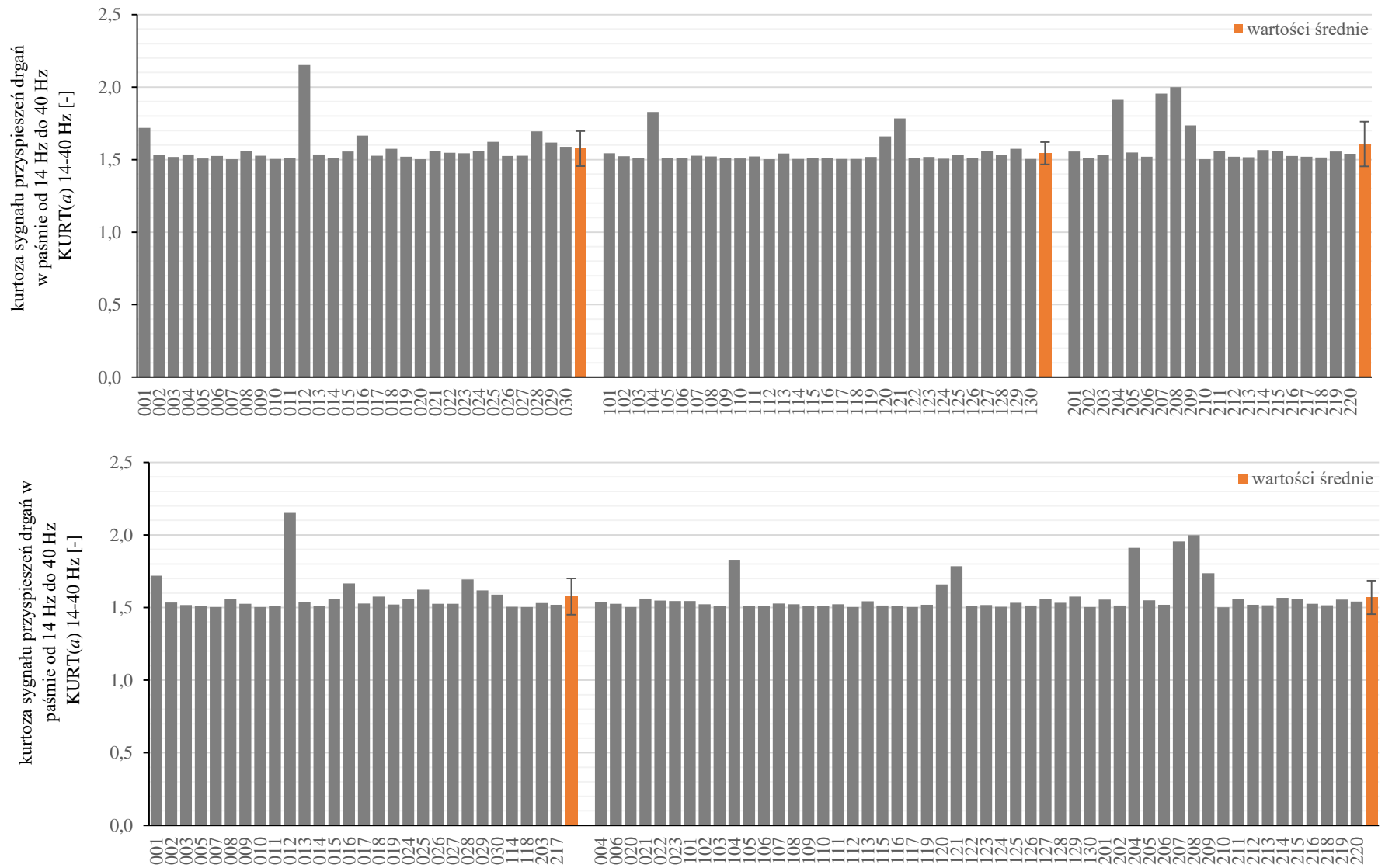
Miara – $M$	Pierwotna klasyfikacja łożysk			Klasyfikacja z urządzeniem referencyjnym		
	$\bar{M}_{dobre}$	$\bar{M}_{wadliwe}$	$\frac{\bar{M}_{dobre}}{\bar{M}_{wadliwe}}$	$\bar{M}_{dobre}$	$\bar{M}_{wadliwe}$	$\frac{\bar{M}_{dobre}}{\bar{M}_{wadliwe}}$
$a_{RMS}$ 10–48 kHz [m/s <sup>2</sup> ]	14,72	21,28	0,69	14,71	20,70	0,71
$KURT(a)$ 50–2000 Hz [-]	4,40	5,23	0,84	4,69	5,11	0,92
$KURT(a)$ 10–48 kHz [-]	4,64	10,32	0,45	5,08	9,85	0,52
$K_{crest}(a)$ 10–48 kHz [-]	12,12	17,44	0,69	12,61	16,95	0,74
$XSK(a)$ w pełnym paśmie [-]	6,59	6,64	0,99	6,59	6,63	0,99
$KURT(j)$ 50–2000 Hz [-]	4,52	6,61	0,68	5,21	6,45	0,81
$XSK(j)$ 50–2000 Hz [km/s <sup>3</sup> ]	3,85	4,01	0,96	3,84	4,00	0,96
$XSK(j)$ 2–10 kHz [km/s <sup>3</sup> ]	5,49	5,61	0,98	5,50	5,59	0,98
$SPL$ 2–10 kHz [dB]	71,56	75,14	0,95	71,34	75,00	0,95
$SPL$ 10–48 kHz [dB]	82,42	82,77	1,00	82,11	82,90	0,99
$a_{PEAK}$ 40–250 Hz [m/s <sup>2</sup> ] osiowo	3,52	5,05	0,70	3,65	5,00	0,73
$KURT(a)$ 14–40 Hz [-] osiowo	1,65	1,60	1,03	1,64	1,61	1,02
$KURT(a)$ 250–1500 Hz [-] osiowo	4,54	5,52	0,82	4,81	5,41	0,89
$K_{crest}(a)$ 250–1500 Hz [-] osiowo	6,52	9,05	0,72	6,52	8,84	0,74
$XSK(a)$ 250–1500 Hz [m/s <sup>2</sup> ] osiowo	5,14	5,26	0,98	5,13	5,26	0,98
$a_{RMS}$ 14–40 Hz [m/s <sup>2</sup> ]	0,54	0,70	0,78	0,62	0,65	0,95
$a_{RMS}$ 250–1500 Hz [m/s <sup>2</sup> ]	1,31	1,53	0,86	1,27	1,57	0,81
$a_{RMS}$ 1,5–10 kHz [m/s <sup>2</sup> ]	6,98	12,17	0,57	6,71	11,78	0,57
$KURT(a)$ 14–40 Hz [-]	1,58	1,57	1,00	1,58	1,57	1,00
$KURT(a)$ 250–1500 Hz [-]	3,61	3,87	0,93	3,66	3,86	0,95
$KURT(a)$ 1,5–10 kHz [-]	3,25	5,54	0,59	3,34	5,41	0,62
$K_{crest}(a)$ 14–40 Hz [-]	1,72	1,75	0,98	1,72	1,75	0,98
$K_{crest}(a)$ 40–250 Hz [-]	3,38	3,64	0,93	3,32	3,66	0,91
$K_{crest}(a)$ 250–1500 Hz [-]	5,32	5,90	0,90	5,40	5,73	0,94
$K_{crest}(a)$ 1,5–10 kHz [-]	5,84	7,53	0,78	6,00	7,47	0,80
$K_{shape}(a)$ 14–40 Hz [-]	1,13	1,12	1,00	1,13	1,12	1,00
$K_{shape}(a)$ 250–1500 Hz [-]	1,32	1,32	1,00	1,31	1,33	0,99
$v_{RMS\_RESID}$ 1,5 ,5–10 kHz [mm/s]	0,39	0,46	0,84	0,41	0,45	0,92
$f_{RICE}$ ( $a_{RMS}$ 14 Hz–10 kHz) [Hz]	5530	4966	1,11	5586	4972	1,12
$f_{RICE}$ ( $v_{RMS}$ 14 Hz–10 kHz) [Hz]	380,0	534,9	0,71	347,5	542,1	0,64
$f_{RICE}$ ( $v_{RMS\_RESID}$ 1,5–10 kHz) [Hz]	284,7	353,5	0,81	267,9	358,7	0,75
$v_{PEAK}$ 250–1500 Hz [mm/s] osiowo	1,84	2,84	0,65	1,83	2,82	0,65
$v_{RMS}$ 40–250 Hz [mm/s] osiowo	1,55	1,73	0,90	1,60	1,72	0,93
$KURT(v)$ 40–250 Hz [-] osiowo	2,68	2,56	1,05	2,71	2,55	1,06
$K_{crest}(v)$ 1,5–10 kHz [-] osiowo	6,20	7,97	0,78	6,38	7,82	0,82
$K_{shape}(v)$ 250–1500 Hz [-] osiowo	1,30	1,31	0,99	1,30	1,31	0,99
$v_{AVG}$ 40–250 Hz [mm/s]	1,59	1,67	0,95	1,62	1,66	0,97
$K_{crest}(v)$ 40–250 Hz [-]	2,63	2,65	0,99	2,57	2,67	0,96
$K_{crest}(v)$ 250–1500 Hz [-]	4,60	5,09	0,90	4,71	4,99	0,94
tempo EA, próg 0,75 V [EPS]	0,19	0,65	0,29	0,15	0,66	0,22
$\bar{a}_{PEAK}$ 50–2000 Hz [m/s <sup>2</sup> ]	7,59	13,09	0,58	8,02	12,84	0,62
$\bar{a}_{PEAK}$ 10–48 kHz [m/s <sup>2</sup> ]	118,6	196,7	0,60	124,9	189,5	0,66
$\bar{a}_{PEAK}$ 250–1500 Hz [m/s <sup>2</sup> ] osiowo	5,33	8,26	0,64	5,54	8,05	0,69
$\bar{a}_{PEAK}$ 1,5–10 kHz [m/s <sup>2</sup> ]	33,63	75,95	0,44	33,63	10,41	0,45
$FDK(a)$ w pełnym paśmie [-]	2,03	6,51	0,31	1,98	5,56	0,36
$FDK(j)$ w pełnym paśmie [-]	2,75	2,68	1,03	2,72	2,70	1,01
$FDK(v)$ 14 Hz–10 kHz	16,25	10,73	1,51	17,24	10,59	1,63
$FDK(p)$ w pełnym paśmie [-]	33,08	32,41	1,02	34,11	32,07	1,06

Po drugim etapie eliminacji pozostawiono 26 następujących miar sygnałów WA:

- wartość skuteczna przyspieszeń drgań w paśmie od 10 kHz do 48 kHz –  $a_{\text{RMS}_{10\text{k}_48\text{k}}}$  [ $\text{m/s}^2$ ],
- kurtoza z sygnału przyspieszeń drgań w paśmie od 50 Hz do 2 kHz –  $KURT(a_{50_2\text{k}})$  [-],
- kurtoza z sygnału przyspieszeń drgań w paśmie od 10 kHz do 48 kHz –  $KURT(a_{10\text{k}_48\text{k}})$  [-],
- współczynnik szczytu wyznaczony z sygnału przyspieszeń drgań w paśmie od 10 kHz do 48 kHz –  $K_{\text{crest}}(a_{10\text{k}_48\text{k}})$  [-],
- kurtoza z sygnału zrywu drgań w paśmie od 50 Hz do 2 kHz –  $KURT(j_{50_2\text{k}})$  [-],
- wartość szczytowa przyspieszeń drgań mierzonych w kierunku osiowym, w paśmie od 40 Hz do 250 Hz –  $a_{\text{PEAK\_AXIAL}_{40_250}}$  [ $\text{m/s}^2$ ],
- kurtoza z sygnału przyspieszeń drgań mierzonych w kierunku osiowym, w paśmie od 250 Hz do 1,5 kHz –  $KURT(a_{\text{AXIAL}_{250_1,5\text{k}}})$  [-],
- współczynnik szczytu wyznaczony z sygnału przyspieszeń drgań zmierzonych w kierunku osiowym, w paśmie od 250 Hz do 1,5 kHz –  $K_{\text{crest}}(a_{\text{AXIAL}_{250_1500}})$  [-],
- wartość skuteczna przyspieszeń drgań w paśmie od 14 Hz do 40 Hz –  $a_{\text{RMS}_{14_40}}$  [ $\text{m/s}^2$ ],
- wartość skuteczna przyspieszeń drgań w paśmie od 250 Hz do 1,5 kHz –  $a_{\text{RMS}_{250_1,5\text{k}}}$  [ $\text{m/s}^2$ ],
- wartość skuteczna przyspieszeń drgań w paśmie od 1,5 kHz do 10 kHz –  $a_{\text{RMS}_{1,5\text{k}_{10\text{k}}}}$  [ $\text{m/s}^2$ ],
- kurtoza z sygnału przyspieszeń drgań w paśmie od 1,5 kHz do 10 kHz –  $KURT(a_{1,5\text{k}_{10\text{k}}})$  [-],
- współczynnik szczytu wyznaczony z sygnału przyspieszeń drgań w paśmie od 1,5 kHz do 10 kHz –  $K_{\text{crest}}(a_{1,5\text{k}_{10\text{k}}})$  [-],
- wartość skuteczna z różnicy sygnałów prędkości drgań w paśmie od 14 kHz do 1,5 kHz –  $v_{\text{RMS\_RESIDUAL}_{14_1,5\text{k}}}$  [ $\text{mm/s}$ ],
- częstotliwość Rice'a wyznaczona z sygnału przyspieszeń drgań w paśmie od 14 Hz do 10 kHz –  $f_{\text{RICE}}(a_{\text{RMS}_{14_10\text{k}}})$  [Hz],
- częstotliwość Rice'a wyznaczona z sygnału prędkości drgań w paśmie od 14 Hz do 10 kHz –  $f_{\text{RICE}}(v_{\text{RMS}_{14_10\text{k}}})$  [Hz],
- częstotliwość Rice'a wyznaczona z różnicy sygnałów prędkości drgań w paśmie od 14 Hz do 1,5 kHz –  $f_{\text{RICE}}(v_{\text{RMS\_RESIDUAL}_{14_1,5\text{k}}})$  [Hz],
- wartość szczytowa prędkości drgań mierzonych w kierunku osiowym, w paśmie od 250 Hz do 1,5 kHz –  $v_{\text{PEAK\_AXIAL}_{250_1,5\text{k}}}$  [ $\text{mm/s}$ ],
- współczynnik szczytu wyznaczony z sygnału przyspieszeń drgań mierzonych w kierunku osiowym, w paśmie od 1,5 kHz do 10 kHz –  $K_{\text{crest}}(a_{\text{AXIAL}_{1,5\text{k}_{10\text{k}}})$  [-],
- tempo emisji akustycznej EA, dla progu detekcji 0,75 V [EPS],
- uśredniona wartość szczytowa z sygnału przyspieszeń drgań w paśmie od 50 Hz do 2 kHz –  $\bar{a}_{\text{PEAK}_{50_2\text{k}}}$  [ $\text{m/s}^2$ ],
- uśredniona wartość szczytowa z sygnału przyspieszeń drgań w paśmie od 10 kHz do 48 kHz –  $\bar{a}_{\text{PEAK}_{10\text{k}_48\text{k}}}$  [ $\text{m/s}^2$ ],
- uśredniona wartość szczytowa z sygnału przyspieszeń drgań mierzonych w kierunku osiowym, w paśmie od 250 Hz do 1,5 kHz –  $\bar{a}_{\text{PEAK\_AXIAL}_{250_1,5\text{k}}}$  [ $\text{m/s}^2$ ],
- uśredniona wartość szczytowa z sygnału przyspieszeń drgań w paśmie od 1,5 kHz do 10 kHz –  $\bar{a}_{\text{PEAK}_{1,5\text{k}_{10\text{k}}}}$  [ $\text{m/s}^2$ ],
- kurtoza widmowa wyznaczona z widma sygnału przyspieszeń drgań w pełnym paśmie pomiarowym –  $FDK(a_{\text{full\_band}})$  [-],
- kurtoza widmowa wyznaczona z widma sygnału prędkości drgań w paśmie od 14 Hz do 10 kHz –  $FDK(v_{14_10\text{k}})$  [-].



Rys. 4.17. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań z przetwornika M352A60 – kurtoza widmowa  $FDK$  w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole) [opr. autor]



Rys. 4.18. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań – Kurtosa wyznaczona w paśmie od 14 Hz do 40 Hz –  $KURT(a_{14,40})$  w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole) [opr. autor]



Wyniki parametryzacji testowanych łożysk z zestawu B w formie wykresów zamieszczono w załączniku nr 4 do niniejszej rozprawy.

Celem trzeciego etapu usuwania redundancji było arbitralne wskazanie miar, na podstawie podobieństwa i / lub rozproszenia wartości miar w grupach łożysk dobrych i wadliwych. Miary sygnałów WA, których wartości pozwalały na rozróżnienie grup łożysk dobrych i wadliwych oznaczono w tabeli 4.7. kolorem zielonym. Natomiast miary, których wartości nie pozwalały na rozróżnienie grup łożysk dobrych i wadliwych oznaczono kolorem szarym. Pozostałe, w których rozróżnienie łożysk było możliwe tylko w ograniczonym zakresie oznaczono na niebiesko

Trzeci etap eliminacji pozwolił na wytypowanie ośmiu miar sygnałów WA, które jednocześnie nie są ze sobą silnie skorelowane  $R_{xy} < 0,8$ , są nimi:

- wartość skuteczna przyspieszeń drgań w paśmie od 10 kHz do 48 kHz,  $a_{RMS\_10k\_48k}$  [ $m/s^2$ ],
- współczynnik szczytu wyznaczony z sygnału przyspieszeń drgań w paśmie od 10 kHz do 48 kHz,  $K_{crest}(a_{10k\_48k})$  [-],
- wartość skuteczna przyspieszeń drgań w paśmie od 1,5 kHz do 10 kHz,  $a_{RMS\_1,5k\_10k}$  [ $m/s^2$ ],
- częstotliwość Rice'a z sygnału przyspieszeń drgań zmierzonych w paśmie od 14 Hz do 10 kHz,  $f_{RICE}(a_{RMS\_14\_10k})$  [Hz],
- uśredniona wartość szczytowa przyspieszeń drgań w paśmie od 10 kHz do 48 kHz,  $\bar{a}_{PEAK\_10k\_48k}$  [ $m/s^2$ ],
- uśredniona wartość szczytowa z sygnału przyspieszeń drgań w paśmie od 250 Hz do 1,5 kHz,  $\bar{a}_{PEAK\_250\_1,5k}$  [ $m/s^2$ ],
- kurtoza widmowa wyznaczona z widma przyspieszeń drgań w paśmie do 48 kHz,  $FDK(a_{full\_band})$  [-],
- kurtoza widmowa z widma sygnału prędkości drgań w paśmie od 14 Hz do 10 kHz,  $FDK(v_{14\_10k})$  [-].

W tabeli 4.8. zamieszczono współczynniki korelacji liniowej pomiędzy wymienionymi powyżej miarami sygnałów WA.

Tabela 4.8. Porównanie współczynników korelacji liniowej  $R_{xy}$  pomiędzy wyselekcjonowanymi miarami sygnałów WA

$R_{xy}$	$a_{RMS\_10k\_48k}$	$K_{crest}(a_{10k\_48k})$	$a_{RMS\_1,5k\_10k}$	$f_{RICE}(a_{14\_10k})$	$\bar{a}_{PEAK\_10k\_48k}$	$\bar{a}_{PEAK\_1,5k\_10k}$	$FDK(a_{full\_band})$	$FDK(v_{14\_10k})$
$a_{RMS\_10k\_48k}$	1	0,0574	0,6496	-0,0821	0,4752	0,4718	0,2993	-0,5406
$K_{crest}(a_{10k\_48k})$	0,0574	1	-0,0155	-0,1382	0,7690	0,43631	-0,2259	-0,1109
$a_{RMS\_1,5k\_10k}$	0,6496	-0,0155	1	-0,6604	0,2175	0,7484	0,7641	-0,6188
$f_{RICE}(a_{14\_10k})$	-0,0821	-0,1382	-0,6604	1	-0,0822	-0,6159	-0,5373	0,3436
$\bar{a}_{PEAK\_10k\_48k}$	0,4752	0,7690	0,2175	-0,0822	1	0,6116	-0,1186	-0,2893
$\bar{a}_{PEAK\_1,5k\_10k}$	0,4718	0,4363	0,7484	-0,6159	0,616	1	0,366	-0,4461
$FDK(a_{full\_band})$	0,2993	-0,2259	0,7641	-0,5373	-0,1186	0,3686	1	-0,3047
$FDK(v_{14\_10k})$	-0,5406	-0,1109	-0,6188	0,3436	-0,2893	-0,4461	-0,3047	1

Finalnie ww. miary uwzględniono w reklasyfikacji łożysk 513-716A z zestawu łożysk B. Niektóre z miar nie wykazują wzajemnego skorelowania np. wartość skuteczna przyspieszeń drgań  $a_{RMS}$  i współczynnik szczytu  $K_{crest}$  w paśmie od 10 kHz do 48 kHz. Co może sugerować, że mogą nieść inne typ informacji o stanie łożyska. Zaznaczono je w tabeli kolorem zielonym. Część z miar wykazuje pewne skorelowanie liniowe, ale jego siła jest niewielka, zaznaczono je w tabeli na szaro.

Trzeba podkreślić, że w wyniku redukcji liczby miar odrzucono większość miar wyznaczanych z sygnału prędkości drgań z wyjątkiem kurtozy widmowej  $FDK(v_{14\_10k})$ . Przeprowadzona eliminacja miar wskazała, że do testowania poprodukcyjnego łożysk prawdopodobnie korzystniejsze będzie stosowanie przyspieszeń a nie prędkości drgań.

## 5. ROZWÓJ TECHNIK I METOD CYFROWEGO PRZETWARZANIA SYGNAŁÓW WIBROAKUSTYCZNYCH

### 5.1. ISRB – metoda uderzeń w pasmach rezonansowych struktury

#### 5.1.1. Założenia metody ISRB

Idea metody pomiaru uderzeń w pasmach rezonansowych struktury łożysko-oprawa-stanowisko została po raz pierwszy przedstawiona przez promotora i autora rozprawy na 7. Międzynarodowym Kongresie Diagnostyki Technicznej w Radomiu w 2022 roku, pod nazwą w języku angielskim *Impacts in the Structure Resonance Bands* [136].

Inspiracją do opracowania metody ISRB była opisana w rozdziale (2.3.) metoda SPM. Istotną cechą, metody SPM jest parametryzacja sygnału w paśmie częstotliwości rezonansowym przetwornika pomiarowego (32 kHz). W metodzie ISRB również wykorzystywany jest rezonans ale nie przetwornika (cały czas znajdujemy się w zakresie liniowego przetwarzania sygnałów) lecz struktury łożysko-oprawa-stanowisko. Została ona zastosowana do badań łożysk z zestawu B.

Metoda ISRB zakłada parametryzację przyspieszeń drgań w pasmach częstotliwości obejmujących rezonanse strukturalne, gdzie następuje wzmocnienie odpowiedzi zarówno na wymuszenie o charakterze impulsowym jak i wymuszeń szumowych o znacznej energii. W badaniach metodą ISRB w pierwszym kroku dokonano identyfikacji częstotliwości rezonansowych widocznych w widmach przyspieszeń i zrywu drgań. Sygnał przyspieszeń rejestrowano szerokopasmowo przez przetwornik M352A60, którego liniowe pasmo przetwarzania sięga 60 kHz. Ze względu na częstotliwość próbkowania 96 kHz, pasmo zostało ograniczone do częstotliwości Nyquist'a równej 48 kHz ( $f_N = 0,5 f_s$ ).

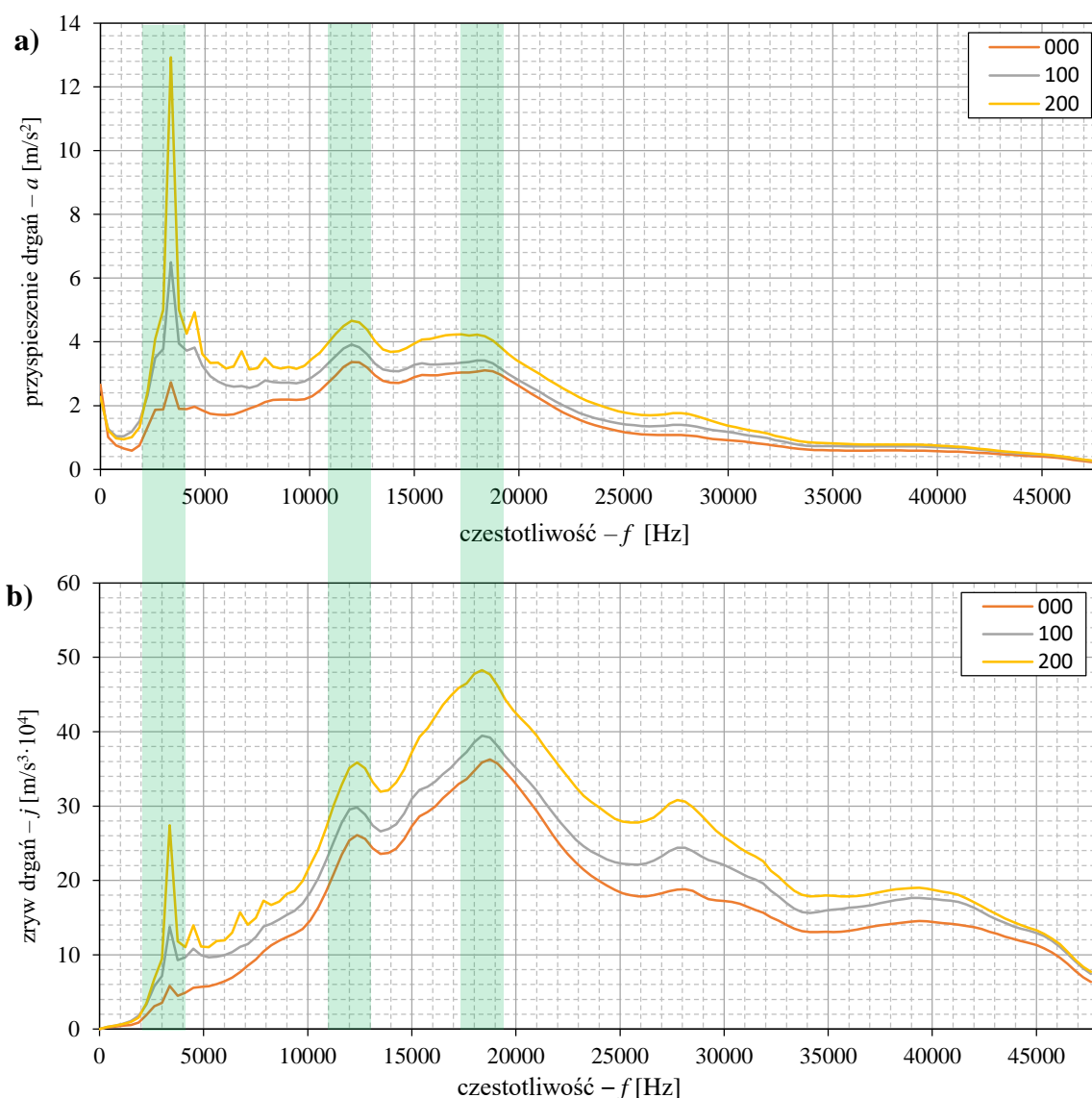
W metodzie ISRB czas równy 1 s został przyjęty jako podstawowy czas parametryzacji BTP (ang. *Basic Time of Parametrisation*). Niemniej metoda ta opiera się na krótkoczasowym przetwarzaniu sygnału przyspieszeń drgań. W krótkoczasowych sekwencjach sygnału o długości 0,5 ms, wyznaczano chwilowe wartości szczytowe przyspieszeń drgań –  $a_{IPEAK}$ . W kolejnym kroku z 2 000 krótkoczasowych sekwencji (czas łącznie 1 s) obliczano średnie wartości szczytowe –  $a_{PEAK,AVG}$  i wyznaczano maksymalnie wartości szczytowe –  $a_{PEAK,max}$ .

Przypomnijmy, że sygnały WA rejestrowane były przez 240 s zatem teoretyczne możliwe było wyznaczenie średnich wartości skumulowanych  $a_{PEAK,max,cum}$  i  $a_{PEAK,AVG,cum}$  dla całego zarejestrowanego sygnału. Jednakże czas parametryzacji ograniczono do 10 s, podobnie jak w pozostałych (omówionych wcześniej) przypadkach. W odniesieniu do łożysk z zestawu B, należy pamiętać aby pomiary metodą ISRB nie prowadzić w fazie początkowej stabilizacji sygnału.

Finalnie wartości skumulowane poddawane są przekształceniu liniowo-logarytmicznemu i tak uzyskane miary mogą być podstawą do klasyfikacji ŁT.

#### 5.1.2. Selekcja pasm pomiarowych

Podstawą określenia pasm pomiarowych były widma przyspieszeń i zrywu uzyskane w wyniku uśredniania wszystkich widm łożysk z zestawu B (rysunek 5.1.).



Rys. 5.1. Uśrednione w grupach widma przyspieszeń drgań (a) i zrywu drgań (b) testowanych łożysk 513-716A z zestawu B [opr. autor]

Na rysunku 5.1. zaznaczono kolorem zielonym trzy przedziały częstotliwości, w których odnotowano występowanie rezonansów o częstotliwościach:

- ok. 3 450 Hz,
- ok. 12 kHz,
- ok. 18 kHz.

Biorąc pod uwagę, że położenia rezonansów na widmach poszczególnych łożysk w niewielkim stopniu się różniły, pasma pomiarowe obejmują szerszy zakres częstotliwości w obszarze rezonansowym:

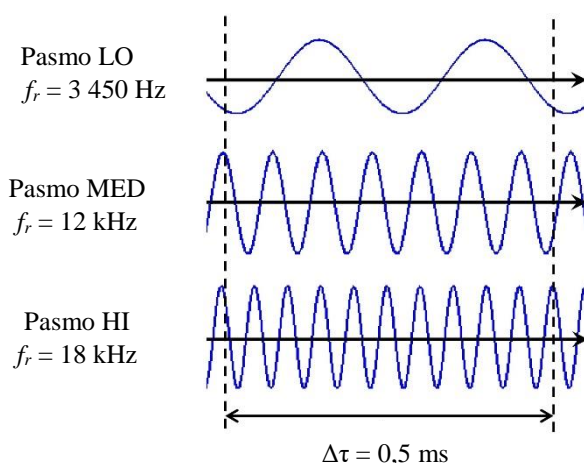
- od 3 300 Hz do 3 800 Hz – pasmo pierwszego rezonansu, LO,
- od 11 kHz do 13 kHz – pasmo drugiego rezonansu, MED,
- od 16 kHz do 19 kHz – pasmo trzeciego rezonansu, HI.

Warto dodać, że pasmo HI, obejmuje częstotliwość rezonansową, którą było widać również na widmach prezentowanych w rozdziale 3, gdzie opisano wyniki badań zestawu łożysk A (CBK 171, patrz rys. 3.27. i 3.29.). Oznacza to, że nie jest ona związana z typem testowanego łożyska ani jego oprawy lecz jest raczej związana z konstrukcją stanowiska LDS.

### 5.1.3. Parametryzacja krótkoczasowa i wyznaczenie poziomów ISRB

Przyjęto zasadę aby minimalny rozmiar okna czasowego do krótkoczasowej parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań, i wyznaczenia w jego obrębie chwilowych wartości szczytowych przyspieszeń drgań  $a_{IPEAK}$ , obejmował co najmniej jeden pełen okres sygnału o częstotliwości wyższej niż dolna częstotliwość graniczna pasma LO. Mając to na uwadze, czas parametryzacji krótkoczasowej nie powinien być krótszy od 0,3 ms. Arbitralnie przyjęto nieco większy czas, z niewielkim zapasem spełniający przyjętą zasadę. Finalnie rozmiar okna czasowego wynosił 48 próbek, co przy częstotliwości próbkowania  $f_s$  wynoszącej 96 kHz odpowiadało 0,5 ms. Przesuwanie okna czasowego w dziedzinie czasu było równe rozmiarowi okna czasowego  $\Delta\tau$ , co oznacza, że nie zastosowano przetwarzania nakładkowego (bez *overlapping'u*) oraz, że nie był pomijany żaden fragment sygnału.

Na rysunku 5.2. pokazano przykładowe liczby okresów sygnału w pasmach LO, MED i HI, które są obejmowane przez 0,5 ms sekwencję krótkoczasową.

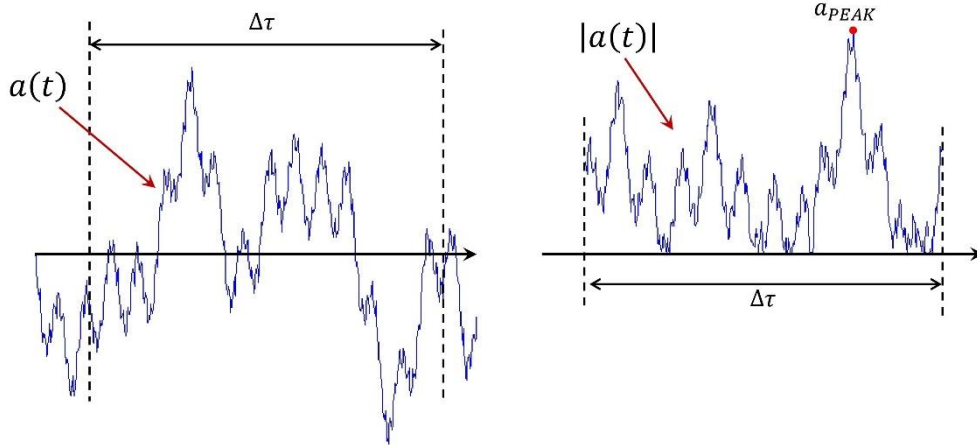


Rys. 5.2. Ilustracja hipotetycznych sygnałów monoharmonicznych i liczby ich okresów w pasmach rezonansowych obejmowanych 0,5 ms oknem krótkoczasowym o rozmiarze 48 próbek (przy  $f_s = 96\text{ kHz}$ )  
[opr. autor]

W rzeczywistości 0,5 ms okno czasowe pozwalało na uchwycenie w zależności od pasma:

- od 1,6 do 1,9 okresu sygnału w paśmie LO,
- od 5,5 do 6,5 okresu w paśmie MED,
- od 8,0 do 9,5 okresu w paśmie HI.

Chwilowe wartości szczytowe wyznaczano na podstawie wartości bezwzględnej sygnału przyspieszeń, jak pokazano to na rysunku 5.3. i opisano wzorem 5.1. Dzięki temu wartość szczytowa wyznaczona była na podstawie maksymalnego odchylenia od 0, niezależnie od znaku.



Rys. 5.3. Zasada wyznaczania chwilowych wartości szczytowych z sygnału [opr. autor]

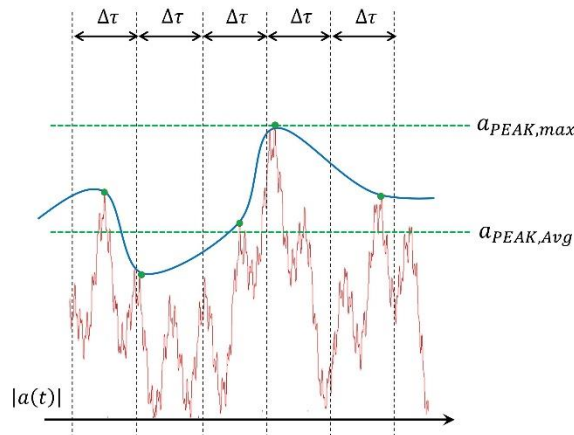
Chwilową wartość szczytowa  $a_{IPEAK}$  wyznaczano ze wzoru:

$$\begin{aligned}
 a_{IPEAK} &= \max\{|u(t)|\}, \\
 (n - 1) \cdot \Delta\tau &\leq t \leq n \cdot \Delta\tau, \\
 n &= 1, 2, \dots N,
 \end{aligned}
 \tag{5.1}$$

gdzie:  $n$  – numer sekwencji krótkoczasowej,

$\Delta\tau$  – rozmiar okna czasowego i jego przesunięcia, zastosowano okno prostokątne, bez *overlapping*'u,

$N$  – liczba sekwencji krótkoczasowych w podstawowym czasie parametryzacji BTP (1s),  
 $N = f_s / \Delta\tau$ , dla przyjętych w ISRB parametrów przetwarzania krótkoczasowego  $N = 2\,000$ .



Rys. 5.4. Przykład wyznaczania wartości szczytowych maksymalnych  $a_{PEAK,max}$  i średnich  $a_{PEAK,Avg}$  w obrębie BTP, na rysunku pokazano 5 z 2 000 krótkoczasowych sekwencji sygnału [opr. autor]

Na podstawie chwilowych wartości szczytowych  $a_{IPEAK}$  (rysunek 5.4.) wyznaczano maksymalne oraz średnie wartości szczytowe  $a_{PEAK,max}$  i  $a_{PEAK,Avg}$  w obrębie BTP (1 s) z wzorów:

$$a_{PEAK, max}(m) = \max_{1 \leq n \leq N} (a_{PEAK, m, n}), \quad (5.2)$$

$$a_{PEAK, AVG}(m) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (a_{PEAK, m, n}), \quad (5.3)$$

$$m = 1, 2, \dots, M,$$

gdzie:  $m$  – kolejny numer jednosekundowej sekwencji równej podstawowemu czasowi parametryzacji BTP,

$M$  – liczba sekwencji BPT, przyjęto w ISRB  $M = 10$ , co odpowiada czasowi uśredniania sygnałów WA (10 s).

Teoretycznie można by określać poziomy  $ISRB_{max}$  i  $ISRB_{AVG}$  na podstawie tylko jednego BTP (1 s). Jednakże uzasadnione jest uwzględnianie dłuższego przedziału czasowego zgodnego z przyjętym w rozdziale 3.3.6. 10-sekundowym czasem uśredniania sygnałów WA. Oznacza to, że wartości  $a_{PEAK, max, cum}$  i  $a_{PEAK, AVG, cum}$  wyznaczone były jako wartości średnie z 10 BTP.

Wyznacza się je ze wzorów:

$$a_{PEAK, max, cum} = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M (a_{PEAK, max, m}), \quad (5.4)$$

$$a_{PEAK, AVG, cum} = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M (a_{PEAK, AVG, m}). \quad (5.5)$$

Na podstawie  $a_{PEAK, max, cum}$  i  $a_{PEAK, AVG, cum}$  wyznacza się maksymalny i średni poziom uderzeń  $ISRB_{max}$  i  $ISRB_{AVG}$ , zgodnie z wzorami:

$$ISRB_{max} = 20 \log_{10} \left( \frac{a_{PEAK, max, cum}}{a_0} \right), \quad (5.6)$$

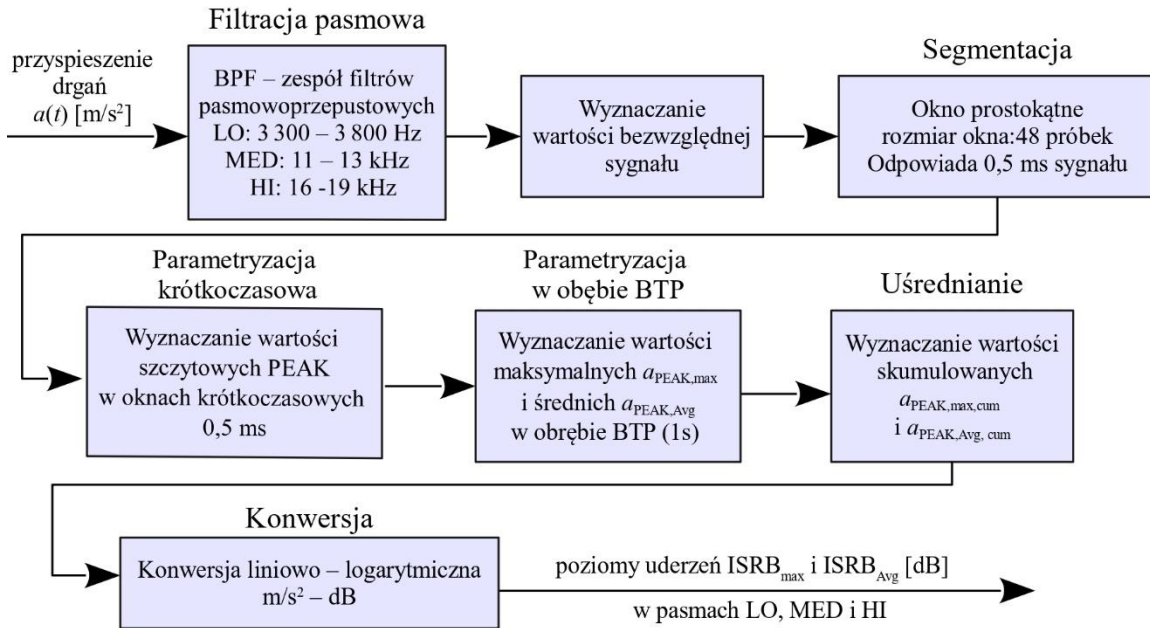
$$ISRB_{Avg} = 20 \log_{10} \left( \frac{a_{PEAK, AVG, cum}}{a_0} \right), \quad (5.7)$$

gdzie:  $a_0$  – referencyjna wartość przyspieszeń drgań,

$$a_0 = 1 \text{ m/s}^2.$$

Standardowa wartość referencyjna przyspieszeń drgań wynosi  $a_0 = 10^{-5} \text{ m/s}^2$  [8]. Dla uzyskanych w przeprowadzonych badaniach zakresów  $a_{PEAK}$  skutkowałoby to uzyskaniem poziomów uderzeń  $ISRB_{max}$  i  $ISRB_{AVG}$  z zakresu 100 – 140 dB. Z tego powodu zrezygnowano z wartości standardowej  $a_0$  i przyjęto arbitralnie wartość  $a_0 = 1 \text{ m/s}^2$ . Umożliwiło to obniżenie zakresów poziomów ISRB w odniesieniu do testowanych łożysk. Taki zabieg spowodował, że najniższe poziomy  $ISRB_{AVG}$  dla najlepszych łożysk z zestawu B były dodatnie (rzędu 2 dB).

Na rysunku 5.5. przedstawiono uproszczony algorytm przetwarzania sygnału przyspieszeń drgań w metodzie ISRB.



Rys. 5.5. Uproszczony algorytm cyfrowego przetwarzania sygnałów przyspieszeń drgań w metodzie ISRB [opr. autor]

Wynikiem działania aplikacji opracowanej na podstawie pokazanego na rys. 5.5. algorytmu są niżej wymienione miary:

- $ISRB(LO)_{max}$  – maksymalny poziom uderzeń w paśmie pierwszego rezonansu,
- $ISRB(LO)_{AVG}$  – średni poziom uderzeń w paśmie pierwszego rezonansu,
- $ISRB(MED)_{max}$  – maksymalny poziom uderzeń w paśmie drugiego rezonansu,
- $ISRB(MED)_{AVG}$  – średni poziom uderzeń w paśmie drugiego rezonansu,
- $ISRB(HI)_{max}$  – maksymalny poziom uderzeń w paśmie trzeciego rezonansu,
- $ISRB(HI)_{AVG}$  – średni poziom uderzeń w paśmie trzeciego rezonansu.

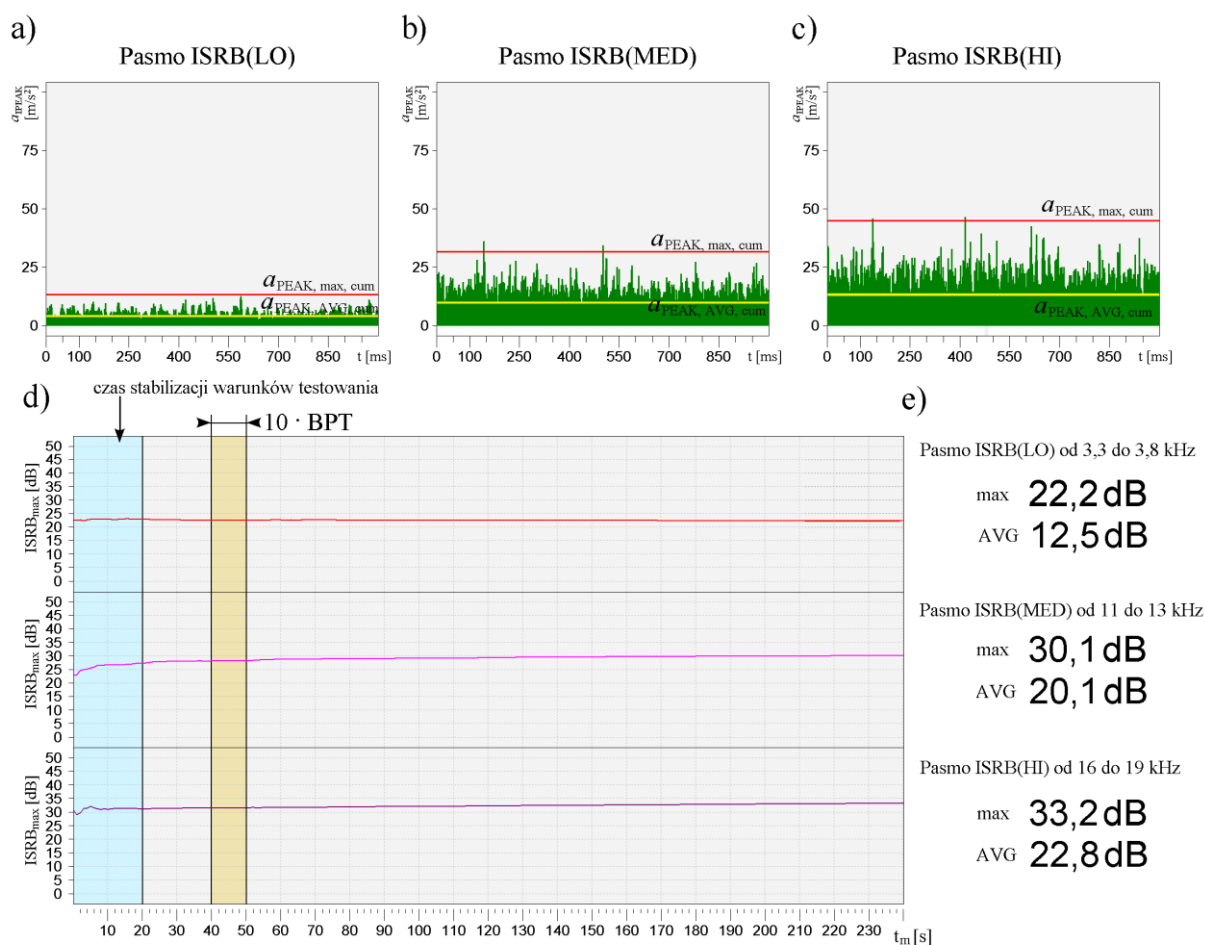
#### 5.1.4. Wyniki parametryzacji ISRB

Pełne zestawienie wyników parametryzacji przyspieszeń drgań metodą ISRB zamieszczono w załączniku nr 5 (załącznik elektroniczny). Przykładowe wyniki uzyskane dla dwóch testowanych łożysk dobrego i wadliwego, o numerach odpowiednio 022 i 102, przedstawiono na rysunkach 5.6. i 5.7. Na tych rysunkach, w polach a), b) i c) pokazano chwilowe wartości  $a_{IPEAK}$  w pasmach LO, MED, i HI dla jednego z przedziałów BTP. Poziome czerwona i żółta linie reprezentują bieżące wartości uzyskane w wyniku uśredniania  $a_{PEAK,max,cum}$  i  $a_{PEAK,AVG,cum}$ . W polu d) pokazano zmiany bieżących wartości  $ISRB_{max}$  wyznaczanych w BPT dla całego 240-sekundowego czasu rejestracji przyspieszeń. W polu e) pokazano poziomy  $ISRB_{max}$  i  $ISRB_{AVG}$  wyznaczone na podstawie 10-sekundowej sekwencji sygnału (10 BPT), wyróżnionej na rysunkach d).

Z porównania rysunków 5.6. i 5.7. wynika, że wszystkie poziomy  $ISRB_{max}$  i  $ISRB_{AVG}$  we wszystkich pasmach dla wadliwego łożyska nr 102 są wyraźnie większe niż poziomy dobrego łożyska nr 022. Na podstawie analizy wyników zastosowanej metody ISRB dla wszystkich łożysk z zestawu B, można było stwierdzić, że najbardziej przydatnymi do klasyfikacji nowych ŁT parametrami są poziomy  $ISRB(LO)_{max}$  i  $ISRB(LO)_{AVG}$ . Wynika to z faktu, że w obrębie pierwszego rezonansu (3 300 – 3 800 Hz) odnotowano największy odstęp wartości pomiędzy grupami łożysk dobrych



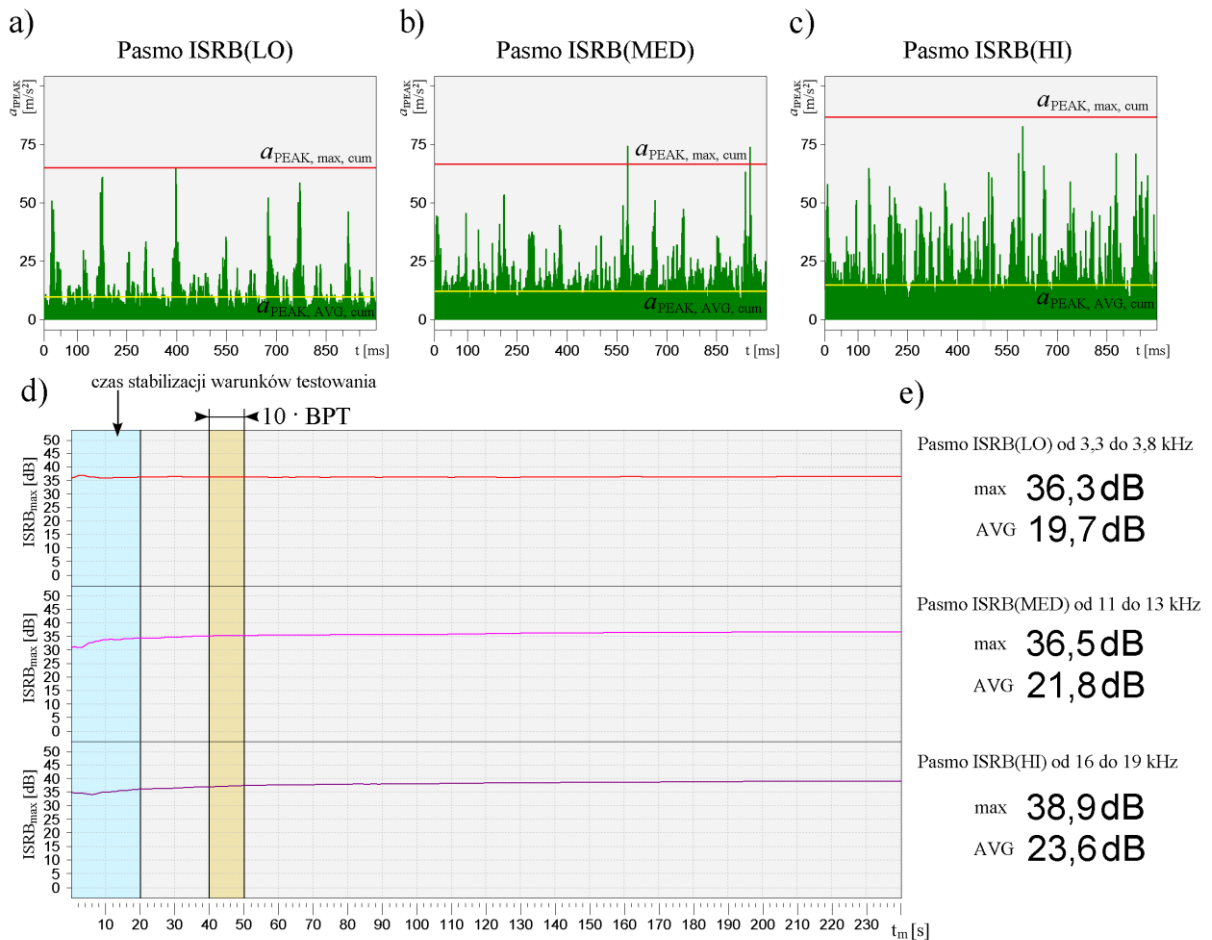
i wadliwych (patrz tabela 4.2.). Syntezę wyników zawierającą wartości uśrednione dla grup łożysk dobrych i wadliwych zamieszczono w tabeli 5.1.



Rys. 5.6. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań dobrego łożyska 513-716A nr 022 metodą ISRB;  
 a) chwilowe wartości skuteczne przyspieszeń drgań  $a_{iPEAK}$  w paśmie LO; b)  $a_{iPEAK}$  w paśmie MED;  
 c)  $a_{iPEAK}$  w paśmie HI; d) maksymalne poziomy ISRB wyznaczone w zależności od czasu pomiaru  $t_m$ ;  
 e) wyniki parametryzacji ISRB [opr. autor]

Tabela 5.1. Porównanie wartości średnich poziomów impulsów ISRB łożysk dobrych i łożysk wadliwych

Poziom uderzeń	Pierwotna klasyfikacja łożysk PBF Kraśnik S.A. (szumomierze)			Klasyfikacja z urządzeniem referencyjnym (MVH 200, SKF)		
	dobrze	wadliwe	różnica	dobrze	wadliwe	różnica
ISRB(LO) <sub>max</sub> [dB]	20,7	30,6	<b>9,9</b>	19,8	30,5	<b>10,6</b>
ISRB(LO) <sub>AVG</sub> [dB]	9,2	18,4	<b>9,2</b>	8,0	18,4	<b>10,4</b>
ISRB(MED) <sub>max</sub> [dB]	31,0	34,9	3,8	31,4	34,6	3,2
ISRB(MED) <sub>AVG</sub> [dB]	20,5	22,3	1,9	20,5	22,2	1,7
ISRB(HI) <sub>max</sub> [dB]	34,1	37,5	3,4	34,5	37,3	2,8
ISRB(HI) <sub>AVG</sub> [dB]	22,5	24,0	1,5	22,5	23,9	1,4

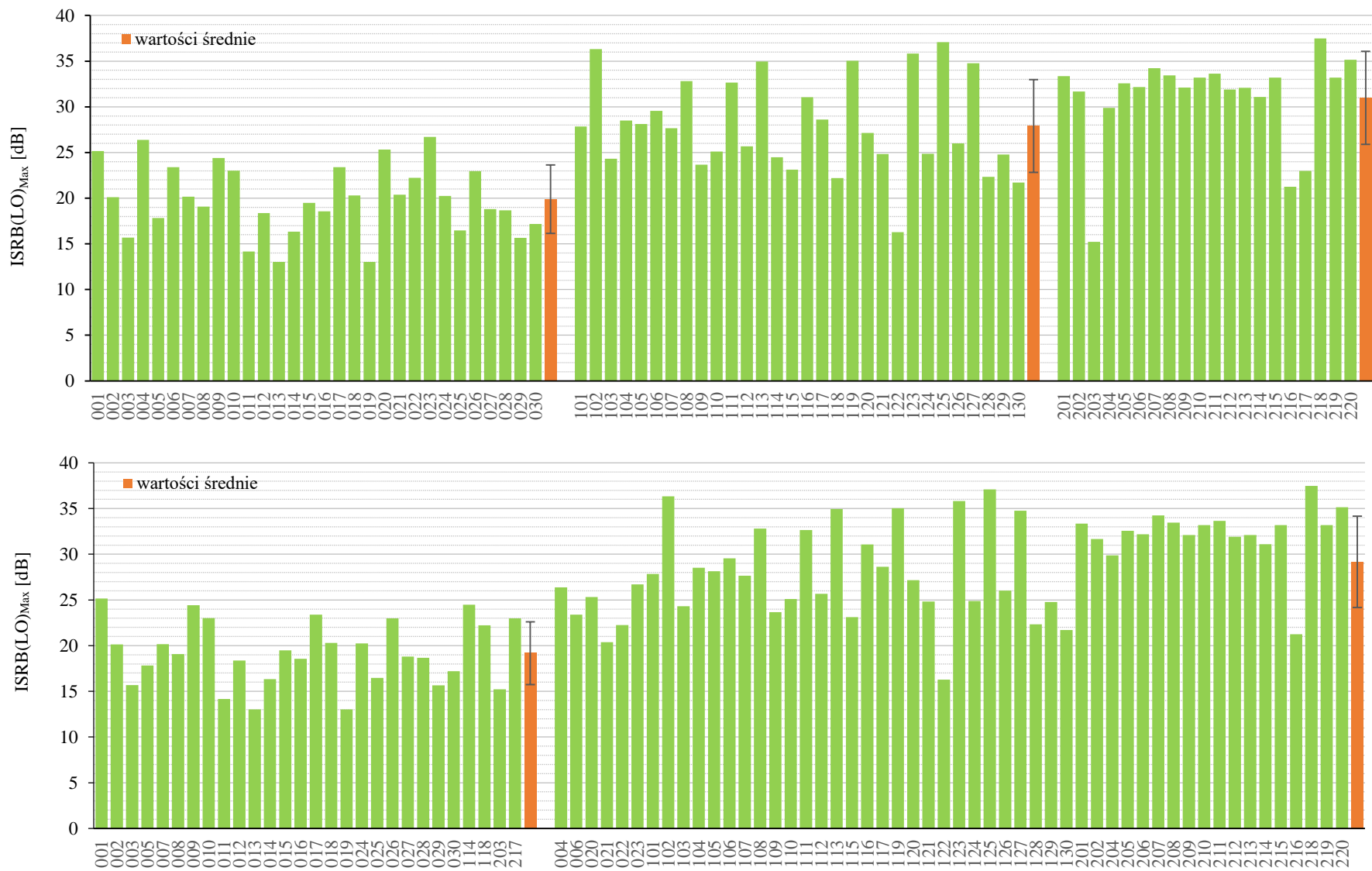


Rys. 5.7. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań wadliwego łożyska 513-716A nr 102 metodą ISRB  
a) chwilowe wartości skuteczne przyspieszeń drgań  $a_{IPEAK}$  w paśmie LO; b)  $a_{IPEAK}$  w paśmie MED;  
c)  $a_{IPEAK}$  w paśmie HI; d) maksymalne poziomy ISRB wyznaczone w zależności od czasu pomiaru  $t_m$ ;  
e) wyniki parametryzacji ISRB [opr. autor]

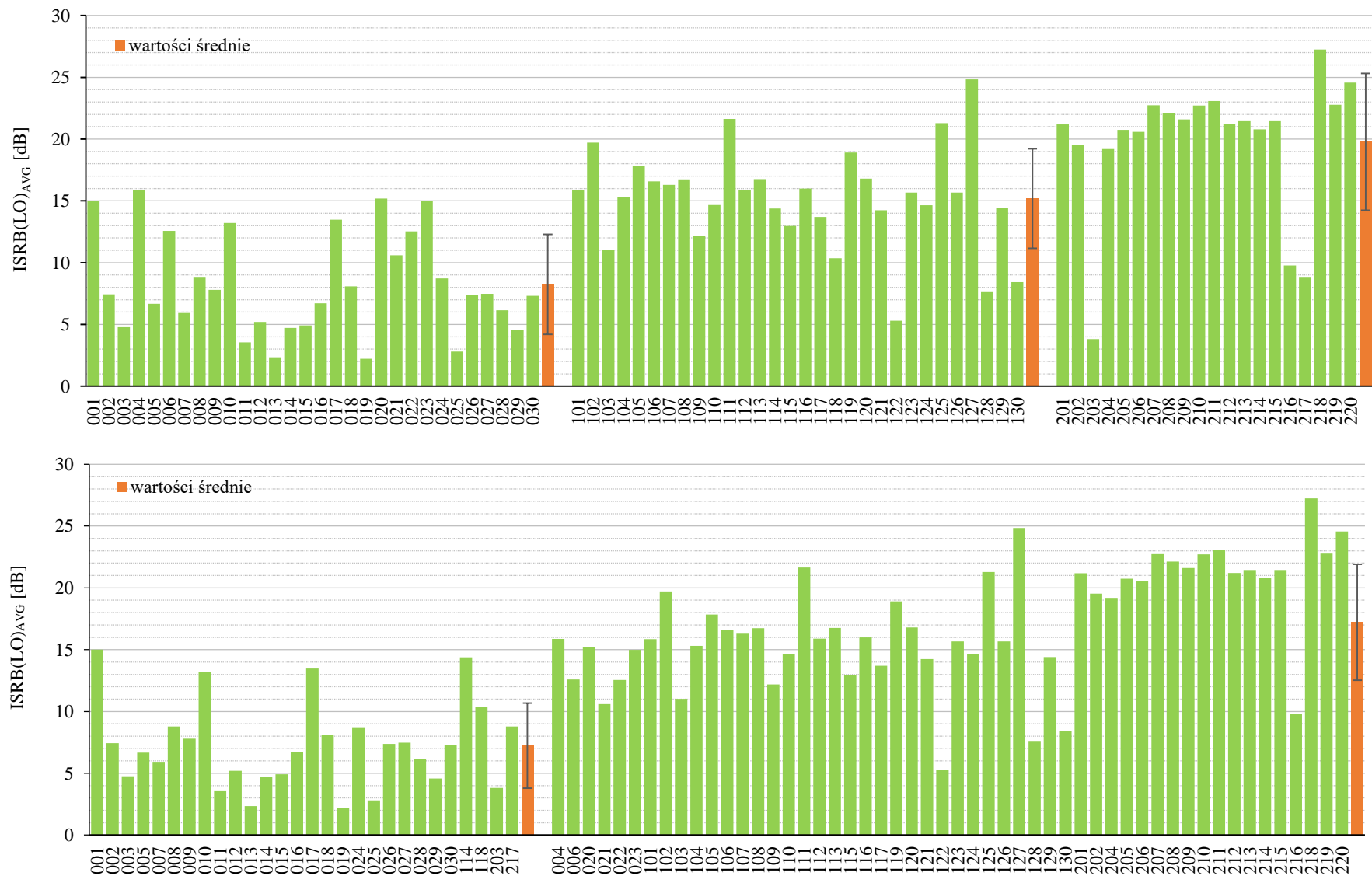
Można oczekiwać, że parametr  $ISRB_{AVG}$  będzie związany głównie z chropowatością bieżni i elementów toczy (przy powtarzalnych warunkach smarowania, obciążenia itp.). Natomiast  $ISRB_{max}$  może być związany z mikro uderzeniami wywołanymi lokalnymi wadami powierzchni (np. zakaleczeniami powstałymi w wyniku montażu), obecnością zanieczyszczeń czy mikroudarów wynikających z różnej natury luzów.

W paśmie LO stwierdzono dobre skorelowanie pomiędzy  $ISRB(LO)_{max}$  i  $ISRB(LO)_{AVG}$  (korelacja  $R_{xy} = 0,9454$ ). Mając to na uwadze, można by rozważyć wykorzystanie tylko jednego z tych parametrów. W pozostałych pasmach nie stwierdzono takiego silnego skorelowania pomiędzy  $ISRB_{max}$  i  $ISRB_{AVG}$ : pasmo MED:  $R_{xy} = 0,5080$ , pasmo HI:  $R_{xy} = 0,4378$ .

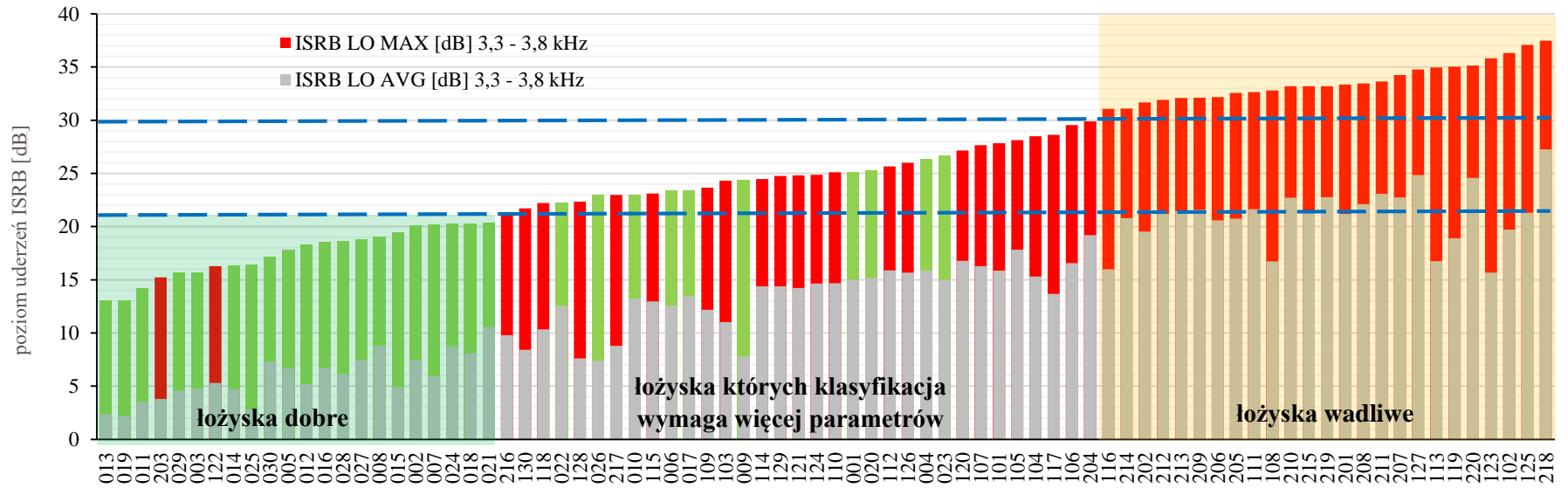
Natomiast zaobserwowano dobre skorelowanie zarówno pomiędzy poziomami  $ISRB(MED)_{max}$  i  $ISRB(HI)_{max}$  ( $R_{xy} = 0,9421$ ), jak i pomiędzy  $ISRB(MED)_{AVG}$  i  $ISRB(HI)_{AVG}$  ( $R_{xy} = 0,9355$ ). Może być to przesłanką aby w docelowej implementacji tej metody do parametryzacji przyspieszeń drgań ŁT rozważyć tylko jedno z pasm MED lub alternatywnie HI. Ponadto, w pasmach MED i HI nie odnotowano istotnych różnic pomiędzy średnimi poziomami w grupach łożysk dobrych i wadliwych. Wyniki parametryzacji ISRB w paśmie LO w zilustrowano graficznie na rysunkach 5.8. i 5.9.



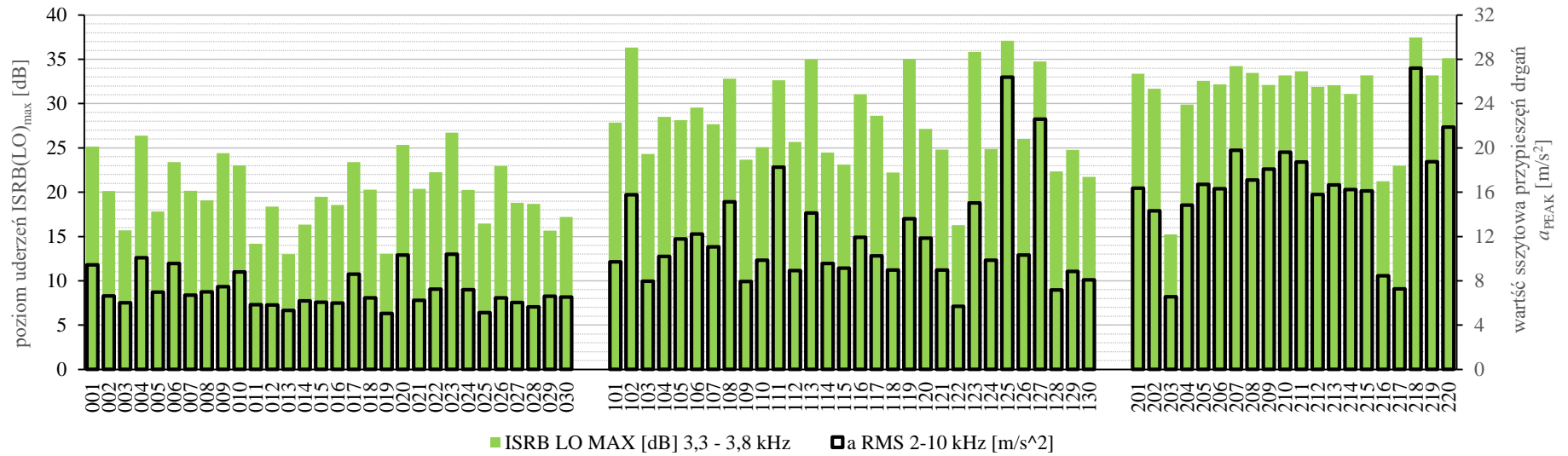
Rys. 5.8. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań zestawu łożysk B – maksymalny poziom uderzeń  $ISRB(LO)_{max}$  w paśmie 3 300 – 3 800 Hz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole) [opr. autor]



Rys. 5.9. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań zestawu łożysk B – maksymalny poziom uderzeń  $ISRB(LO)_{AVG}$  w paśmie 3 300 – 3 800 Hz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole) [opr. autor]



Rys. 5.10. Próba klasyfikacji łożysk w oparciu o poziom uderzeń ISRB(LO) [opr. autor]



Rys. 5.11. Porównanie wyników parametryzacji przyspieszeń drgań; wartość szczytowa  $a_{PEAK}$  w paśmie 2-10 kHz oraz poziom uderzeń ISRB(LO)<sub>max</sub> [opr. autor]

Na podstawie otrzymanych wyników podjęto próbę reklasyfikacji łożysk. Jej wyniki oraz zaproponowane wartościami kryterialne przedstawiono na rysunku 5.10. Łożyska uszeregowano pod względem rosnącego maksymalnego poziomu impulsów  $ISRB(LO)_{max}$ . Zielonym kolorem oznaczono grupę łożysk pierwotnie (w PBF Kraśnik S.A.) sklasyfikowanych jako dobre, a kolorem czerwonym oznaczono łożyska sklasyfikowane jako wadliwe.

Na rysunku 5.10. niebieskimi, przerywanymi, poziomymi liniami zaznaczono dwa progi kryterialne (21 dB i 30 dB). Łożyska, których maksymalny poziom uderzeń  $ISRB(LO)_{max}$  jest niższy od 21 dB reklasyfikowano jako zdecydowanie dobre. Łożysk, których  $ISRB(LO)_{max}$  był większy bądź równy 30 dB zostały reklasyfikowane jako zdecydowanie wadliwe. Stan pozostałych łożysk określany w oparciu o ten parametr nie jest jednoznaczny.

Warto dodać, że oba poziomy  $ISRB(LO)_{max}$  i  $ISRB(LO)_{AVG}$  są skorelowane z innymi, podstawowymi miarami parametryzacji drgań (patrz rozdział 4.5) wyznaczonymi w pasmach obejmujących ten obszar rezonansu struktury. Przykładem takiej miary jest wartość skuteczna przyspieszeń drgań w paśmie od 2 kHz do 10 kHz –  $a_{RMS\_2k\_10k}$ , dla której współczynnik korelacji liniowej  $R_{xy}$  pomiędzy wartościami  $a_{RMS\_2k\_10k}$  a poziomami  $ISRB(LO)_{max}$  był równy 0,9027.

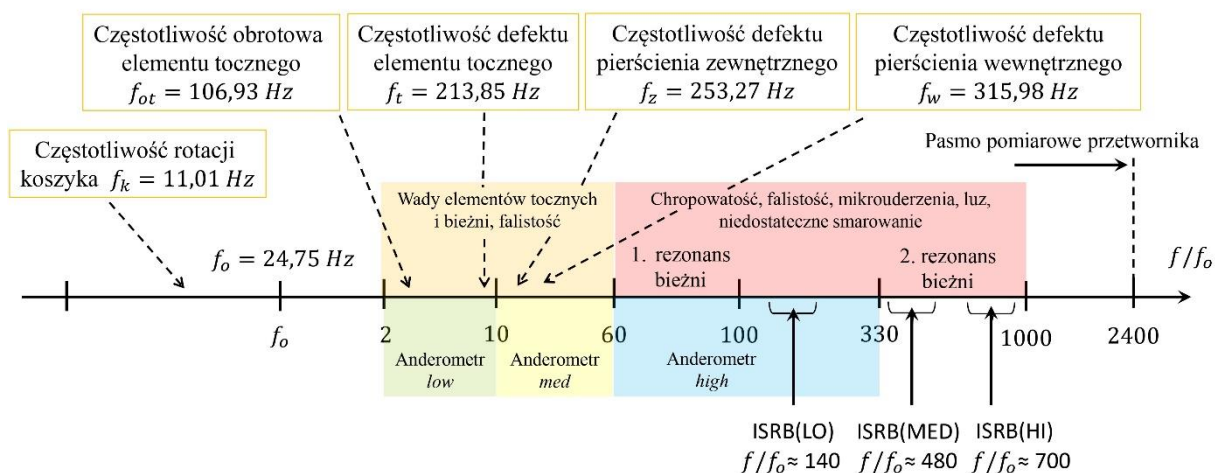
Można by oczekiwać, że korelacja pomiędzy poziomem  $ISRB(LO)_{max}$  a wartością szczytową przyspieszeń drgań w tym samym paśmie  $a_{PEAK\_2k\_10k}$  będzie równie wysoka. Jednakże, Współczynnik korelacji liniowej pomiędzy wartościami  $a_{PEAK\_2k\_10k}$  a poziomami  $ISRB(LO)_{max}$   $R_{xy}$  był wyraźnie niższy i równy 0,7704. Można założyć, że główną przyczyną tej rozbieżności są różnice w sposobie wyznaczania chwilowych wartości szczytowych  $a_{PEAK}$  i zastosowana uśredniania chwilowych wartości  $a_{IPEAK}$  w metodzie ISRB. Uśrednianie takie powoduje zmniejszanie wpływu pojedynczego, incydentalnego zdarzenia o charakterze impulsowym na poziomy ISRB. Na rysunku 5.11. przedstawiono porównanie wartości  $a_{RMS\_2k\_10k}$  i poziomów  $ISRB(LO)_{max}$  dla łożysk z zestawu B. W przypadku  $a_{RMS\_2k\_10k}$  dochodzimy do podobnej konkluzji dotyczącej klasyfikacji jak z zastosowaniem  $ISRB(LO)_{max}$ .

### 5.1.5. Podsumowanie ISRB

Metoda ISRB może mieć zastosowanie jako narzędzie alternatywne lub uzupełniające do metod aktualnie stosowanych w ramach poprodukcyjnego testowania ŁT. Za stosowaniem miar uzyskanych w wyniku podstawowej parametryzacji np.  $a_{RMS}$  przemawia a priori zdefiniowany i ukierunkowany diagnostycznie dobór pasm pomiarowych. Natomiast za stosowaniem metody ISRB przemawiają wykorzystanie pasm pomiarowych (rezonansów strukturalnych) w których występuje naturalne wzmocnienie sygnałów i większe zróżnicowanie wartości miar uzyskanych dla łożysk dobrych i wadliwych. Metoda wymaga wstępnego przetestowania struktury łożysko-oprawa-stanowisko w celu dobrania pasm pomiarowych odpowiadających obszarom rezonansowym struktury.

Skalowanie (zakres uzyskiwanych poziomów) w metodzie ISRB może być dostosowywane przez zmianę wartości odniesienia  $a_0$  (patrz wzór 5.6.) Parametr  $a_0$  najlepiej przyjmować indywidualnie dla każdego typu testowanych ŁT, najlepiej na podstawie najniższej odnotowanej średniej wartości szczytowej przyspieszeń drgań  $a_{PEAK,AVG}$  (wyznaczanej w podstawowym czasie parametryzacji BTP).

Możliwości detekcyjne metody ISRB na stanowisku LDS dla łożysk 513-716A przedstawiono na rysunku 5.12. Z rysunku wynika, że obszary strukturalnych drgań rezonansowych LO, MED i HI stanowiska LDS zawierają się w zakresie od 100 do 1000  $f/f_0$ . Można oczekiwać, że metodą ISRB możliwe będzie wykrywanie wad łożysk 513-716A takich jak: chropowatość bieżni i el. toczyń, falistość wyższych rzędów, mikrouderzenia, luzy, zanieczyszczenia bądź niedostateczne smarowanie.



Rys. 5.12. Porównanie częstotliwości wad i defektów łożyska 513-716A z pasmami pomiarowymi zalecanymi przez ISO 15242 i pasmami rezonansowymi struktury wykorzystywanymi w metodzie ISRB [opr. autor]

Z rysunku 5.12. wynika również, że parametry ISRB(LO) pozwalają na ocenę sygnałów w zakresie w przybliżeniu  $f/f_0 \approx 140$ , co mieści się w zakresie wysokoczęstotliwościowego pasma pomiarowego zalecanego w ISO 15242. Poziomy uderzeń ISRB(MED) ( $f/f_0 \approx 480$ ) i ISRB(HI) ( $f/f_0 \approx 700$ ) wykraczają częstotliwościowo poza typowy zakres kontroli poprodukcyjnej łożysk. W tych pasmach możliwa jest ocena chropowatości bieżni.

## 5.2. Zobrazowanie parametrów sygnałów WA na płaszczyźnie $a_{RMS} - f_{RICE}$

### 5.2.1. Zobrazowanie w ujęciu krótkoczasowym

Płaszczyzna wartość skuteczna przyspieszeń  $a_{RMS}$  – częstotliwość Rice’a  $f_{RICE}$  jest narzędziem pozwalającym na jednoczesną analizę w ujęciu amplitudowym (energia sygnału) i częstotliwościowym (średnia częstotliwość procesu). Płaszczyzna  $a_{RMS} - f_{RICE}$  w ujęciu krótkoczasowym została zaproponowana przez R. Barczewskiego jako narzędzie do identyfikacji niestacjonarności pracy maszyn, a w ujęciu wartości średnich do oceny ich stanu technicznego [137]. Częstotliwość Rice’a  $f_{RICE,v}(\tau)$  w ujęciu krótkoczasowym można wyznaczyć z gęstości widmowej prędkości drgań [5] lub w prostszy sposób na podstawie wartości skutecznych przyspieszeń i prędkości drgań, zgodnie ze wzorem:

$$f_{RICE,v}(\tau) = \frac{1}{2\pi} \frac{a_{RMS}(\tau)}{v_{RMS}(\tau)}. \quad (5.8)$$

Natomiast krótkoczasową częstotliwość Rice’a  $f_{RICE,a}(\tau)$  dla sygnału przyspieszeń otrzymujemy ze wzoru:

$$f_{RICE,a}(\tau) = \frac{1}{2\pi} \frac{j_{RMS}(\tau)}{a_{RMS}(\tau)}. \quad (5.9)$$

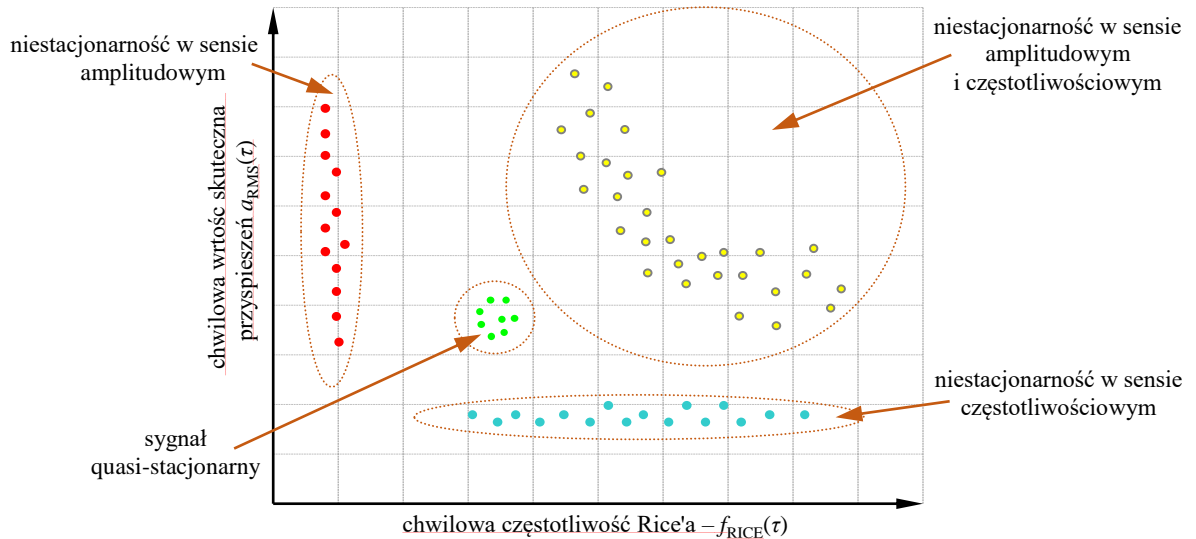
Na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  możliwe jest określenie stacjonarności lub rodzaju niestacjonarności sygnałów:

- quazistacjonarnego,
- niestacjonarnego w sensie amplitudowym,



- niestacjonarnego w sensie częstotliwościowym
- oraz niestacjonarnego zarówno w sensie amplitudowym jak i częstotliwościowym.

Sposób identyfikacji niestacjonarności na podstawie położenia chwilowych wartości  $a_{RMS}(\tau)$  i  $f_{RICE,a}(\tau)$  na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  ilustruje rysunek 5.13.



Rys. 5.13. Sposób interpretacji wyników na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  w przypadku przetwarzania krótkoczasowego sygnałów [137]

Na rysunku 5.14. przedstawiono uproszczony algorytm przetwarzania sygnałów prowadzący do prezentacji wyników na płaszczyznach  $a_{RMS} - f_{RICE}$  i  $v_{RMS} - f_{RICE}$  w ujęciu krótkoczasowym i wartości średnich. Krótkoczasowa parametryzacja prędkości, przyspieszeń i zrywu drgań niezbędnych do wyznaczenie chwilowych wartości  $f_{RICE}(\tau)$  drgań odbywała się dla sekwencji sygnału o czasie trwania 0,1 s niezależnie od pasma częstotliwości.

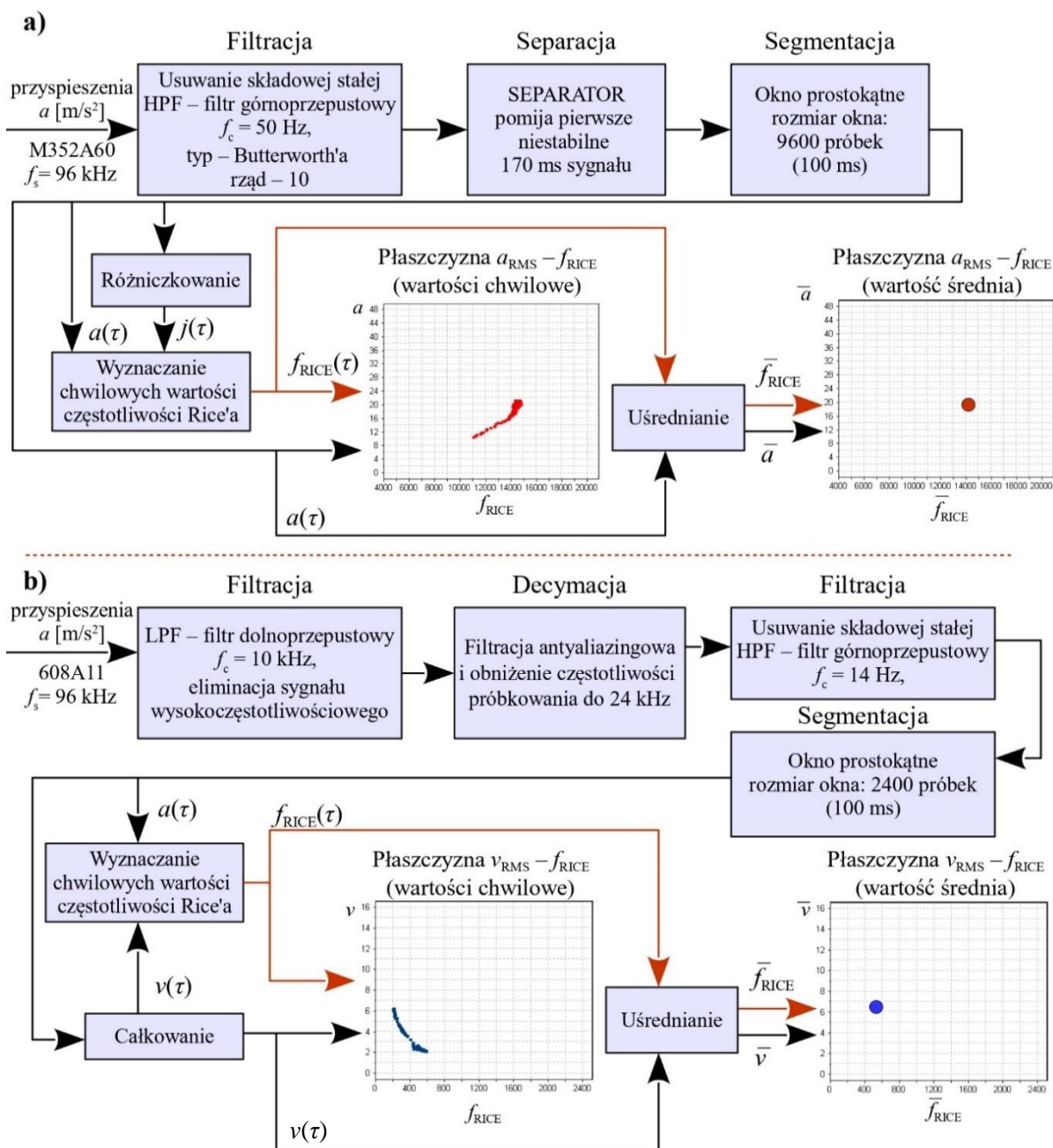
Pełne zestawienie wyników cyfrowego przetwarzania sygnałów związane z zawartością niniejszego rozdziału w formie wykresów zamieszczono w załączniku nr 6 do niniejszej rozprawy (załącznik elektroniczny). Zawiera ono funkcje gęstości rozkładu amplitud:

- przyspieszeń drgań rejestrowanych w pełnym paśmie do 48 kHz,
- przyspieszeń drgań rejestrowanych w kierunku osiowym w paśmie od 14 Hz do 10 kHz,
- przyspieszeń drgań z obu czujników 608A11 w paśmie od 14 Hz do 10 kHz,
- prędkości drgań rejestrowanych w kierunku osiowym w paśmie od 14 Hz do 10 kHz,
- prędkości drgań z obu czujników 608A11 w paśmie od 14 Hz do 10 kHz,
- prędkości drgań sygnału różnicowego z przetworników 608A11 w paśmie od 14 – 1 500 Hz,
- oraz częstotliwości Rice'a wyznaczonej z wymienionych wielkości i pasm.

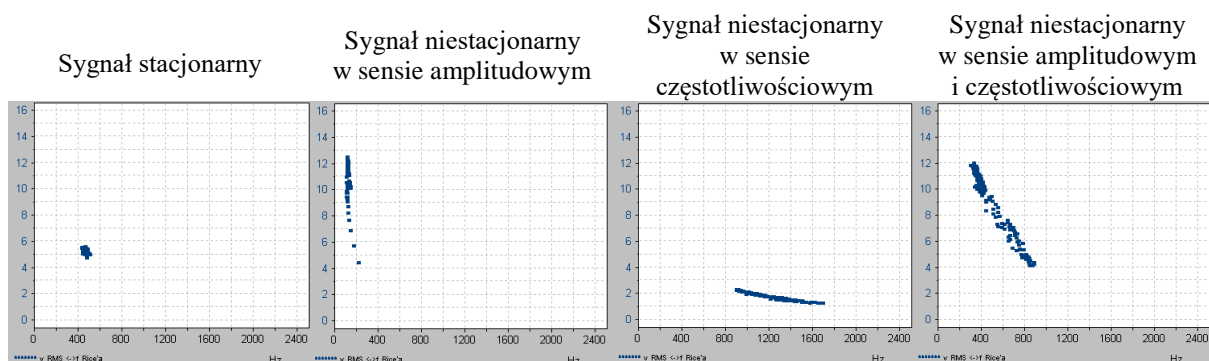
Ponadto w załączniku nr 6 do pracy zamieszczono zobrazowania wyników na płaszczyznach  $a_{RMS} - f_{RICE}$  i  $v_{RMS} - f_{RICE}$  w ujęciu krótkoczasowym.

Przykłady zobrazowań chwilowych wartości na płaszczyźnie  $v_{RMS} - f_{RICE}$  odpowiadające typom niestacjonarności (rysunek 5.13.) zaprezentowano na rysunku 5.15. Natomiast przykładowy zrzut ekranu z aplikacji analizującej na rysunku 5.16.

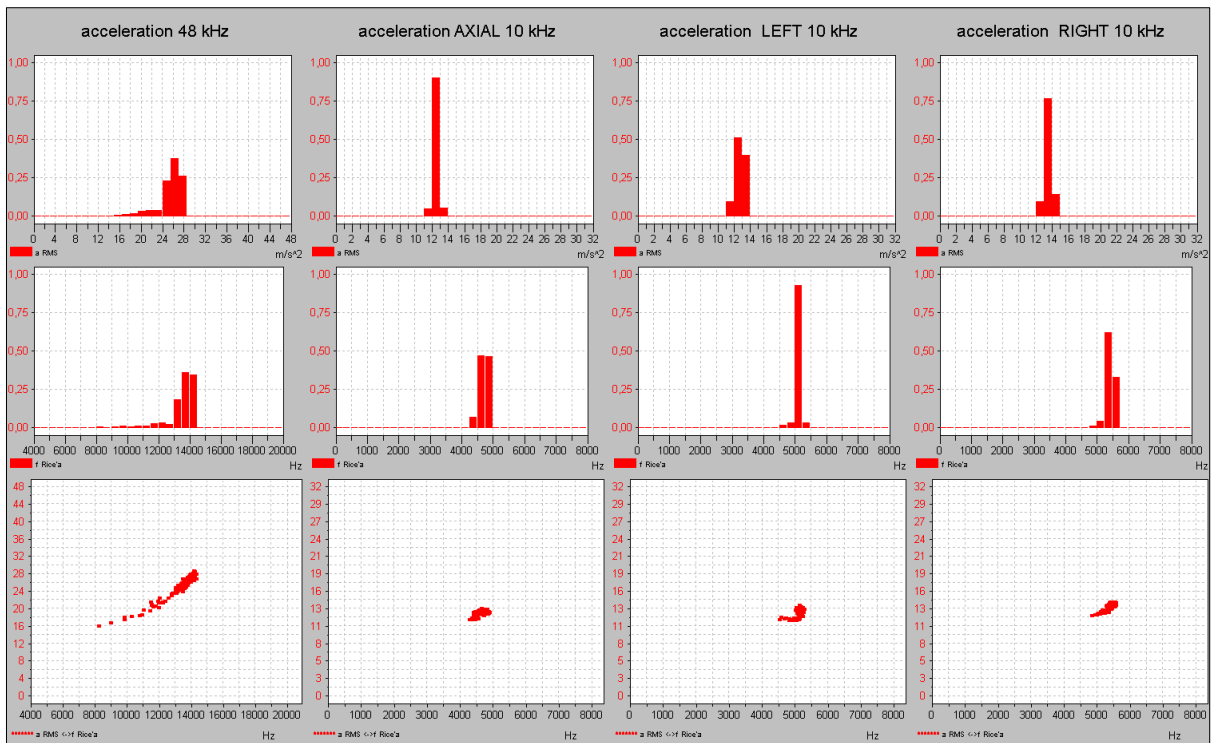




Rys. 5.14. Uproszczony algorytm przetwarzania sygnałów przyspieszeń drgań prowadzący do zobrazowania drgań na płaszczyznach; a)  $a_{RMS} - f_{RICE}$  w paśmie do 48 kHz; b)  $v_{RMS} - f_{RICE}$  w paśmie do 10 kHz



Rys. 5.15. Przykładowe rodzaje niestacjonarności sygnałów prędkości drgań łożysk z zestawu B, zidentyfikowane na płaszczyźnie  $v_{RMS} - f_{RICE}$  [opr. autor]



Rys. 5.16. Przykład krótkoczasowej parametryzacja sygnału przyspieszeń drgań łożyska nr 214, funkcje gęstości rozkładu amplitud i częstotliwości Rice'a oraz zobrazowanie wyników na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  [opr. autor]

Przedstawione na rysunkach 5.14., 5.15. i zawarte w załączniku zobrazowania chwilowych wartości na płaszczyznach  $a_{RMS} - f_{RICE}$  i  $v_{RMS} - f_{RICE}$  oraz funkcje gęstości rozkładów zostały wyznaczone na podstawie całego czasu testu  $T_m = 240$  s. Mają one wyłącznie charakter poglądowy. Niestacjonarność sygnałów obserwowana jest w ciągu pierwszych 20 s, w których dochodzi do pełnego rozproszczenia środka smarowego po elementach tocznych i bieżniach oraz stabilizacji warunków pracy łożyska. W tym samym czasie znacząco wzrastają wartości skuteczne przyspieszeń drgań w paśmie od 10 kHz do 48 kHz. Odnotowano średni wzrost wartości  $a_{RMS\_10\_48k}$  aż o 90,7 %. W ciągu początkowej fazy testu zmienność wartości miar i parametrów WA jest zróżnicowana. Wybrane miary – wartości skuteczne ( $v, a, j$ ) oraz średnie zmiany ich wartości w pierwszych 20 sekundach testu zamieszczono w tabeli 5.2.

Tabela 5.2. Średnia zmiana wartości skutecznych w pasmach pomiarowych w początkowej fazie testu, od 1 do 20 sekundy

Miara i pasmo	Średnia zmiana wartości	Miara i pasmo	Średnia zmiana wartości
$a_{RMS}$ w pełnym paśmie	49,8 %	$j_{RMS}$ w pełnym paśmie	89,5 %
$a_{RMS}$ 50-2 000 Hz	-2,51 %	$j_{RMS}$ 50-2 000 Hz	2,16 %
$a_{RMS}$ 2-10 kHz	19,4 %	$j_{RMS}$ 2-10 kHz	33,0 %
$a_{RMS}$ 10-48 kHz	90,7 %	$j_{RMS}$ 10-48 kHz	98,8 %
$a_{RMS}$ 14-10 000 Hz	17,5 %	$v_{RMS}$ 14-10 000 Hz	6,34 %
$a_{RMS}$ 40-250 Hz	7,48 %	$v_{RMS}$ 40-250 Hz	7,00 %
$a_{RMS}$ 250-1 500 Hz	-7,46%	$v_{RMS}$ 250-1 500 Hz	-5,81 %
$a_{RMS}$ 1,5-10 kHz	18,6 %	$v_{RMS}$ 1,5-10 kHz	9,54 %

Dane zawarte w tabeli pozwalają stwierdzić, że najistotniejsze zmiany wartości skutecznych zachodzą w paśmie powyżej 10 kHz. Natomiast w pasmach odpowiadających pasmom zalecanym

w ISO 15242 zmiany są relatywnie niewielkie a w paśmie 250-1 500 Hz odnotowano nawet spadek średnich wartości skutecznych przyspieszeń oraz prędkości drgań.

Krótkoczasowa analiza na płaszczyznach  $a_{RMS} - f_{RICE}$  i  $v_{RMS} - f_{RICE}$  jest pomocna w określaniu początkowej fazy stabilizacji sygnału. Niemniej, poprodukcyjna klasyfikacja łożysk powinna być oparta na wartościach progowych wybranych parametrów lub miar sygnału WA. W związku z powyższym, dogodniejszą formą odnoszenia wyników zobrazowania na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  do wartości progowych, będzie posługiwanie się wartościami średnimi a nie chwilowymi.

### 5.2.2. Zobrazowanie w ujęciu wartości średnich

Dokonując uśrednienia chwilowych wartości skutecznych i chwilowych wartości częstotliwości Rice'a oraz ich prezentacji na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  tracimy informacje o stacjonarności lub niestacjonarności sygnału. Łatwiejsze staje się jednak porównywanie wszystkich wyników uzyskanych dla testowanych łożysk z grupy B. Przedstawiono to na rysunku 5.17. (płaszczyzna  $a_{RMS} - f_{RICE}$  w pełnym paśmie do 48 kHz) oraz na rysunku 5.18. (płaszczyzna  $a_{RMS} - f_{RICE}$  w paśmie od 14 Hz do 10 kHz). W uzupełnieniu, na rysunku 5.19. przedstawiono zobrazowanie wyników na płaszczyźnie  $v_{RMS} - f_{RICE}$  w paśmie od 14 Hz do 10 kHz.

Punkty na płaszczyznach reprezentują wartości średnie ( $\bar{a}_{RMS}$ ,  $\bar{v}_{RMS}$  i  $\bar{f}_{RICE}$ ) dla każdego testowanego łożyska. Na rysunkach 5.17. – 5.19. kolorami oznaczono serie łożysk zgodnie z pierwotną klasyfikacją w PBF Kraśnik S.A.:

- zielonym, łożyska dobre (numery 001-030),
- czerwonym, łożyska wadliwe, przekroczone poziom drgań (numery 101-130),
- pomarańczowym łożyska wadliwe, zbyt głośna praca (numery 201-220).

Pewną sugestią określania wartości granicznych symptomów w biernym eksperymencie diagnostycznym zasugerował Cempel [8]. Jest to adaptacja do celów diagnostycznych oparta na teorii decyzji statystycznych Neymana-Pearsona. W metodzie tej Cempel zaproponował wyznaczenie wartości granicznej symptomu  $s_L$  ze wzoru:

$$s_L \leq \bar{s} + \sigma_s \cdot \sqrt{\frac{P(z)}{2A}}, \quad (5.10)$$

gdzie:  $s_L$  – wyznaczana wartość graniczna symptomu,

$\bar{s}$  – wartość średnia symptomu,

$\sigma_s$  – odchylenie standardowe,

$P(z)$  – oszacowanie prawdopodobieństwa zdatności grupy maszyn

$A$  – dopuszczalne prawdopodobieństwa błędnych decyzji,  $0 < A \ll 1$ .

Jednakże, w ujęciu diagnostyki poprodukcyjnej nowych ŁT trudno jest określić wartość parametru  $P(z)$  i arbitralnie przyjmować  $A$ . Mając to na uwadze zaproponowano nieco inne podejście oparte wyłącznie na wartości średniej i odchyleniu standardowym:

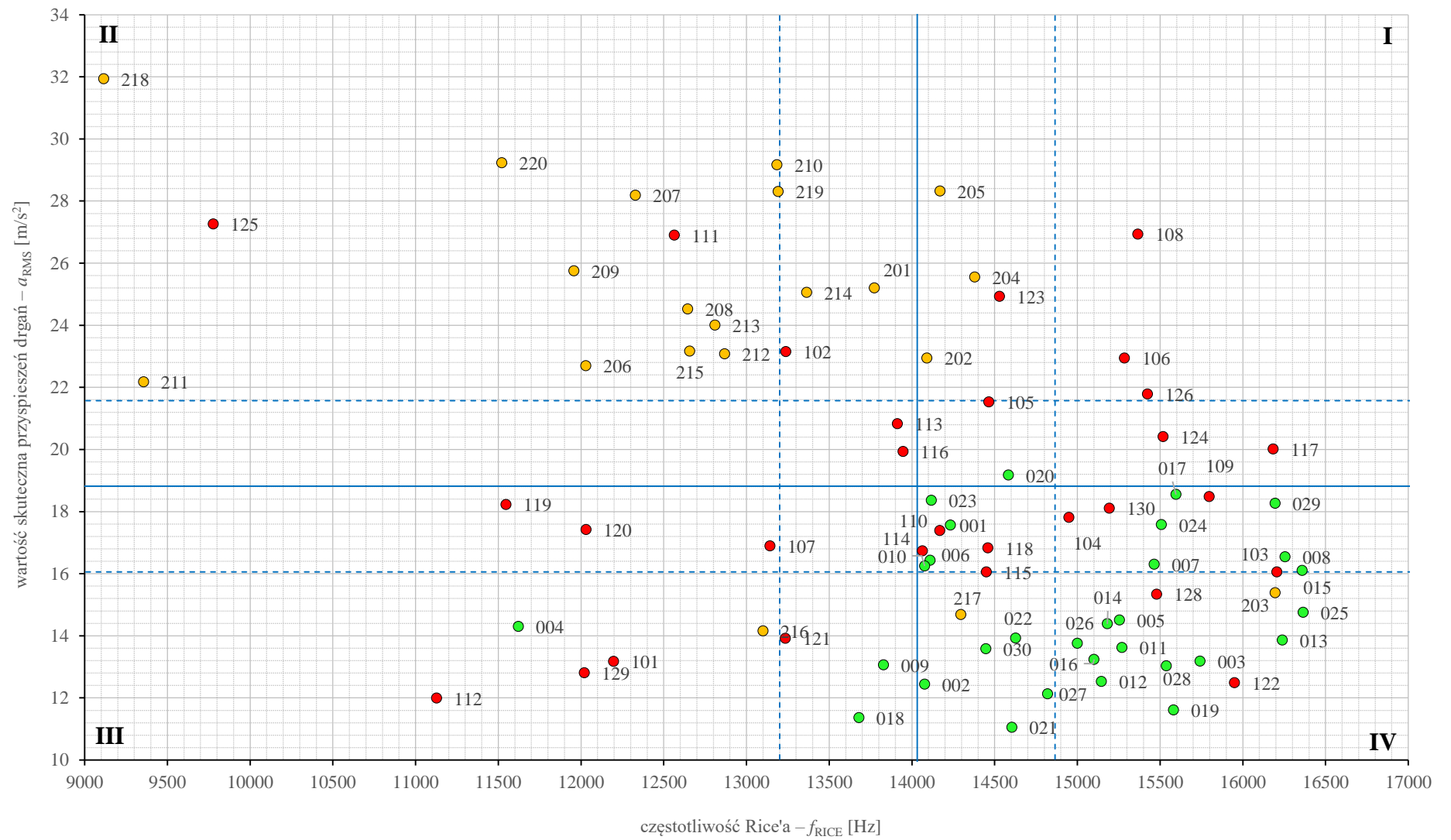
$$s_L \leq \bar{s} + \sigma_s. \quad (5.11)$$

Na podstawie relacji 5.11, można wstępnie przyjąć granice stref klasyfikacyjnych, które zaznaczono na rysunkach 5.17-5.19. niebieskimi, ciągłymi liniami. Są to wartości średnie  $\bar{a}_{RMS}$ ,  $\bar{v}_{RMS}$  i  $\bar{f}_{RICE}$ . W ten sposób płaszczyzny  $a_{RMS} - f_{RICE}$  i  $v_{RMS} - f_{RICE}$  zostały podzielone na 4 części. Zostały one oznaczone liczbami rzymskimi i będziemy nazywać je ćwiartkami płaszczyzn  $a_{RMS} - f_{RICE}$  i  $v_{RMS} - f_{RICE}$ . Dodatkowe, niebieskie linie przerywane to wartości  $\bar{a}_{RMS} \pm \sigma_a$ ,  $\bar{v}_{RMS} \pm \sigma_v$  i  $\bar{f}_{RICE} \pm \sigma_f$ .

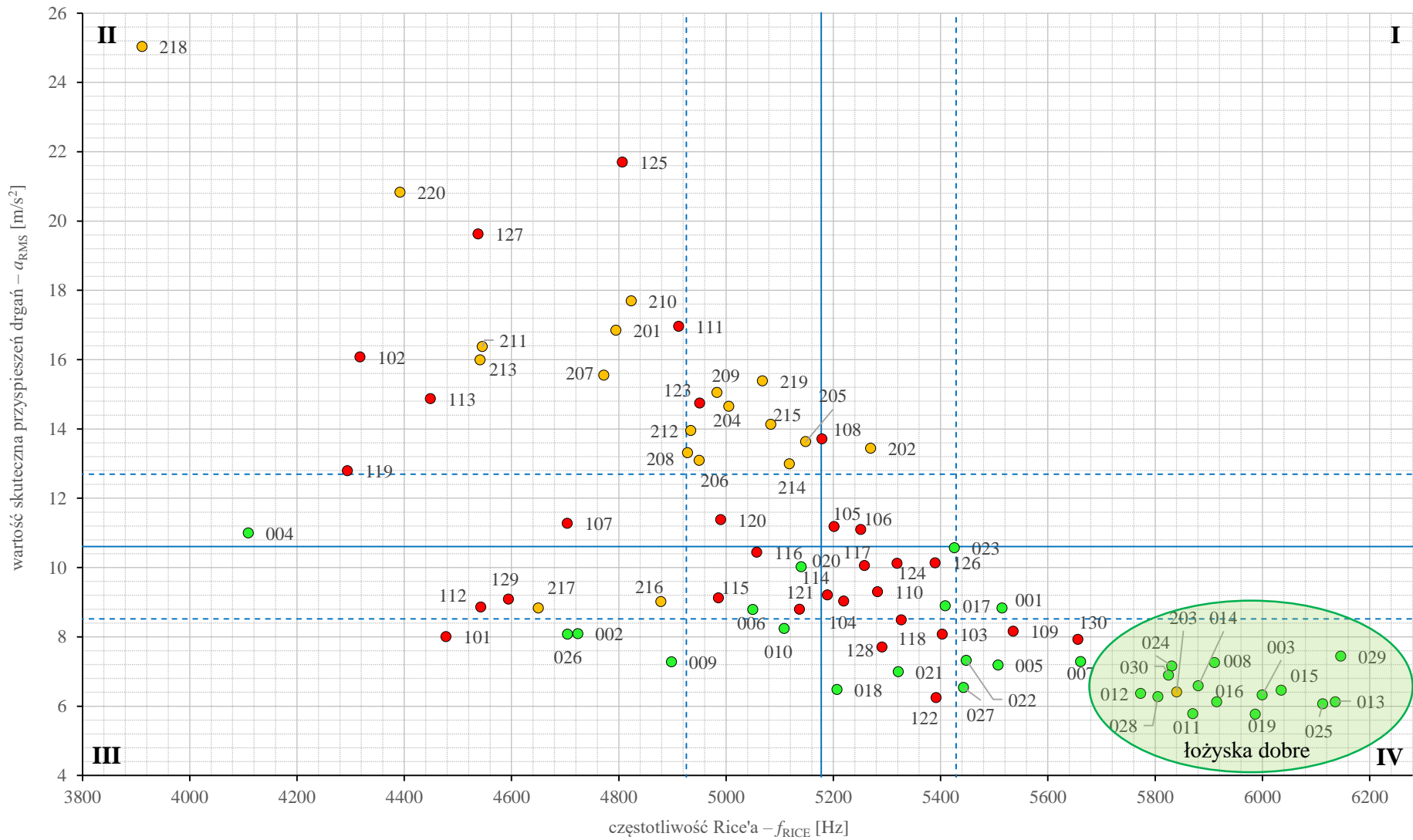
- Interpretacja położenia wartości miar łożyska na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  może być następująca:
- I ćwiartka – duża energia sygnału i częstotliwość Rice’a powyżej średniej – wadliwe łożysko; w tym obszarze będą się najprawdopodobniej lokowały łożyska o dużej chropowatość bieżni (duży parametr Ra) co skutkuje dużą energią sygnału, natomiast  $f_{RICE}$ , przyjmując wartości powyżej średniej mogą sugerować o szumowym charakterze sygnału; w przypadku jednocześnie odnotowanych dużych wartości parametrów EA jest wysoce prawdopodobne, że występują nieprawidłowe warunki testowania takie jak niedostateczne smarowanie, luzy, przytarcia;
  - II ćwiartka – duża energia sygnału i częstotliwość Rice’a poniżej średniej, wadliwe łożysko, obecność niskoczęstotliwościowych składowych o wysokiej energii, możliwa falistość niższych rzędów wady elementów tocznych i bieżni; możliwość występowania pobudzeń o charakterze impulsowym i wzbudzaniu się drgań w strefie pierwszego rezonansu strukturalnego w paśmie LO (patrz rozdział 5.1.2.);
  - III ćwiartka – mała energia sygnału i częstotliwość Rice’a poniżej średniej, dobre/wadliwe łożysko, mogą dominować niskoczęstotliwościowe składowe tonalne lub szum szerokopasmowy o dominujących wartościach w zakresie niskich częstotliwości; możliwa falistość, błędy kształtu, obecność luzów; niemniej niska energia sygnału może świadczyć również o małej chropowatości bieżni;
  - IV ćwiartka – mała energia sygnału i częstotliwość Rice’a powyżej średniej; w tym obszarze będą się grupowały łożyska dobre i bardzo dobre, obecny szum szerokopasmowy z dominacją wysokoczęstotliwościowych składowych związany z niewielką chropowatością; brak niskoczęstotliwościowych składowych świadczących o występowaniu błędów kształtu.

Analiza rozmieszczenia punktów na płaszczyznach  $a_{RMS} - f_{RICE}$  w pasmach 50 Hz – 48 kHz i 14 Hz – 10 kHz pozwala stwierdzić, że większość dobrych łożysk znajduje się w IV ćwiartce. Kluczowe jest odseparowanie (np. na podstawie innych kryteriów) łożysk dobrych od łożysk wadliwych w IV ćwiartce, gdzie znalazły się nieliczne łożyska wadliwe (wg. klasyfikacji pierwotnej). W tym aspekcie lepszym narzędziem klasyfikacyjnym okazała się płaszczyzna  $a_{RMS} - f_{RICE}$  w paśmie od 14 Hz do 10 kHz (rys. 5.18.), gdzie w obszarze dla  $f_{RICE} > 5\ 700$  Hz i  $a_{RMS} < 8$  m/s<sup>2</sup> znajdują się wyłącznie łożyska dobre (patrz znaczony obszar na rys. 5.18). Nie ma jednak pewności, że łożyska wadliwe wg. klasyfikacji pierwotnej zostały sklasyfikowane prawidłowo. W ćwiartkach I i II znajdują się wyłącznie łożyska wadliwe. Co do łożysk znajdujących się w III ćwiartce nie da się jednoznacznie potwierdzić prawidłowości pierwotnej klasyfikacji. W ten sposób, w oparciu o płaszczyznę  $a_{RMS} - f_{RICE}$  w paśmie od 14 Hz do 10 kHz w 56 % potwierdzono wyniki pierwotnej klasyfikacji.

W porównaniu do możliwości klasyfikacyjnych dostarczanych przez zobrazowanie na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  (rysunek 5.17.) płaszczyzna  $v_{RMS} - f_{RICE}$  (rysunek 5.18.) wykazuje małą przydatność. Bazując na płaszczyźnie  $v_{RMS} - f_{RICE}$  można, co prawda wskazać w IV ćwiartce pewien obszar, w którym znajdują się wyłącznie łożyska wadliwe, ale takie możliwości klasyfikacyjne dawała już jednowymiarowa klasyfikacja oparta na dowolnej mierze wymienionej w tabeli 4.8. Należy dodać, że  $f_{RICE}$  dla prędkości wyznaczono w możliwie szerokim paśmie również z uwzględnieniem niskoczęstotliwościowych składowych sygnału w tym składowej obrotowej  $f_0$  (pasmo poniżej 40 Hz, czyli dolnej granicy pasma *low* zgodnego z ISO 15242, patrz rys. 3.20.). Skutkowało to wyraźnym zaniżaniem częstotliwości Rice’a.

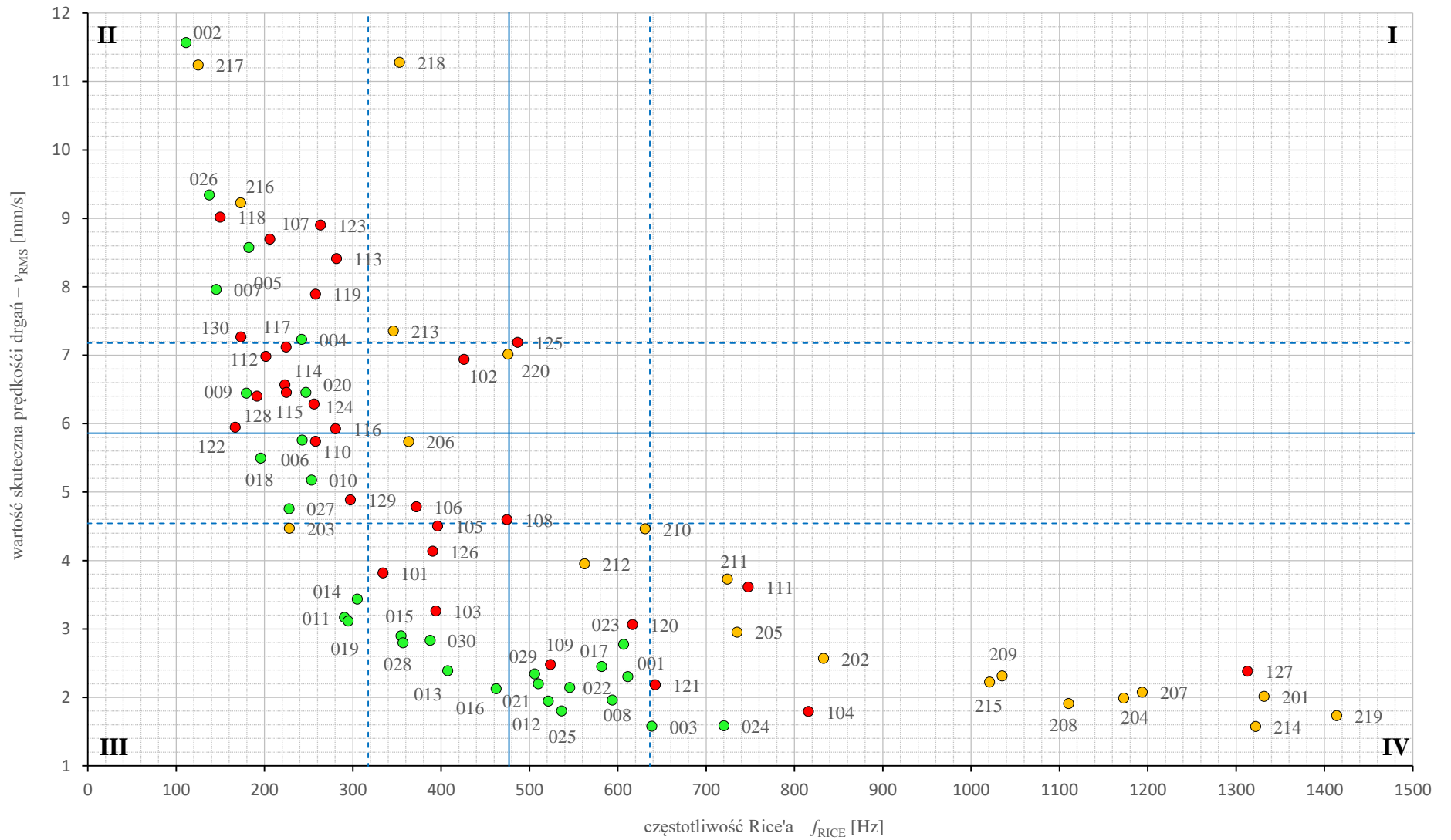


Rys. 5.17. Zobrazowanie wyników badań na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  w pełnym paśmie pomiarowym do 48 kHz [opr. autor]

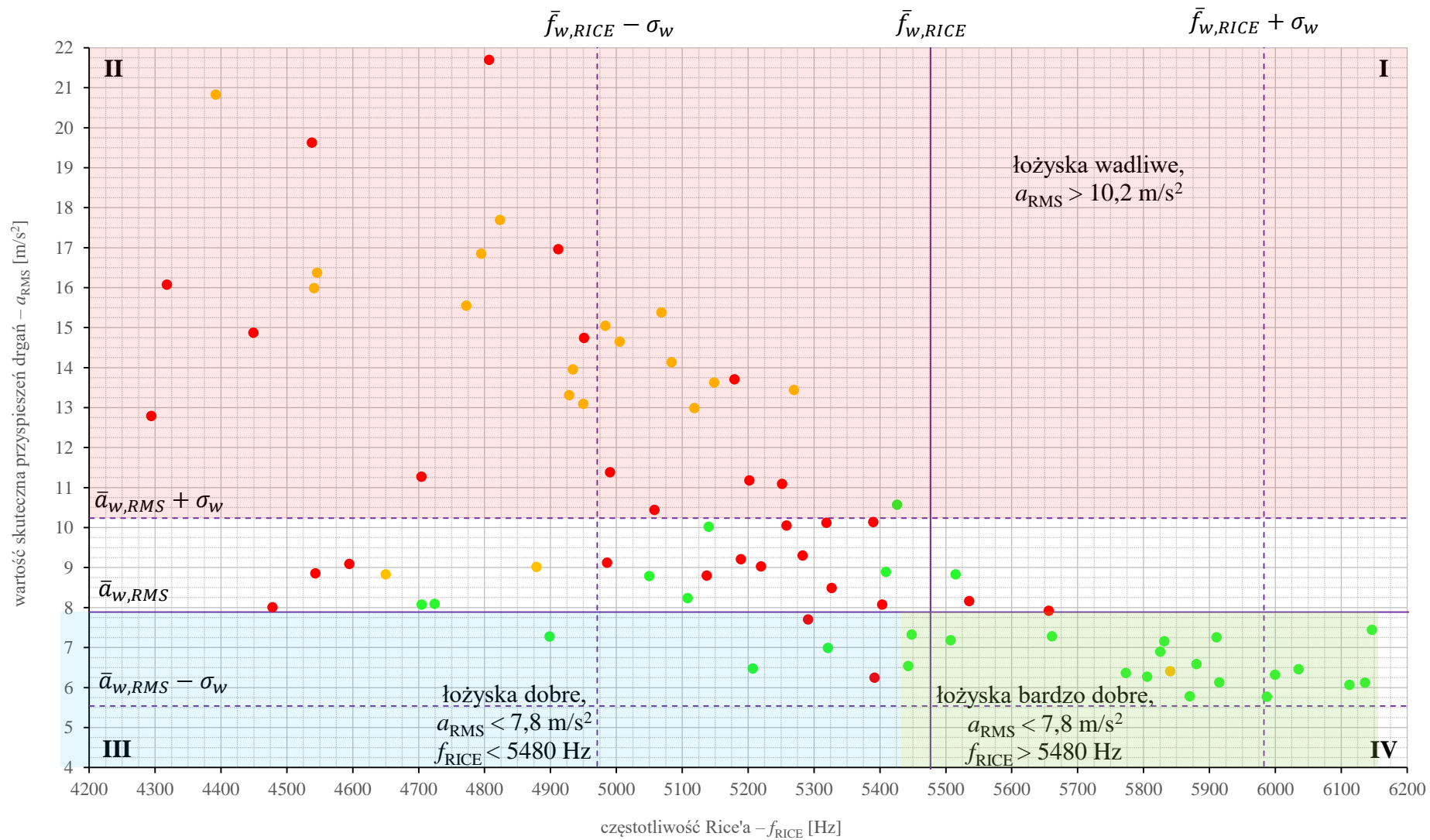


Rys. 5.18. Zobrazowanie wyników badań na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  w paśmie pomiarowym od 14 Hz do 10 kHz [opr. autor]





Rys. 5.19. Zobrazowanie wyników badań na płaszczyźnie  $v_{\text{RMS}} - f_{\text{RICE}}$  w paśmie pomiarowym od 14 Hz do 10 kHz [opr. autor]



Rys. 5.20. Propozycja reklasyfikacji łożysk oparta na zobrazowanie wyników badań na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  w paśmie pomiarowym od 14 Hz do 10 kHz [opr. autor]



Warto zauważyć, że sygnał przyspieszeń drgań, z uwagi na naturalną cechę lepszej reprezentacji składowych średnio- i wysokoczęstotliwościowych niż składowych niskoczęstotliwościowych (np.  $f_0$ ), w mniejszym stopniu obciążony jest wpływem stanowiska. Bardzo ograniczone możliwości nawet zgrubnego sklasyfikowania łożysk w oparciu o zobrazowanie na płaszczyźnie  $v_{RMS} - f_{RICE}$  i zdecydowanie lepsze możliwości klasyfikacyjne na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  są kolejnym argumentem do stosowania przyspieszeń drgań jako podstawowej wielkości pomiarowej w ramach poprodukcyjnego testowania łożysk stożkowych.

Natomiast pewnym ograniczeniem w stosowaniu w prowadzonych badaniach wartości kryterialnych wyznaczonych na podstawie wzoru 5.11 jest specyfika zbioru łożysk B, w którym łożyska wadliwe są nadreprezentowane (30 dobrych, 50 wadliwych) w porównaniu z całą populacją łożysk produkowanych w PBF Kraśnik S.A. Z tej przyczyny średnie wartości prawie wszystkich miar i parametrów sygnałów WA, którymi się posługujemy, z pewnością są wyższe od wartości średnich które uzyskano by dla całej populacji łożysk. Wyjątkiem jest średnia częstotliwość Rice'a (łożyska dobre mają wyższe  $f_{RICE}$ ), która dla zbioru łożysk B jest z pewnością niższa od średniej dla całej populacji produkowanych łożysk. Proporcja łożysk wadliwych do łożysk dobrych produkowanych w PBF Kraśnik S.A. pozostaje tajemnicą handlową przedsiębiorstwa. Jednak można przyjąć przez analogię do danych eksploatacyjnych (10 % łożysk nie osiąga zakładanego czasu pracy) założenie, że podobnie może się kształtować odsetek wadliwych nowych łożysk. Dlatego, mając na uwadze powyższe założenia arbitralnie zwiększono wagę (szesnastokrotnie) miar łożysk dobrych w obliczaniu wartości średniej i odchylenia standardowego. W ten sposób uzyskano potencjalnie bardziej wiarygodne wartości kryterialne, które odpowiadałyby grupie 530 szt. łożysk, w tym 50 szt. łożysk wadliwych (ok. 10 %).

Próba reklasyfikacji łożysk została przedstawiona na rysunku 5.20. Jest to zobrazowanie wyników na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  w paśmie od 14 Hz do 10 kHz. Na wykresie naniesiono fioletowe linie ciągłe reprezentujące ważone średnie wartości skuteczne przyspieszeń drgań  $\bar{a}_{w,RMS}$  i ważone średnie częstotliwości Rice'a  $\bar{f}_{w,RICE}$ . Natomiast linie przerywane reprezentują wartości  $\bar{a}_{w,RMS} \pm \sigma_w$  i  $\bar{f}_{w,RICE} \pm \sigma_w$ . W tym przypadku można by zaproponować wartości kryterialne i przedziały klasyfikacji łożysk:

- $a_{RMS} < 7,8 \text{ m/s}^2$  i  $f_{RICE} > 5480 \text{ Hz}$ , bardzo dobre łożyska (pole zaznaczono na rys. 5.20. na zielono)
- $a_{RMS} < 7,8 \text{ m/s}^2$  i  $f_{RICE} < 5480 \text{ Hz}$ , dobre łożyska (zaznaczono na niebiesko),
- $a_{RMS} > 10,2 \text{ m/s}^2$ , wadliwe łożyska, (zaznaczono na czerwono),

Ponadto w przedziale  $7,8 \text{ m/s}^2 < a_{RMS} < 10,2 \text{ m/s}^2$  znalazły się łożyska których nie udało się jednoznacznie sklasyfikować.

Na podstawie ww. kryteriów jednoznacznie sklasyfikowano 56 szt. łożysk (70 %). Klasyfikacja pozostałych 24 sztuk nie była jednoznaczna i wymaga zastosowania dodatkowych kryteriów, np. miar wymienionych w tabeli 4.8.

## 6. REKLASYFIKACJA ŁOŻYSK – ZESTAW B

### 6.1. Klasyfikacja wieloparametrowa

Zastosowanie płaszczyzny  $a_{RMS} - f_{RICE}$  uzupełnione o ważenie miar (opisane we rozdziale 5.2.) pozwoliło na zaproponowanie kryteriów, na podstawie których możliwe było jednoznaczne sklasyfikowanie 70 % łożysk z zestawu B. Zasugerowano aby do klasyfikacji pozostałych 30 % łożysk zastosować dodatkowe kryteria. Taką częściową reklasyfikację można uznać za satysfakcjonującą. W dalszej części rozdziału opisano procedurę, opierającą się o wyniki badań zestawu łożysk B opisane w rozdziale 4, która pozwoliła na jednoznaczne sklasyfikowanie wszystkich łożysk.

W tabeli 4.8. zamieszczono 8 miar, które można by potencjalnie zastosować do klasyfikacji ŁT:

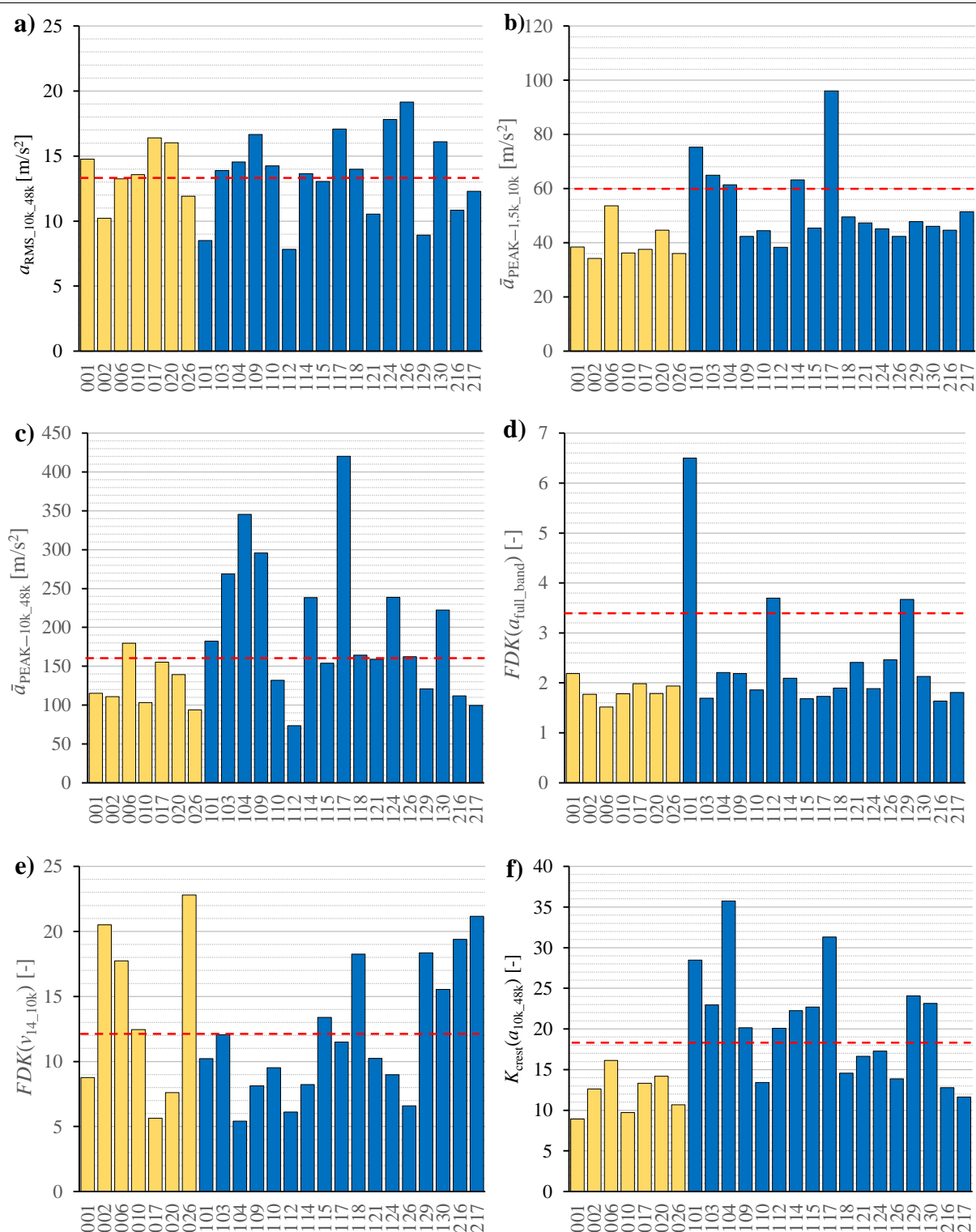
- $a_{RMS\_1,5k\_10k}$ ,
- $a_{RMS\_10k\_48k}$ ,
- $\bar{a}_{PEAK\_1,5k\_10k}$ ,
- $\bar{a}_{PEAK\_10k\_48k}$ ,
- $f_{RICE}(a_{RMS\_14\_10k})$ ,
- $FDK(a_{full\_band})$ ,
- $FDK(v_{14\_10k})$ ,
- $K_{crest}(a_{10k\_48k})$ .

Pierwsza z wymienionych miar  $a_{RMS\_1,5k\_10k}$  wykazuje bardzo wysokie skorelowanie ( $R_{xy} = 0,9975$ ) z miarą  $a_{RMS\_14\_10k}$ . Miara ta stosowana jest do opisu osi rzędnych na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  (rys. 5.19.). Dlatego, nie jest konieczne rozpatrywanie zarówno  $f_{RICE}(a_{RMS\_14\_10k})$  jak i  $a_{RMS\_1,5k\_10k}$  jako dodatkowych miar. Wartości miar dla łożysk, których nie udało się jednoznacznie sklasyfikować na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  (24 sztuki) porównano (rys. 6.1.) w podobnej formie, jak porównania wyników parametryzacji sygnałów WA wszystkich łożysk z rozdziału 4. Powinno to ułatwić ich sklasyfikowanie.

Na wykresach żółte kolumny odpowiadają łożyskom pierwotnie sklasyfikowanym jako dobre – grupa I, natomiast kolumny niebieskie odpowiadają łożyskom pierwotnie sklasyfikowanym jako wadliwe – grupa II. Czerwona przerywana linie odpowiadają uśrednionym wartościom miar dla wszystkich 80 łożysk.

Pierwotna klasyfikacja łożysk z zestawu B przeprowadzona w PBF Kraśnik S.A. była punktem wyjścia dla porównania wyników przedstawionych na rysunku 6.1. Można zatem oczekiwać, że odniesienie wartości miar łożysk (których nie udało się sklasyfikować jako wadliwe lub dobre na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$ ) do wartości średniej umożliwi w jakimś stopniu na odróżnienie grup łożysk I i II.

Na podstawie porównania (rys. 6.1.) można stwierdzić, że najlepszym parametrem w tym aspekcie okazał się współczynnik szczytu wyznaczony z sygnału przyspieszeń drgań w paśmie od 10 do 48 kHz –  $K_{crest}(a_{10k\_48k})$ . Na jego podstawie udało się dodatkowo sklasyfikować 70 % wcześniej niesklasyfikowanych łożysk (w tym: 10 jako wadliwe, 7 jako dobre, 7 przypadków błędnej klasyfikacji). Oznacza to, że bardzo prawdopodobne jest iż brakującym uzupełnieniem płaszczyzny  $a_{RMS} - f_{RICE}$  może być miara sygnału w paśmie wysokich częstotliwości (10 kHz – 48 kHz). Jest to potwierdzenie zasadności wykonywania pomiarów w wyższych pasmach częstotliwości niż zalecane w ISO 15242.



Rys. 6.1. Porównanie wartości wybranych miar sygnałów WA łożysk, których nie udało się jednoznacznie sklasyfikować na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$ ; a) – wartość skuteczna przyspieszeń drgań w paśmie 10-48 kHz, b) uśredniona wartość szczytowa przyspieszeń drgań w paśmie 1,5-10 kHz, c) uśredniona wartość szczytowa przyspieszeń drgań w paśmie 10-48 kHz, d) kurtoza widmowa  $FDK$  z widma przyspieszeń drgań w pełnym paśmie pomiarowym do 48 kHz, e) kurtoza widmowa  $FDK$  z widma prędkości drgań w paśmie pomiarowym od 14 Hz do 10 kHz; f) współczynnik szczytu przyspieszeń drgań w paśmie 10-48 kHz; na osiach poziomych umieszczono numery – etykiety łożysk [opr. autor]

Dalszej analizie poddano 14 łożysk, dla których  $K_{crest}(a_{10k\_48k})$  jest poniżej wartości średniej i sugerowałby, że są to jednak łożyska dobre.

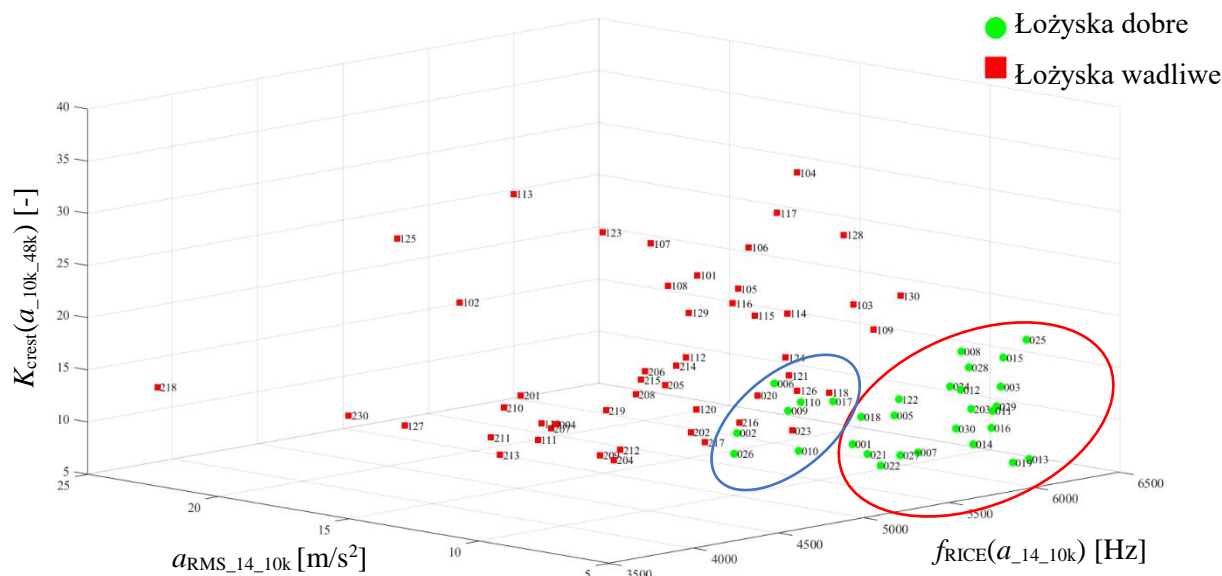
W tabeli 6.1. indywidualnie przypisano do łożysk miary (opisane w rozdziale 4.3.), które pozwoliły je sklasyfikować. Do podjęcia decyzji o negatywnej klasyfikacji zastosowano jednak kryterium zgodne ze wzorem ze wzorem 5.11 (wartość progowa to wartość średnia powiększona o odchylenie standardowe). Brak przekroczeń wartości  $\bar{s} + \sigma_s$  będzie wskazywał, że łożysko jest dobre. Opisane tutaj iteracyjne poszukiwanie miar umożliwiających pełną klasyfikację w praktyce trudne byłoby do zalgorytmizowania.

Tabela 6.1 Miary i parametry dyskryminujące pozostałe łożyska

Numer łożyska	Decyzja	Miara / parametr pozwalający sklasyfikować łożysko jako wadliwe
001	dobrze	-----
002	dobrze	-----
006	dobrze	-----
010	dobrze	-----
017	dobrze	-----
020	wadliwe	$K_{crest}(a_{50\_2000}) [-]$
026	wadliwe	$L_p$ 50-2000 Hz [dB]
110	dobrze	-----
118	wadliwe	$j_{PEAK}$ 2-10 kHz [km/s <sup>3</sup> ]
121	wadliwe	$KURT(a_{10k\_48k}) [-]$
124	wadliwe	$v_{RMS}$ 1,5-10 kHz [mm/s]
126	wadliwe	$K_{impulse}(j_{50\_2000}) [-]$
216	wadliwe	$a_{RMS}$ 50-2000 Hz [m/s <sup>2</sup> ]
217	wadliwe	$a_{RMS}$ 50-2000 Hz [m/s <sup>2</sup> ]

Wszystkie łożyska z zestawu B prócz łożysk wymienionych w tabeli 6.1. zostały sklasyfikowane na podstawie płaszczyzny  $a_{RMS} - f_{RICE}$  i współczynnika szczytu z sygnału przyspieszeń drgań w paśmie od 10 do 48 kHz  $K_{crest}(a_{10k\_48k})$ . Te miary nazwano miarami reprezentatywnymi do prowadzenia klasyfikacji. Wizualizację klasyfikacji w przestrzeni 3d dla trzech ww. miar reprezentatywnych zaprezentowano na rysunku 6.2.

W obszarze zaznaczonym kolorem czerwonym znalazły się wszystkie łożyska które na rysunku 5.20. znalazły się w IV ćwiartce płaszczyzny  $a_{RMS} - f_{RICE}$  w paśmie od 14 do 10 000 Hz. Natomiast w obszarze zaznaczonym na niebiesko znalazły się łożyska, których nie można jednoznacznie zaklasyfikować wyłącznie na podstawie trzech reprezentatywnych miar.

Rys. 6.2. Wizualizacja 3d rozmieszczenia łożysk w przestrzeni  $a_{RMS} - f_{RICE} - K_{crest}$  [opr. autor]

Z tego powodu, w celu wskazania minimalnego zestawu miar na podstawie których możliwe będzie dokonanie jednoznacznej klasyfikacji wszystkich 80 łożysk wykorzystano jedną z metod uczenia maszynowego – drzewo klasyfikacyjne i regresyjne CART, co opisano w kolejnym rozdziale.

## 6.2. Drzewa decyzyjne CART

Drzewo klasyfikacyjne i regresyjne CART (ang. *Classification and Regression Tree*) jest rodzajem drzewa decyzyjnego używanego w uczeniu maszynowym zarówno do zadań klasyfikacji, jak i regresji. Jest to technika modelowania predykcyjnego, która może być wykorzystana do stworzenia struktury drzewa, w której zbiory danych są rekurencyjnie dzielone na podzbiory w oparciu o ich wartości cech, aż do spełnienia określonego kryterium zatrzymania. CART jest popularnym algorytmem uczenia maszynowego stosowanym w różnych dziedzinach, ze względu na jego prostotę łatwą interpretację.

Drzewo CART składa się z węzłów wewnętrznych, które reprezentują reguły decyzyjne oparte na wartościach cech, oraz węzłów końcowych (zwanymi również liśćmi), które są oznaczone etykietami klas. Proces budowy drzewa CART rozpoczyna się od węzła głównego (korzenia), który reprezentuje cały zbiór danych. Algorytm wybiera najlepszą cechę i punkt podziału (tj. regułę decyzyjną), która maksymalizuje zysk informacyjny lub minimalizuje miarę zanieczyszczenia, taką jak indeks Giniego<sup>1</sup> lub entropia informacji<sup>2</sup>, w celu podzielenia zbioru danych na dwa lub więcej podzbiorów. Proces ten jest powtarzany rekurencyjnie dla każdego podzbiory do momentu spełnienia kryterium zatrzymania, takiego jak osiągnięcie maksymalnej głębokości, osiąganie minimalnej liczby przykładów w liściu lub gdy nie jest możliwa dalsza poprawa w zakresie zanieczyszczenia lub zysku informacyjnego.

<sup>1</sup> Zanieczyszczenie Gini’ego to indeks używany przez algorytm CART. Zanieczyszczenie Gini’ego zbioru danych to liczba z przedziału od 0 do 0,5, która wskazuje prawdopodobieństwo błędnej klasyfikacji nowych, losowych danych, jeśli nadano im losową etykietę klasy zgodnie z rozkładem klas w zbiorze danych. Osiąga swoje minimum, gdy wszystkie obserwacje w węźle mieszczą się w jednej, docelowej klasie [e11].

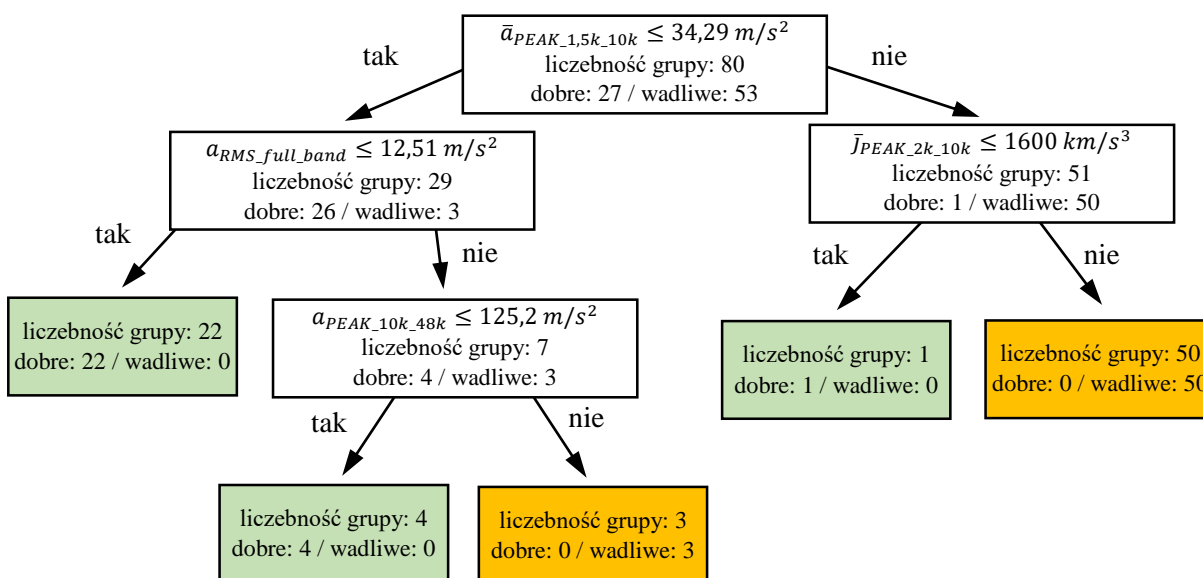
<sup>2</sup> Entropia w teorii systemów jest miarą uporządkowania im większa tym system jest mniej uporządkowany, zerowa entropia oznacza system doskonale uporządkowany:  $H(p) = -\sum_{i=1}^n p_i \log p_i$ , gdzie  $H(p)$  - nieokreśloność zajścia zdarzenia, a  $p$  - prawdopodobieństwo zajścia niezależnego zdarzenia [e12].

Po zbudowaniu drzewa CART można je wykorzystać zarówno do zadań klasyfikacji, jak i regresji. W przypadku klasyfikacji, przewidywanym wynikiem w każdym węźle liścia jest etykieta klasy, która występuje najczęściej w podzbiorze próbek w tym liściu. W przypadku regresji, przewidywanym wynikiem w każdym w liściu jest średnia lub mediana wartości zmiennej zależnej w podzbiorze próbek docierających do liścia. Drzewa CART są interpretowalne i mogą być wizualizowane, co czyni je użytecznymi dla zrozumienia procesu decyzyjnego.

Ponieważ w poprzednim rozdziale dokonano pełnej reklasyfikacji łożysk z drugiego zestawu w oparciu o 3 miary reprezentatywne i 8 miar pomocniczych. Wykorzystano drzewo decyzyjne w celu optymalizacji kryteriów oceny jakości łożysk. Celem działania algorytmu w tym przypadku nie była klasyfikacja, ponieważ została ona już wcześniej przeprowadzona, tylko weryfikacja czy możliwe jest uzyskanie takich samych wyników klasyfikacji w oparciu o możliwie małą liczbę kryteriów. Na potrzeby rozwiązania danymi źródłowymi dla algorytmu były:

- wyniki reklasyfikacji LDS – etykiety łożysk z zestawu drugiego w kategoriach dobry / wadliwy,
- macierz zawierająca wszystkie wyznaczone miary i charakterystyki łożysk.

Wynik optymalizacji w postaci drzewa zaprezentowano na rysunku 6.3.



Rys. 6.3. Przykład drzewa decyzyjnego pozwalającego na bezbłędne sklasyfikowanie łożysk 513-716A z zestawu B[opr. autor]

Należy zaznaczyć, że nie jest to jedyne bezbłędne rozwiązanie, tzn. kryteria mogą być inne np. wartość skuteczną przyspieszeń drgań  $a_{RMS}$  w pełnym paśmie pomiarowym można w zaprezentowanym rozwiązaniu zastąpić wartością szczytową  $a_{PEAK\_full\_band}$ .

Natomiast najważniejsze z punktu widzenia oceny nowych łożysk jest pierwsze kryterium, średnia wartość szczytowa przyspieszeń drgań w paśmie od 1,5 kHz do 10 kHz  $\bar{a}_{PEAK\_1,5k\_10k}$ , która pozwoliła na podzielenie łożysk na dwie grupy z błędem 5%. Równie ważne w przedstawionym rozwiązaniu są następujące spostrzeżenia:

- wśród cech wykorzystanych do budowy drzewa nie znalazły się miary i parametry prędkości drgań, główną wielkością pomiarową okazały się być przyspieszenia, a jena z cech oparta jest o zryw drgań (*jerk*),

- podstawowym pasmem pomiarowym jest pasmo odpowiadające pasmu wysokiemu z ISO 15242 (1,5-10 kHz),
- uzupełniające pasma to pełne pasmo pomiarowe (50 Hz – 48 kHz) oraz pasmo wysokoczęstotliwościowe 10-48 kHz,
- spośród kryteriów dominuje wartość szczytowa lub średnia wartość szczytowa, uzupełnienie stanowi wartość skuteczna.

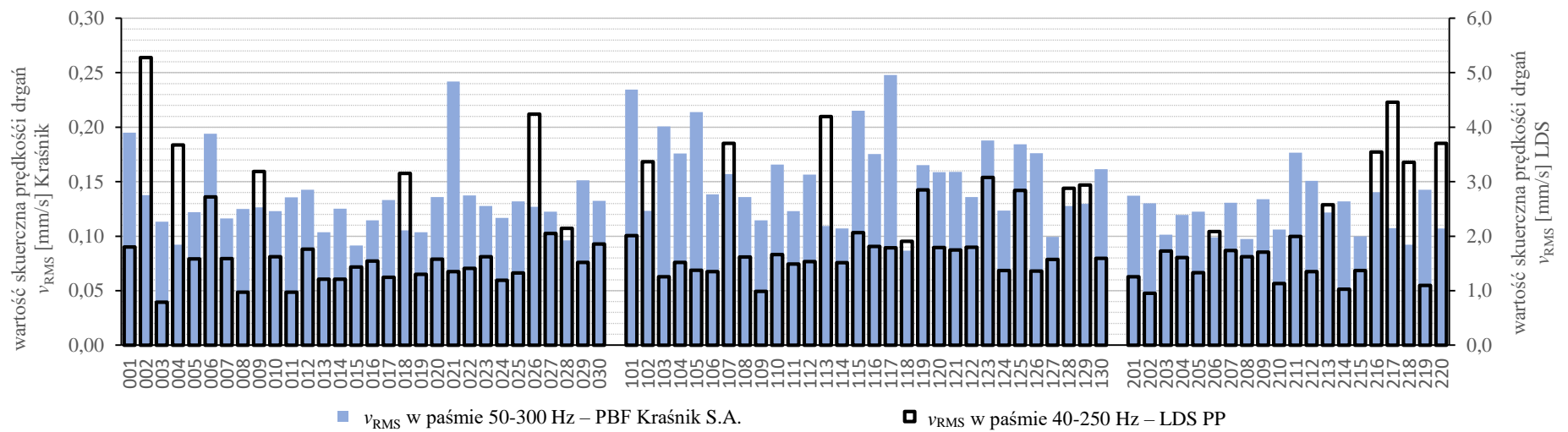
Porównując otrzymane kryteria z wytycznymi do prowadzenia pomiarów drgań na potrzeby klasyfikacji nowych łożysk tocznych z ISO 15242 możemy potwierdzić, że pomiary w paśmie *high* są podstawą klasyfikacji łożysk ale jednocześnie odnotowano, że konieczne jest rozszerzenie pasma pomiarowego o wyższe częstotliwości.

Stwierdzono także, że podstawową wielkością pomiarową powinno być przyspieszenie drgań i podstawową miarą powinna być wartość szczytowa. Aby częściowo ograniczyć zależność wartości szczytowej od jednostkowego zdarzenia wartość tą można uśredniać tak jak zaproponowano to w metodzie ISRB. Wśród wyłonionych przez algorytm miar nie znalazła się częstotliwość Rice'a.

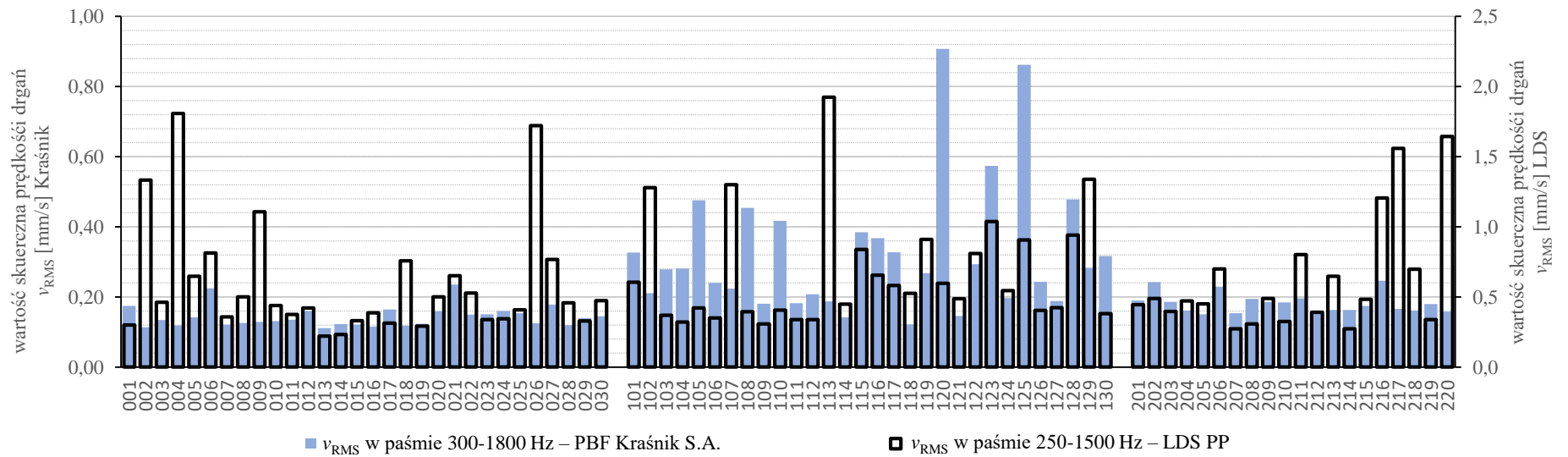
Warto dodać, że podjęto próbę wyselekcjonowania miar w celu odwzorowania za pomocą drzewa wyników pierwotnej klasyfikacji z PBF Kraśnik S.A. W tym przypadku algorytm, który wyłonił cechy i kryteria pozwalające na bezbłędną klasyfikację łożysk w pierwszym podejściu, umożliwił wyłonienie cech i kryteriów, które dzieliły łożyska na dwie grupy, z zastrzeżeniem, że w pierwszej z nich znalazły się wyłącznie dobre łożyska w drugiej wszystkie wadliwe i nieliczne dobre. Alternatywnie uzyskano także inny wynik klasyfikacji, w którym bezbłędnie identyfikowano łożyska wadliwe, a klasyfikacja łożysk dobrych była zanieczyszczona nielicznymi przykładami łożysk wadliwych. Jest to kolejny argument za tym, że klasyfikacja łożysk przeprowadzona na hali produkcyjnej jest obciążona błędem wynoszącym co najmniej 5% czyli tyle co wynika z podziału wg. głównego kryterium w rozwiązaniu CART opierającym się na o reklasyfikacji LDS ( $\bar{a}_{PEAK_{1,5k_{10k}}}$ ).

### 6.3. Porównanie klasyfikacji łożysk prowadzanej w PBF Kraśnik S.A. i w LDS PP

Przypomnijmy, że podstawą wykonywania pomiarów drgań na potrzeby klasyfikacji nowych łożysk w PBF Kraśnik S.A. są wytyczne z ISO 15242. Realizuje się tam pomiary wartości skutecznej prędkości drgań  $v_{RMS}$  w trzech pasmach częstotliwościowych: *low*: 50-300 Hz, *medium*: 300-1 800 Hz, *high*: 1 800-10 000 Hz. Na stanowisku Laboratorium Diagnostyki Systemów Politechniki Poznańskiej LDS PP wykonano w ramach badań pomiary  $v_{RMS}$  drgań łożysk w pasmach (z uwzględnieniem stosunku  $ff_0$ ): *low*: 40-250 Hz, *medium*: 250-1 500 Hz, *high*: 1 500-10 000 Hz. Na rysunkach 6.3. – 6.6. zaprezentowano porównanie wyników uzyskanych na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. i w LDS PP. Skala wartości miar z PBF Kraśnik S.A. znajduje się po lewej a z LDS PP po prawej stronie wykresów. Zweryfikowano również skorelowanie wyników pomiarów  $v_{RMS}$  wykonanych w PBF Kraśnik S.A. i w LDS PP. Zestawienie współczynników korelacji liniowej  $R_{xy}$  zamieszczono w tabeli 6.2.

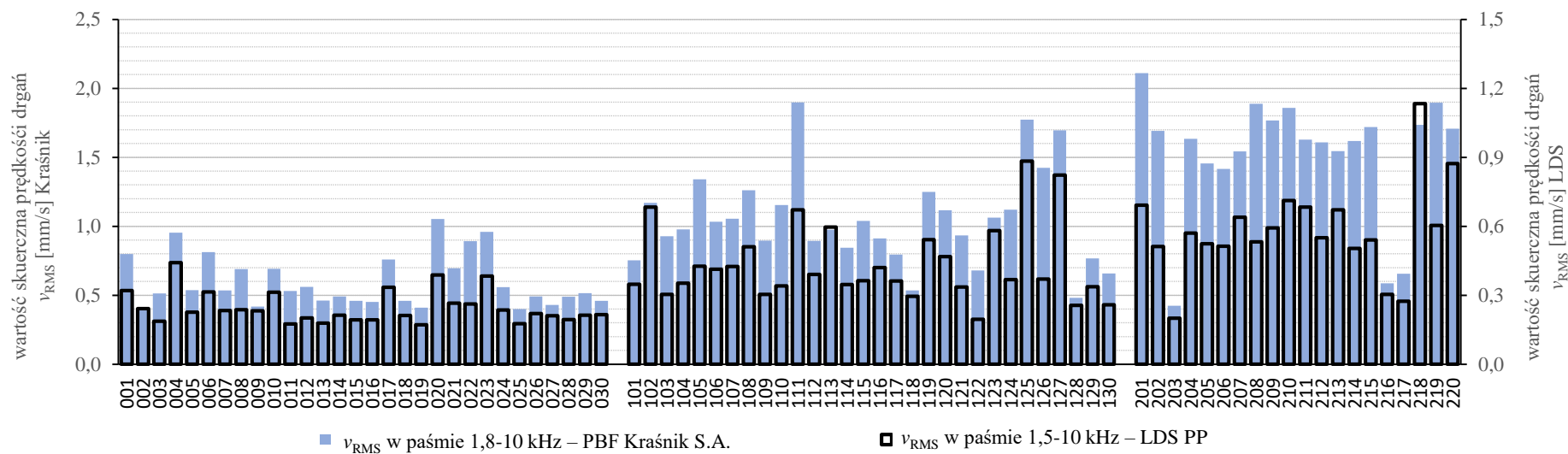


Rys. 6.4. Porównanie wartości skutecznych prędkości drgań łożysk z zestawu B w paśmie *low* uzyskane w PBF Kraśnik i w laboratorium LDS [opr. autor]

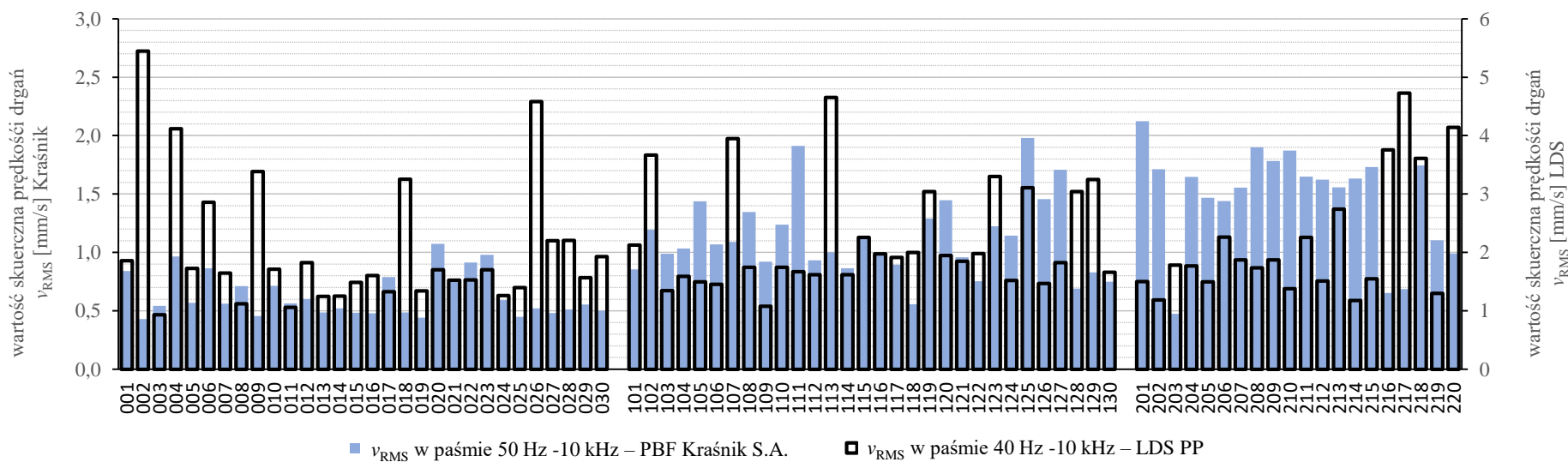


Rys. 6.5. Porównanie wartości skutecznych prędkości drgań łożysk z zestawu B w paśmie *medium* uzyskane w PBF Kraśnik i w laboratorium LDS [opr. autor]





Rys. 6.6. Porównanie wartości skutecznych prędkości drgań łożysk z zestawu B w paśmie *high* uzyskane w PBF Kraśnik i w laboratorium LDS [opr. autor]



Rys. 6.7. Porównanie wartości skutecznych prędkości drgań  $v_{RMS\_50\_10k}$  łożysk z zestawu B w pełnym paśmie pomiarowym, obejmującym pasma *low*, *medium* i *high*, uzyskane w PBF Kraśnik i w laboratorium LDS [opr. autor]

Rozbieżność wyników pomiarów wartości skutecznych prędkości drgań  $v_{RMS}$  w paśmie *low*: 50-300 Hz (40-250 Hz LDS) pokazanych na rysunku 6.3. może być spowodowana znacznym wpływem stanowiska pomiarowego na uzyskiwane wyniki pomiarów w laboratorium LDS. W PBF Kraśnik uśredniona  $v_{RMS}$  względem wszystkich testowanych łożysk wyniosła 0,14 mm/s natomiast w LDS wartość ta była ponad dziesięciokrotnie większa i wyniosła 1,97 mm/s. Ponadto nie odnotowano skorelowania wyników pomiarów  $v_{RMS}$  w tym paśmie.

W paśmie średnich częstotliwości, *medium*: 300-1 800 Hz (250-1 500 Hz LDS), gdzie wpływ stanowiska jest zdecydowanie mniejszy, ale zauważalny (patrz rys. 3.28.), wartości uśrednione  $\bar{v}_{RMS}$  również się różnią, (PBF Kraśnik S.A.: 0,23 mm/s, LDS PP: 0,62 mm/s). W tym paśmie również nie odnotowano skorelowania wyników.

Natomiast w paśmie *high*: 1,8-10 kHz (1,5-10 kHz LDS) odnotowano dwukrotnie mniejszą wartość  $\bar{v}_{RMS} = 0,40$  mm/s w LDS PP, w porównaniu do wartości uzyskanych w PBF Kraśnik S.A.: 1,00 mm/s. Przyczyną tej różnicy może być różny sposób i wartość obciążania łożyska. Możliwe też, że na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. w paśmie 1,8-10 kHz występują rezonanse strukturalne. Warto podkreślić, że wyniki w tym paśmie są ze sobą dobrze skorelowane, co jest dobrze widoczne na rysunku 6.5., a współczynnik  $R_{xy}$  pomiędzy seriami wyników pomiarów w obu laboratoriach wynosi 0,8744.

Tabela 6.2. Zestawienie współczynników korelacji liniowej pomiędzy wynikami pomiarów wartości skutecznych prędkości drgań  $v_{RMS}$  w różnych pasmach, zrealizowanych w Laboratorium LDS oraz w PBF Kraśnik S.A.

$R_{xy}$		Badania w laboratorium LDS				Badania w PBF Kraśnik S.A.			
		$v_{RMS\_40\_250}$	$v_{RMS\_250\_1,5k}$	$v_{RMS\_1,5k\_10k}$	$v_{RMS\_40\_10k}$	$v_{RMS\_50\_300}$	$v_{RMS\_300\_1,8k}$	$v_{RMS\_1,8k\_10k}$	$v_{RMS\_50\_10k}$
Laboratorium LDS	$v_{RMS\_40\_250}$	1	0,8938	0,1646	0,4851	-0,0535	0,0707	-0,1218	-0,1307
	$v_{RMS\_250\_1,5k}$	0,8938	1	0,1502	0,5304	-0,0364	0,0906	-0,0845	-0,1115
	$v_{RMS\_1,5k\_10k}$	0,1646	0,1502	1	0,3322	-0,0379	0,2424	0,8744	0,8389
	$v_{RMS\_40\_10k}$	0,4851	0,5304	0,3322	1	-0,0916	-0,0229	0,1809	-0,0320
PBF Kraśnik S.A.	$v_{RMS\_50\_300}$	-0,0535	-0,0364	-0,0379	-0,0916	1	0,4904	0,0173	0,0829
	$v_{RMS\_300\_1,8k}$	0,0707	0,0906	0,2424	-0,0229	0,4904	1	0,1934	0,3164
	$v_{RMS\_1,8k\_10k}$	-0,1218	-0,0845	0,8744	0,1809	0,0173	0,1934	1	0,9597
	$v_{RMS\_50\_10k}$	-0,1307	-0,1115	0,8389	-0,0320	0,0829	0,3164	0,9597	1

Na podstawie zestawienia w tabeli 6.2. można wskazać jeszcze trzy pary dobrze skorelowanych serii wyników. Pozostałe wyniki nie są ze sobą skorelowane. Bardzo dobrym skorelowaniem wykazały się wyniki pomiarów na stanowisku LDS w pasmach *low* i *medium*. Najprawdopodobniej jest to konsekwencją istotnego wpływu konstrukcji stanowiska na wyniki pomiarów.

Natomiast najlepszym skorelowaniem cechują się wyniki pomiarów zrealizowanych w Kraśniku w paśmie 1,8-10 kHz oraz z wyniki w pełnym paśmie (od 50 Hz do 10 kHz). Oznacza to, że to pasmo *high* ma kluczowe znaczenie w klasyfikacji nowych łożysk w PBF Kraśnik S. A. Potwierdzają to wyniki pomiarów prędkości drgań na stanowisku referencyjnym (patrz Załącznik nr 1). W zamieszczonej w załączniku tabeli można zauważyć, że za 56 % przypadków klasyfikacji łożysk jako wadliwe dokonano wyłącznie na podstawie pomiaru w paśmie *high*, w 30 % przypadków na podstawie pomiarów w pasmach *high* i *medium*, a w pozostałych 14 % przypadków wadliwość łożysk określono na podstawie

pomiarów wyłącznie w paśmie *medium*. W żadnym z przypadków wadliwych łożysk nie wykryto stosując pasmo pomiarowe *low*.

W uzupełnieniu, w tabeli 6.3. zamieszczono zestawienie wyników klasyfikacji łożysk z zestawu B. Wyniki klasyfikacji różniące się od pierwotnej klasyfikacji wykonanej w PBF Kraśnik S.A. oznaczono w tabeli kolorem żółtym.

Podsumowując wyniki porównania, w 86 % przypadkach wyniki klasyfikacji pierwotnej, wtórnej (PBF Kraśnik S.A.) i prowadzonej w LDS były ze sobą zgodne. Znamiennym jest, że w 12,5 % przypadków klasyfikacje w PBF Kraśnik S.A. były rozbieżne. W takich przypadkach, wyniki klasyfikacji uzyskane w LDS PP można by wykorzystać jako rozstrzygające, która z klasyfikacji (pierwotna czy wtórna) realizowana w PBF Kraśnik S.A. dała prawidłowe wyniki.

Ponieważ normowe pomiary pasmowe realizowane są na szumomierzach, niekiedy wykonanych w technice analogowej, można założyć, że zaproponowana w pracy metodyka poprodukcyjnego testowania łożysk stożkowych ma większy potencjał. Wynika to z m.in. zastosowania metod cyfrowego przetwarzania sygnałów. Ponadto użycie ukierunkowanych diagnostycznie metod zobrazowania wyników np. na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$  lub zobrazowania przestrzennego (rysunek 6.2.) pozwala jednocześnie na klasyfikację i wskazywanie dominującego rodzaju wad testowanych łożysk. Kolejnym atutem zaproponowanej metodyki jest to, że obejmuje ona również wiele aspektów dotyczących przygotowania obiektów i prowadzenia pomiarów, które mogą mieć istotny wpływ na wyniki klasyfikacji.

Tabela 6.3. Wyniki klasyfikacji łożysk 513-716A z drugiego zestawu testowego.

Nr łożyska	PBF Kraśnik S.A.		Reklasyfikacja LDS	Nr łożyska	PBF Kraśnik S.A.		Reklasyfikacja LDS
	Klasyfikacja pierwotna szumomierz	Klasyfikacja wtórna Stanowisko referencyjne MVH 200			Klasyfikacja pierwotna szumomierz	Klasyfikacja wtórna Stanowisko referencyjne MVH 200	
001	dobrze	dobrze	dobrze	111	wadliwe	wadliwe	wadliwe
002	dobrze	dobrze	dobrze	112	wadliwe	wadliwe	wadliwe
003	dobrze	dobrze	dobrze	113	wadliwe	wadliwe	wadliwe
004	dobrze	wadliwe	wadliwe	114	wadliwe	dobrze	wadliwe
005	dobrze	dobrze	dobrze	115	wadliwe	wadliwe	wadliwe
006	dobrze	wadliwe	dobrze	116	wadliwe	wadliwe	wadliwe
007	dobrze	dobrze	dobrze	117	wadliwe	wadliwe	wadliwe
008	dobrze	dobrze	dobrze	118	wadliwe	dobrze	wadliwe
009	dobrze	dobrze	dobrze	119	wadliwe	wadliwe	wadliwe
010	dobrze	dobrze	dobrze	120	wadliwe	wadliwe	wadliwe
011	dobrze	dobrze	dobrze	121	wadliwe	wadliwe	wadliwe
012	dobrze	dobrze	dobrze	122	wadliwe	wadliwe	wadliwe
013	dobrze	dobrze	dobrze	123	wadliwe	wadliwe	wadliwe
014	dobrze	dobrze	dobrze	124	wadliwe	wadliwe	wadliwe
015	dobrze	dobrze	dobrze	125	wadliwe	wadliwe	wadliwe
016	dobrze	dobrze	dobrze	126	wadliwe	wadliwe	wadliwe
017	dobrze	dobrze	dobrze	127	wadliwe	wadliwe	wadliwe
018	dobrze	dobrze	dobrze	128	wadliwe	wadliwe	wadliwe
019	dobrze	dobrze	dobrze	129	wadliwe	wadliwe	wadliwe
020	dobrze	wadliwe	wadliwe	130	wadliwe	wadliwe	wadliwe
021	dobrze	wadliwe	dobrze	201	wadliwe	wadliwe	wadliwe
022	dobrze	wadliwe	dobrze	202	wadliwe	wadliwe	wadliwe
023	dobrze	wadliwe	wadliwe	203	wadliwe	dobrze	dobrze
024	dobrze	dobrze	dobrze	204	wadliwe	wadliwe	wadliwe
025	dobrze	dobrze	dobrze	205	wadliwe	wadliwe	wadliwe
026	dobrze	dobrze	dobrze	206	wadliwe	wadliwe	wadliwe
027	dobrze	dobrze	dobrze	207	wadliwe	wadliwe	wadliwe
028	dobrze	dobrze	dobrze	208	wadliwe	wadliwe	wadliwe
029	dobrze	dobrze	dobrze	209	wadliwe	wadliwe	wadliwe
030	dobrze	dobrze	dobrze	210	wadliwe	wadliwe	wadliwe
101	wadliwe	wadliwe	wadliwe	211	wadliwe	wadliwe	wadliwe
102	wadliwe	wadliwe	wadliwe	212	wadliwe	wadliwe	wadliwe
103	wadliwe	wadliwe	wadliwe	213	wadliwe	wadliwe	wadliwe
104	wadliwe	wadliwe	wadliwe	214	wadliwe	wadliwe	wadliwe
105	wadliwe	wadliwe	wadliwe	215	wadliwe	wadliwe	wadliwe
106	wadliwe	wadliwe	wadliwe	216	wadliwe	wadliwe	wadliwe
107	wadliwe	wadliwe	wadliwe	217	wadliwe	dobrze	wadliwe
108	wadliwe	wadliwe	wadliwe	218	wadliwe	wadliwe	wadliwe
109	wadliwe	wadliwe	wadliwe	219	wadliwe	wadliwe	wadliwe
110	wadliwe	wadliwe	dobrze	220	wadliwe	wadliwe	wadliwe

Jednakże aby potwierdzić, która z przedstawionych klasyfikacji łożysk jest w pełni poprawna niezbędne jest przeprowadzenie walidacji każdej z nich. Walidacja powinna być oparta o pomiary geometryczne lub inne niewibroakustyczne metody.

## 7. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Na podstawie wyników przeprowadzonych badań, realizowanych w ramach niniejszej pracy doktorskiej sformułowano niżej wymienione wnioski oraz przesłanki do dalszych prac w tej tematyce.

### Wnioski ogólne

- Aktualnie stosowane w diagnostyce poprodukcyjnej łożysk stożkowych metody nie zapewniają w pełni poprawnej klasyfikacji łożysk. Stosowane obecnie szumomierze w bardzo ograniczonym zakresie pozwalają na identyfikację wad produkcyjnych.
- Klasyfikacja łożysk stożkowych przeprowadzana w PBF Kraśnik S.A. jest prawdopodobnie obciążona ponad 10 % błędem. Świadczą o tym rozbieżności w wynikach klasyfikacji pierwotnej i wtórnej.
- Metody diagnostyki eksploatacyjnej ŁT w różnym stopniu wykazują potencjał do zastosowania w diagnostyce poprodukcyjnej.
- Zaproponowane w pracy nowe metody testowania (ISRB i zobrazowanie na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$ ) poprodukcyjnego łożysk stożkowych oparte o metody cyfrowego przetwarzania sygnałów WA, pozwalają na skuteczniejszą klasyfikację nowych łożysk i potencjalne określenie rodzaju wad produkcyjnych. Natomiast, w celu uzyskania jakościowo dobrych sygnałów diagnostycznych i poprawnej klasyfikacji nowych łożysk, konieczne jest stosowanie opracowanej metodyki w aspekcie przygotowania obiektu, prowadzenia testów i uwzględniania wpływu wszystkich istotnych czynników zakłócających.
- Z pośród 282 zdefiniowanych miar parametryzujących sygnały WA wyłoniono 8 miar, które można potencjalnie zastosować do rozszerzonej oceny i klasyfikacji łożysk.
- Zaimplementowanie opracowanej metodyki testowania poprodukcyjnego łożysk tocznych może przyczynić się do podniesienia efektywności testowania. Będą podjęte próby wdrożenia proponowanej metodyki i prowadzenia testów w zakładach produkcyjnych i u odbiorców łożysk.

### Wnioski poznawcze i utylitarne

- Zmiana zalecanej zgodnie z ISO 15242 prędkości obrotowej stanowiska testowego z 1 800 obr/min na 1 500 obr/min z zachowaniem stałych stosunków  $ff_0$  granic pasm pomiarowych nie ma wpływu na wyniki klasyfikacji. Ponadto pozwoli to na wyeliminowanie przekładni pasowej z konstrukcji stanowiska testowego i ewentualnych zakłóceń (drgań) przez nią powodowanych.
- W aspekcie obciążenia podczas testowania poprodukcyjnego łożysk stożkowych wykazano możliwość zastosowania niewielkiego obciążenia wyłącznie w celu wybrania luzu.
- Najważniejszym pasmem pomiarowym z punktu widzenia klasyfikacji nowych łożysk jest pasmo *high* (1 800 – 10 000 Hz w ISO 15242 i 1 500 – 10 000 Hz LDS). Świadczą o tym zarówno wyniki klasyfikacji producenta jak i wyniki przeprowadzonych w ramach tej pracy badań. Jest to o tyle istotne, że w paśmie *high* rejestruje się dużo niższe wartości liczbowe prędkości drgań niż przyspieszeń. W paśmie powyżej  $ff_0 = 60$  wpływ zakłóceń pochodzące od środowiska pomiarowego, a w szczególności od niskoczęstotliwościowych i często wysokoenergetycznych składowych sygnału podchodzących od stanowiska, jest już pomijalnie mały lub w ogóle nie występuje.

- Najmniej istotnym z punktu widzenia klasyfikacji pasmem pomiarowym okazało się pasmo *low* (50 – 300 Hz w ISO 15242 i 40 – 250 Hz LDS). Świadczą o tym wyniki zarówno klasyfikacji producenta jak i reklasyfikacji LDS. Żadne z łożysk z zestawu B nie zostało negatywnie sklasyfikowane przez producenta w oparciu o wyniki pomiarów w paśmie *low*. W przypadku reklasyfikacji żadna z wytypowanych w rozdziale 4 miar, oraz żadne z wyselekcjonowanych kryteriów metodą CART nie było związane z miarą sygnału w paśmie *low*. Nie oznacza to, że żadne wady produkcyjne nie generują drgań w tym paśmie. Jednak, można zatem rozważyć, zrezygnowanie z wykonywania pomiarów drgań w tym paśmie.
- Stwierdzono, że rozszerzanie pasma pomiarowego poza zakres sugerowany w ISO 15242 od  $ff_0 = 0,5$  nie jest korzystne. W tym paśmie zawierają się niskoczęstotliwościowe zakłócenia pochodzące od stanowiska, w tym składowa obrotowa wrzeczona stanowiska. Eliminacja takich zakłóceń jest w dużym stopniu możliwa poprzez zastosowanie selekcji przestrzennej.
- Rozszerzenie w górę pasma pomiarowego tzn. powyżej  $ff_0 = 330$  do  $ff_0 = 1\ 000$  pozwala na objęcie zakresu częstotliwości, w którym mogą być obecne składowe sygnału związane z chropowatością bieżni i elementów tocznych oraz falistością bieżni wyższych rzędów.
- W ramach rozszerzonej metodyki testowania łożysk stożkowych określono nowe wytyczne wykraczające poza zawartość ISO 15242 warunki prowadzenia testów
  - Konieczne jest przeprowadzenie czyszczenia łożyska przed testem
  - Rozprowadzenie środka smarnego jest kluczowe w początkowi fazie testu, gdy następuje stabilizacja wartości mierzonych wielkości. Kilkukrotny ręczny obrót łożyska w celu rozprowadzenia środka smarnego jest niewystarczający.
  - Przy niskiej lepkości środka smarnego (do 30 mm<sup>2</sup>/s) wpływ wzrostu temperatury może być pominięty w ciągu pierwszych 40 s testu. Mając na uwadze wzrost temperatury testowanych łożysk w trakcie testu, alternatywnym rozwiązaniem mogłoby być podgrzewanie łożysk do temperatury z jaką stabilizuje się stanowisko testowe (np. ok. 45 °C).
  - Stabilizacja chwilowych wartości skutecznych przyspieszeń drgań następuje zwykle po upływie 20 s testu.
- Stwierdzono, że w trakcie krótkiego testu poprodukcyjnego wzrost temperatury w obszarze współpracujących elementów łożyska zależy od lepkości środka smarnego i może ale nie musi mieć istotny wpływ na stacjonarność procesu testowania i poziom generowanych drgań.
- Wykazano istotny wpływ zastosowanego środka smarnego (lepkości kinematycznej) na maskowanie wad produkcyjnych oraz stabilizację procesów WA zarówno w ujęciu amplitudowym jak i częstotliwościowym. Wartości skuteczne przyspieszeń drgań różnią się zauważalnie w zależności od lepkości zastosowanego środka smarnego.
  - Konieczna jest weryfikacja czy zastosowanie środka smarnego o niższej lepkości niż zastosowane w testach 22 mm<sup>2</sup>/s pomimo większej zmienności chwilowych wartości przyspieszeń drgań nie byłoby bardziej korzystne w aspekcie miar klasyfikacyjnych związanych z wartością szczytową.

- Zaproponowana nowa metoda ISRB wymaga indywidualnego dobrania pasm rezonansowych struktury łożysko-oprawa- stanowisko. Największą przydatność do poprodukcyjnego testowania, dla łożysk stożkowych 513-716A z zestawu B, testowanych na stanowisku LDS, wykazało pasmo pierwszego rezonansu ISRB(LO) (3,3 kHz – 3,8 kHz).
- Po zminimalizowaniu redundancji liczby miar (prowadzonej w trzech etapach) z 282 wskazano 8 miar sygnałów WA, które potencjalnie mogą znaleźć zastosowanie do rozszerzonej klasyfikacji nowych łożysk, są to:
  - wartość skuteczna przyspieszeń drgań w pasmach od 1,5 kHz do 10 kHz i od 10 kHz do 48 kHz –  $a_{RMS\_1,5k\_10k}$  [m/s<sup>2</sup>] i  $a_{RMS\_10k\_48k}$  [m/s<sup>2</sup>],
  - współczynnik szczytu wyznaczony z sygnału przyspieszeń drgań w paśmie od 10 kHz do 48 kHz –  $K_{crest}(a_{10k\_48k})$  [-],
  - częstotliwość Rice’a z sygnału przyspieszeń drgań zmierzonych w paśmie od 14 Hz do 10 kHz –  $f_{RICE}(a_{RMS\_14\_10k})$  [Hz],
  - uśredniona wartość szczytowa przyspieszeń drgań w pasmach od 1,5 kHz do 10 kHz i od 10 kHz do 48 kHz –  $\bar{a}_{PEAK\_1,5k\_10k}$  [m/s<sup>2</sup>] i  $\bar{a}_{PEAK\_10k\_48k}$  [m/s<sup>2</sup>],
  - kurtoza widmowa wyznaczona z widma przyspieszeń drgań w paśmie do 48 kHz i prędkości drgań w paśmie od 14 Hz do 10 kHz –  $FDK(a_{full\_band})$  [-] i  $FDK(v_{14\_10k})$  [-].
- Wyniki badań i wyniki selekcji miar i kryteriów klasyfikacyjnych (drzewa CART) pozwoliły stwierdzić, że bardziej uzasadnione jest stosowanie w testowaniu poprodukcyjnym ŁT miar opartych na przyspieszeniach drgań zamiast prędkościach drgań (dotychczas stosowanej wielkości pomiarowej). Zastąpienie prędkości przyspieszeniami w ramach oceny łożysk nie wpłynie na sposób realizacji pomiarów, ponieważ w szumomierzach obecnie i tak stosuje się piezoelektryczne czujniki przyspieszeń. Konieczne będzie jedynie zastosowanie innych procedur przetwarzania sygnałów.
- Wyniki optymalizacji kryteriów klasyfikacji metodą CART wykazały, że najczęściej typowaną na kryteria miarą wielkości pomiarowych była średnia wartość szczytowa  $\bar{u}_{PEAK}$ . Postuluje się zatem aby obok wartości skutecznej, której użyteczności do oceny nowych łożysk nie można podważyć,  $\bar{u}_{PEAK}$  stanowiła uzupełnienie.
- Metoda zliczania impulsów sygnału Emisji Akustycznej okazała się odpowiednim narzędziem do oceny poprawności warunków prowadzenia testów poprodukcyjnych.
  - Zaleca się bieżące śledzenie tempa EA [EPS], szczególnie w początkowej fazie testu, gdyż dostarcza ono informacji po jakim czasie następuje stabilizacja warunków smarowania a łożysko jest gotowe do wykonania zasadniczego 10-sekundowego testu. W przypadku łożysk z zestawu B, w pierwszych 10 s trwania testu odnotowano średnio trzykrotnie więcej zdarzeń na sekundę niż w ciągu całego testu.
  - W trakcie testowania poprodukcyjnego można założyć, że w testowanych łożyskach nie występują procesy zmęczeniowe. Stąd też pojawienie się EA może być związane z występowaniem mikroudarów i / lub niedostatecznym smarowaniem.

- Wykazano, że podstawową klasyfikację łożysk można prowadzić na płaszczyźnie  $a_{RMS} - f_{RICE}$ , w oparciu o miary:
  - wartość skuteczną przyspieszeń drgań w paśmie od 14 Hz do 10 kHz i przyjęciu wartości kryterialnych  $\bar{a}_{w,RMS} \pm \sigma_w$
  - częstotliwość Rice'a wyznaczaną dla sygnału przyspieszeń drgań w paśmie od 14 Hz do 10 kHz i przyjęciu wartości kryterialnych  $\bar{f}_{w,RICE} \pm \sigma_w$ .Egzemplifikacja tej metody klasyfikacji w warunkach przemysłowych wymaga indywidualnego wyznaczenia wartości kryterialnych dla konkretnego typu łożyska.

#### **Przesłanki do dalszych prac**

W ramach dalszych prac w tej tematyce można rozważyć poniższe nurty badań.

- Zastosowanie techniki uśredniania multisynchronicznego, które może umożliwić separację sygnałów zdeterminowanych i uzyskiwanie sygnału rezydualnego, którego dalsza parametryzacja może być podstawą do opracowania nowych technik oceny stanu łożysk.
- Zastosowanie zaawansowanej separacji przestrzennej do eliminacji zakłóceń i poprawy współczynnika SNR sygnałów WA.
- Walidacja opracowanej metodyki testowania poprodukcyjnego ŁT w oparciu o badania dzielonych łożysk tocznych z wykorzystaniem pomiarów geometrycznych.



## LITERATURA

- [1] D. E. Bently, „Monitoring Rolling Element Bearings”, *ORBIT*, t. 3, nr 3, s. 1982, 1982.
- [2] A. F. Khan, „Condition Monitoring of Rolling Element Bearings: A Comparative Study of Vibration based Techniques”, University of Nottingham, 1991.
- [3] Datasheet, *352A60 IPC Accelerometr.* PCB Piezotronics.
- [4] Datasheet, *Gras 40BF Polarized Free-field Microphone.* GRAS Sound & Vibration.
- [5] C. Cempel, *Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn.* WNT, 1982.
- [6] D. Dyer i R. M. Stewart, „Detection of Rolling Element Bearing Damage By Statistical Vibration Analysis.”, *Am. Soc. Mech. Eng.*, t. 100, ss. 229–235, 1977.
- [7] Technical\_note, *Machine Condition Monitoring.* Brüel & Kjær, 1989.
- [8] C. Cempel, *Diagnostyka wibroakustyczna maszyn.* PWN.
- [9] H. R. Martin i F. Honarvar, „Application of statistical moments to bearing failure detection”, *Appl. Acoust.*, t. 44, nr 1, ss. 67–77, 1995, doi: 10.1016/0003-682X(94)P4420-B.
- [10] R. Barczewski, *Diagnostycznie zorientowane metody krótkoczasowego przetwarzania sygnałów wibroakustycznych.* Poznań: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 2013.
- [11] R. B. W. Heng i M. J. M. Nor, „Statistical analysis of sound and vibration signals for monitoring rolling element bearing condition”, *Appl. Acoust.*, t. 53, nr 1–3, ss. 211–226, 1998, doi: 10.1016/s0003-682x(97)00018-2.
- [12] H. R. Martin, F. Ismail, i A. Sakuta, „Algorithms for statistical moment evaluation for machine health monitoring”, *Mech. Syst. Signal Process.*, t. 6, nr 4, ss. 317–327, 1992, doi: 10.1016/0888-3270(92)90034-G.
- [13] I. Howard, *A Review of Rolling Element Bearing Vibration „Detection, Diagnosis and Prognosis”.* 1994.
- [14] F. Xi, Q. Sun, i G. Krishnappa, „Bearing diagnostics based on pattern recognition of statistical parameters”, *JVC/Journal Vib. Control*, t. 6, nr 3, ss. 375–392, 2000, doi: 10.1177/107754630000600303.
- [15] C. Cempel, *Wibroakustyka stosowana.* Warszawa: PWN, 1989.
- [16] Datasheet, *Ultraprobe 2000.* UE SYSTEMS INC. [Online]. Dostępne na: [www.uesystems.eu](http://www.uesystems.eu)
- [17] C. Cempel i Z. Stepaniak, „Noise and vibration of the new ball bearings”, *Proc. 4th Int. Tribol. Conference, Paisley – Glas. UK*, ss. 425 – 433, 1979.
- [18] T. Igarashi i S. Yabe, „Studies on the Vibration and Sound of Defective Rolling Bearings : Second Report : Sound of Ball Bearings with One Defect”, *Bull. JSME*, t. 26, nr 220, ss. 1791–1798, 1983, doi: <https://doi.org/10.1299/jsme1958.26.1791>.
- [19] T. Ananthapadmanaban i V. Radhakrishnan, „An investigation of the role of surface irregularities in the noise spectrum of rolling and sliding contacts”, *Wear*, t. 83, nr 2, ss. 399–409, 1982, doi: 10.1016/0043-1648(82)90192-2.
- [20] N. Tandon i B. C. Nakra, „The application of the sound-intensity technique to defect detection in rolling-element bearings”, *Appl. Acoust.*, t. 29, nr 3, ss. 207–217, 1990, doi: 10.1016/0003-682X(90)90019-Q.
- [21] J. E. Cline, J. R. Bilodeau, i R. L. Smith, „Acoustic wayside identification of freight car roller bearing defects”, *Proc. IEEE/ASME Jt. Railr. Conf.*, ss. 79–83, 1998, doi: 10.1109/rcon.1998.668083.
- [22] G. Allenby, „Condition based maintenance”, *Proc. COMADEM 90 Second Int. Congr. Cond. Monit. Diagnostic Eng. Manag.*, ss. 155–161, 1990.
- [23] D. E. Butler, „The shock pulse method for the detection of damaged rolling bearings”, *NON-DESTRUCTIVE Test.*, nr April, ss. 92–95, 1973.
- [24] N. Tandon i A. Choudhury, „A review of vibration and acoustic measurement methods for the detection of defects in rolling element bearings”, 1999. [Online]. Dostępne na: [www.elsevier.com/locate/triboint](http://www.elsevier.com/locate/triboint)
- [25] R. G. Harker i J. S. Hansen, „Rolling Element Bearing Monitoring Using High Gain Eddy Current Transducers”, *J. Eng. Gas Turbines Power*, t. 107, ss. 160–164, 1985.
- [26] D. E. Bently, P. Goldman, i J. J. Yu, „Rolling Element Bearing Defect Detection and Diagnostics Using REBAM ® Probes”, *ORBIT*, t. 22, ss. 12–25, 2001.
- [27] M. H. George i R. A. King, „Time encoded signal processing and recognition for reduced data, high performance speaker verification architectures”, *Lect. Notes Comput. Sci. (including Subser. Lect. Notes Artif. Intell. Lect. Notes Bioinformatics)*, t. 1206, ss. 377–384, 1997, doi: 10.1007/bfb0016018.
- [28] M. H. George, „Features TESPAP paves the way for smart sensors”, t. 17, nr 2, ss. 131–137, 1997.
- [29] S. Abdusslam, M. Ahmed, P. Raharjo, F. Gu, i A. D. Ball, „Time encoded signal processing and recognition of incipient bearing faults”, *Proc. 2011 17th Int. Conf. Autom. Comput. ICAC 2011*, nr September, ss. 289–293, 2011.
- [30] J. Morel, *Drgania maszyn i diagnostyka ich stanu technicznego.* Warszawa: Polskie Tow. Diagnostyki Technicznej, 1995.

- [31] R. B. Randall, *Vibration-based condition monitoring*. New Delhi: John Wiley & Sons, 2011. doi: 10.1002/9780470977668.
- [32] Y. T. Su i S. J. Lin, „On initial fault detection of a tapered roller bearing: Frequency domain analysis”, *J. Sound Vib.*, t. 155, nr 1, ss. 75–84, 1992, doi: 10.1016/0022-460X(92)90646-F.
- [33] P. D. McFadden i J. D. Smith, „Vibration monitoring of rolling element bearings by the high-frequency resonance technique - a review”, *Tribol. Int.*, t. 17, nr 1, ss. 3–10, 1984, doi: 10.1016/0301-679X(84)90076-8.
- [34] S. Radkowski, „Diagnozowanie łożysk tocznych”, w *Inżynieria Diagnostyki Maszyn*, B. Żółtowski i C. Cempel, Red., Instytut Technologii Eksploatacji PIB, 2004, ss. 530–544.
- [35] D. Mba i R. B. K. N. Rao, „Development of Acoustic Emission Technology for Condition Monitoring and Diagnosis of Rotating Machines ; Bearings , Pumps , Gearboxes , Engines and Rotating Structures”, *Shoch Vib. Dig.*, t. 38, nr 1, ss. 3–16, 2006.
- [36] D. Dornfeld, „Application of acoustic emission techniques in manufacturing”, *NDT E Int.*, t. 25, nr 6, ss. 259–269, 1992, doi: [https://doi.org/10.1016/0963-8695\(92\)90636-U](https://doi.org/10.1016/0963-8695(92)90636-U).
- [37] H. K. Tönshoff, M. Jung, S. Männel, i W. Rietz, „Using acoustic emission signals for monitoring of production processes”, *Ultrasonics*, t. 37, ss. 681–686, 2000.
- [38] T. Holroyd, *The Acoustic Emission and Ultrasonic Monitoring Handbook*. Coxmoor Publishing Co, 2000.
- [39] E. L. Hidle, R. H. Hestmo, O. S. Adsen, Hans Lange, A. Vinogradov, i 1, „Early Detection of Subsurface Fatigue Cracks in Rolling Element Bearings by the Knowledge-Based Analysis of Acoustic Emission”, *Sensors*, t. 22, nr 5187, s. 1/19, 2022, doi: <https://doi.org/10.3390/s22145187>.
- [40] A. Choudhury i N. Tandon, „Application of acoustic emission technique for the detection of defects in rolling element bearings”, *Tribol. Int.*, t. 33, ss. 39–45, 2000.
- [41] F. Elasha, M. Greaves, D. Mba, i A. Addali, „Application of Acoustic Emission in Diagnostic of Bearing Faults within a Helicopter gearbox”, *Procedia CIRP*, t. 38, ss. 30–36, 2015, doi: 10.1016/j.procir.2015.08.042.
- [42] J. F. Kaiser, „On a simple algorithm to calculate the «energy» of a signal”, *Int. Conf. Acoust. Speech, Signal Process. Albuquerque, NM, USA*, t. 1, ss. 381–384, 1990, doi: 10.1109/ICASSP.1990.115702.
- [43] P. Maragos i A. Potamianos, „Higher order differential energy operators”, *EEE Signal Process. Lett.*, t. 2, nr 8, ss. 152–154, 1995, doi: 10.1109/97.404130.
- [44] X. Zhong, L. Zeng, C. Zhao, X. Liu, i S. Chen, „Fault diagnosis for wind turbine gearboxes based on EMD and the energy operator”, *Appl. Mech. Mater.*, t. 281, ss. 10–13, 2013, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.281.10.
- [45] M. Liang i I. Soltani Bozchalooi, „An energy operator approach to joint application of amplitude and frequency-demodulations for bearing fault detection”, *Mech. Syst. Signal Process.*, t. 24, nr 5, ss. 1473–1494, lip. 2010, doi: 10.1016/j.ymsp.2009.12.007.
- [46] Z. Feng, T. Wang, M. J. Zuo, F. Chu, i S. Yan, „Teager energy spectrum for fault diagnosis of rolling element bearings”, w *Journal of Physics: Conference Series*, Institute of Physics Publishing, 2011. doi: 10.1088/1742-6596/305/1/012129.
- [47] P. Henríquez Rodríguez, J. B. Alonso, M. A. Ferrer, i C. M. Travieso, „Application of the Teager-Kaiser energy operator in bearing fault diagnosis”, *ISA Trans.*, 2013, doi: 10.1016/j.isatra.2012.12.006.
- [48] A. Gałęzia, R. Barczewski, i B. Jakubek, „Possibilities of Faults Detection of Rolling Bearings Using Energetic Descriptors of Vibrations Signals”, *Adv. Cond. Monit. Mach. Non-Stationary Oper.*, t. 5, ss. 329–337, 2018, doi: 10.1007/978-3-319-61927-9\_31.
- [49] J. C. Cexus i A. O. Boudraa, „Nonstationary signals analysis by Teager-Huang Transform (THT)”, *Eur. Signal Process. Conf.*, nr Eusipco, 2006.
- [50] H. Li, Y. Zhang, i H. Zheng, „Bearing fault detection and diagnosis based on order tracking and Teager-Huang transform”, *J. Mech. Sci. Technol.*, t. 24, nr 3, ss. 811–822, 2010, doi: 10.1007/s12206-009-1211-9.
- [51] P. Idziak i J. Wrocławski, „Zastosowanie transformaty STFT dla celów diagnostyki urządzeń działających impulsowo”, *Pozn. Univ. Technol. Acad. Journals Electr. Eng.*, nr 91, 2017, doi: 10.21008/j.1897-0737.2017.91.0027.
- [52] R. Barczewski, „Analiza porównawcza metod analizy czasowo-widmowej”, w *Inżynieria Diagnostyki Maszyn*, Ż. Bogdan i C. Cempel, Red., Instytut Technologii Eksploatacji PIB, 2004, ss. 296–302.
- [53] O.R. Seryasat, M. Aliyari Shoorehdeli, M. Ghane, J. Haddadnia, i M. Zeinali, „Intelligent Fault Detection of Ball bearing Using FFT, STFT Energy Entropy and RMS”, *Life Sci. J.* 2012;9(3), t. 9, nr 3, 2012.
- [54] D. Liu, W. Cheng, i W. Wen, „Rolling bearing fault diagnosis via stft and improved instantaneous frequency estimation method”, *Procedia Manuf.*, t. 49, ss. 166–172, 2020, doi: 10.1016/j.promfg.2020.07.014.

- [55] D. Zhong, W. Guo, i D. He, „An Intelligent Fault Diagnosis Method based on STFT and Convolutional Neural Network for Bearings under Variable Working Conditions”, *2019 Progn. Syst. Heal. Manag. Conf. PHM-Qingdao 2019*, 2019, doi: 10.1109/PHM-Qingdao46334.2019.8943026.
- [56] H. Tao, P. Wang, Y. Chen, V. Stojanovic, i H. Yang, „An unsupervised fault diagnosis method for rolling bearing using STFT and generative neural networks”, *J. Franklin Inst.*, t. 357, nr 11, ss. 7286–7307, 2020, doi: 10.1016/j.jfranklin.2020.04.024.
- [57] Q. Liu, S. Xu, i X. Cao, „Research on residual life prediction of rolling bearings based on STFT-CNN”, *Proc. SPIE - Int. Soc. Opt. Eng.*, t. 1226012, ss. 1–7, 2022, doi: 10.1117/12.2637638.
- [58] C. J. Li i J. Ma, „Wavelet decomposition of vibrations for detection of bearing-localized defects”, *NDT E Int.*, t. 30, nr 3, ss. 143–149, 1997, doi: 10.1016/s0963-8695(96)00052-7.
- [59] G. G. Yen, S. Member, i K. Lin, „Wavelet Packet Feature Extraction for Vibration Monitoring”, *IEEE Trans. Ind. Electron.*, t. 47, nr 3, ss. 650–667, 2000.
- [60] C. J. Li, J. Ma, i B. Hwang, „Bearing localized defect detection by bicoherence analysis of vibrations”, *J. Manuf. Sci. Eng. Trans. ASME*, t. 117, nr 4, ss. 625–629, 1995, doi: 10.1115/1.2803542.
- [61] J. H. Lee, J. Kim, i H. J. Kim, „Development of enhanced Wigner-Ville distribution function”, *Mech. Syst. Signal Process.*, t. 15, nr 2, ss. 367–398, 2001, doi: 10.1006/mssp.2000.1365.
- [62] P. Xie, Y. Yang, G. Jiang, Y. Du, i X. Li, „A new fault detection and diagnosis method based on wigner-ville spectrum entropy for the rolling bearing”, *Appl. Mech. Mater.*, t. 197, ss. 346–350, 2012, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.197.346.
- [63] R. F. Dwyer, „Detection of non-Gaussian signals by frequency domain kurtosis estimation”, *Proc. IEEE ICASSP 8*, ss. 607–610, 1983.
- [64] R. F. Dwyer, „Use of the Kurtosis Statistic in the Frequency Domain as an Aid in Detecting Random Signals”, *IEEE J. Ocean. Eng.*, t. 9, nr 2, 1984, doi: 10.1109/JOE.1984.1145602.
- [65] S. Pagnan, C. Ottonello, i G. Tacconi, „Filtering of randomly occurring signals by kurtosis in the frequency domain”, *Proc. - Int. Conf. Pattern Recognit.*, t. 3, ss. 131–133, 1994, doi: 10.1109/ICPR.1994.577137.
- [66] V. Capdevielle, C. Serviere, i J. L. Lacoume, „Blind separation of wide-band sources: Application to rotating machine signals”, *Eur. Signal Process. Conf.*, 2015.
- [67] V. D. Vrabie, „Spectral Kurtosis : From Definiton to Application”, ss. 4–8, 2006.
- [68] J. Antoni i R. B. Randall, „The spectral kurtosis: Application to the vibratory surveillance and diagnostics of rotating machines”, *Mech. Syst. Signal Process.*, t. 20, nr 2, ss. 308–331, 2006, doi: 10.1016/j.ymsp.2004.09.002.
- [69] J. Antoni, „Fast computation of the kurtogram for the detection of transient faults”, *Mech. Syst. Signal Process.*, t. 21, nr 1, ss. 108–124, 2007, doi: 10.1016/j.ymsp.2005.12.002.
- [70] T. Barszcz i A. Jabłoński, „A novel method for the optimal band selection for vibration signal demodulation and comparison with the Kurtogram”, *Mech. Syst. Signal Process.*, t. 25, nr 1, ss. 431–451, 2011, doi: 10.1016/j.ymsp.2010.05.018.
- [71] Y. Wang i M. Liang, „An adaptive SK technique and its application for fault detection of rolling element bearings”, *Mech. Syst. Signal Process.*, t. 25, nr 5, ss. 1750–1764, 2011, doi: 10.1016/j.ymsp.2010.12.008.
- [72] Y. Wang i M. Liang, „Identification of multiple transient faults based on the adaptive spectral kurtosis method”, *J. Sound Vib.*, t. 331, nr 2, ss. 470–486, 2012, doi: 10.1016/j.jsv.2011.08.029.
- [73] N. E. Huang i in., „The empirical mode decomposition and the Hubert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis”, *Proc. R. Soc. A Math. Phys. Eng. Sci.*, t. 454, nr 1971, ss. 903–995, 1998, doi: 10.1098/rspa.1998.0193.
- [74] X. Zhao, T. H. Patel, i M. J. Zuo, „Multivariate EMD and full spectrum based condition monitoring for rotating machinery”, *Mech. Syst. Signal Process.*, t. 27, ss. 712–728, 2012, doi: 10.1016/j.ymsp.2011.08.001.
- [75] C. Lu, H. Yuan, i Y. Tang, „Bearing performance degradation assessment and prediction based on EMD and PCA-SOM”, *J. Vibroengineering*, t. 16, nr 3, ss. 1547–1556, 2014.
- [76] J. S. Smith, „The local mean decomposition and its application to EEG perception data”, *J. R. Soc. Interface*, t. 2, ss. 443–454, 2009, doi: 10.1098/rsif.2005.0058.
- [77] Q. Gao, C. Duan, H. Fan, i Q. Meng, „Rotating machine fault diagnosis using empirical mode decomposition”, *Mech. Syst. Signal Process.*, t. 22, ss. 1072–1081, 2008, doi: 10.1016/j.ymsp.2007.10.003.
- [78] J. Cheng, Y. Yang, i Y. Yang, „A rotating machinery fault diagnosis method based on local mean decomposition”, *Digit. Signal Process.*, t. 22, nr 2, ss. 356–366, 2012, doi: 10.1016/j.dsp.2011.09.008.
- [79] Z. Liu, Z. He, W. Guo, i Z. Tang, „A hybrid fault diagnosis method based on second generation wavelet de-noising and local mean decomposition for rotating machinery”, *ISA Trans.*, t. 61, 2016, doi: 10.1016/j.isatra.2015.12.009.
- [80] P. M. Lugt, „A review on grease lubrication in rolling bearings”, *Tribology Transactions*. 2009. doi: 10.1080/10402000802687940.

- [81] G. W. Mullett, „Grease lubrication of rolling bearings”, *Tribology*, t. 6, nr 1, ss. 21–28, 1973, doi: 10.1016/0041-2678(73)90005-5.
- [82] B. Jakubek i R. Barczewski, „The influence of kinematic viscosity of a lubricant on broadband rolling bearing vibrations in amplitude terms”, *Diagnostyka*, t. 20, nr 1, ss. 93–102, 2019, doi: 10.29354/diag/100440.
- [83] I. M. Jamadar i D. Vakharia, „Correlation of base oil viscosity in grease with vibration severity of damaged rolling bearings”, *Ind. Lubr. Tribol.*, t. 70, nr 2, ss. 264–272, 2018, doi: 10.1108/ILT-04-2016-0078.
- [84] B. Arman Kuzubasoglu i S. Kursun Bahadir, „Flexible temperature sensors: A review”, *Sensors Actuators, A Phys.*, t. 315, s. 112282, 2020, doi: 10.1016/j.sna.2020.112282.
- [85] J. A. Henao-Sepulveda, M. Toledo-Quiñones, i J. Yi, „Contactless monitoring of ball bearing temperature”, *Conf. Rec. - IEEE Instrum. Meas. Technol. Conf.*, t. 2, nr May, ss. 1571–1573, 2005, doi: 10.1109/imtc.2005.1604416.
- [86] X. Zhou, H. Zhang, X. Hao, X. Liao, i Q. Han, „Investigation on thermal behavior and temperature distribution of bearing inner and outer rings”, *Tribol. Int.*, t. 130, nr October 2018, ss. 289–298, 2019, doi: 10.1016/j.triboint.2018.09.031.
- [87] S. Scott, A. Kovacs, L. Gupta, J. Katz, F. Sadeghi, i D. Peroulis, „Wireless temperature microsensors integrated on bearings for health monitoring applications”, *Proc. IEEE Int. Conf. Micro Electro Mech. Syst.*, ss. 660–663, 2011, doi: 10.1109/MEMSYS.2011.5734511.
- [88] J. Li, J. Xue, i Z. Ma, „Study on the Thermal Distribution Characteristics of High-Speed and Light-Load Rolling Bearing Considering Skidding”, *Appl. Sci.*, 2018, doi: 10.3390/app8091593.
- [89] N. Peretiaka, K. Boriak, i O. Vatenko, „Improving The Thermal Method for Assessing The Technical Condition of Rolling Bearings Based on The Heating Rate Criterion”, *Eastern-European J. Enterp. Technol.*, t. 5, nr 1–107, ss. 118–126, 2020, doi: 10.15587/1729-4061.2020.212540.
- [90] B. Jakubek, K. Grochalski, W. Rukat, i H. Sokol, „Thermovision measurements of rolling bearings”, *Meas. J. Int. Meas. Confed.*, t. 189, nr May 2021, s. 110512, 2022, doi: 10.1016/j.measurement.2021.110512.
- [91] K. Yan i B. Yan, „CdTe Quantum Dot Fluorescence Thermometry of Rolling Bearing”, *Nonmagnetic Magn. Quantum Dots*, 2018, doi: 10.5772/intechopen.70866.
- [92] M. Subrahmanyam i C. Sujatha, „Using neural networks for the diagnosis of localized defects in ball bearings”, *Tribol. Int.*, t. 30, nr 10, ss. 739–752, paź. 1997, doi: 10.1016/S0301-679X(97)00056-X.
- [93] B. Li, G. Goddu, i M.-Y. Chow, „Bearing Faults Using Frequency-Domain Detection of Common Vibration Signals and a Neural Network Based Approach”, *Proc. Am. Control Conf.*, nr June, ss. 2032–2036, 1998.
- [94] M. Zacksenhouse, S. Braun, i M. Feldman, „Toward Helicopter Gearbox Diagnostics From A Small Number Of Examples”, *Mech. Syst. Signal Process.*, t. 14, nr 4, ss. 523–543, 2000, doi: 10.1006/mssp.2000.1297.
- [95] R. G. Brereton i G. R. Lloyd, „Support Vector Machines for classification and regression”, *Analyst*, t. 135, ss. 230–267, 2010, doi: 10.1039/b918972f.
- [96] Y. Yang, D. Yu, i J. Cheng, „A fault diagnosis approach for roller bearing based on IMF envelope spectrum and SVM”, *Measurement*, t. 40, nr 9–10, ss. 943–950, lis. 2007, doi: 10.1016/J.MEASUREMENT.2006.10.010.
- [97] L. A. Zadeh, I. Introduction, i U. S. Navy, „Fuzzy Sets”, *Inf. Control*, t. 8, ss. 338–353, 1965.
- [98] N. Li i V. H. Diaz, „Cross-layer and Reliable Opportunistic Routing Algorithm for Mobile Ad Hoc Networks”, 2014.
- [99] G. Goddu, B. Li, M.-Y. Chow, i J. C. Hung, „Motor bearing fault diagnosis by a fundamental frequency amplitude\nbased fuzzy decision system”, *IECON '98. Proc. 24th Annu. Conf. IEEE Ind. Electron. Soc. (Cat. No.98CH36200)*, t. 4, ss. 1961–1965, 1998, doi: 10.1109/IECON.1998.724018.
- [100] P. D. McFadden i J. D. Smith, „Model for the vibration produced by a single point defect in a rolling element bearing”, *J. Sound Vib.*, t. 96, nr 1, ss. 69–82, 1984, doi: 10.1016/0022-460X(84)90595-9.
- [101] Y.-F. Wang i P. J. Kootsookos, „Modeling of low shaft speed bearing faults for condition monitoring”, *Mech. Syst. Signal Process.*, t. 12, nr 5, ss. 415–426, 1998, doi: <https://doi.org/10.1006/mssp.1997.0149>.
- [102] N. Afshari i K. Loparo, „Model-based technique for the fault detection of rolling element bearings using Detection Filter Design and sliding mode technique”, *Proc. IEEE Conf. Decis. Control*, t. 3, nr December, ss. 2593–2598, 1998, doi: 10.1109/cdc.1998.757842.
- [103] Ż. Bogdan i Z. Ćwik, *Leksykon dignostyki technicznej*. Bydgoszcz: Wydawnictwo Uczelniane Akademii Techniczno-Rolniczej, 1996.
- [104] C. Abdelkrim, M. S. Meridjet, N. Boutasseta, i L. Boulanouar, „Detection and classification of bearing faults in industrial geared motors using temporal features and adaptive neuro-fuzzy inference system”, *Heliyon*, t. 5, nr 8, sie. 2019, doi: 10.1016/j.heliyon.2019.e02046.

- [105] A. M. Al-Ghamd i D. Mba, „A comparative experimental study on the use of acoustic emission and vibration analysis for bearing defect identification and estimation of defect size”, *Mech. Syst. Signal Process.*, 2006, doi: 10.1016/j.ymssp.2004.10.013.
- [106] I. Antoniadou i in., „Envelope analysis using the Teager-Kaiser Energy operator for condition monitoring of a wind turbine bearing”, *Appl. Mech. Mater.*, t. 564, ss. 170–175, 2014, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.564.170.
- [107] E. J. Abbott, L. W. Chaney, E. B. Bragg, i A. Arbor, „United States Patent no. 2,468,648 BEARING TESTING DEVICE”, 1949
- [108] „ISO 15242-1: 2015 Rolling bearings – Measuring methods for vibration – Part 1: Fundamentals”
- [109] „ISO 15242-3: 2006 Rolling bearings — Measuring methods for vibration — Part 3: Radial spherical and tapered roller bearings with cylindrical bore and outside surface”.
- [110] C. M. Harris i A. G. Piersol, *Shock and Vibration Handbook*, t. 15, nr 9. McGraw-Hill, NY, 2002. doi: 10.1063/1.3058392.
- [111] C. Scheffer i P. Girdhar, *Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance*. Elsevier Linacre House, London, 2004.
- [112] J. Fraden, *Handbook of Modern Sensors Physics, Designs, and Applications*, 4. wyd. SPRINGER, 2010. doi: 10.1007/978-1-4419-6466-3.
- [113] S. Adamczak, K. Stępień, i M. Wrzochal, „Comparative Study of Measurement Systems Used to Evaluate Vibrations of Rolling Bearings”, *Procedia Eng.*, t. 192, ss. 971–975, sty. 2017, doi: 10.1016/J.PROENG.2017.06.167.
- [114] H. Inoue, *Anderon vibration*. SUGAWARA Laboratories Inc., 2014.
- [115] J. Kowalak i C. Cempel, „Metody i przyrządy oceny jakości łożysk na podstawie sygnału drganiowego”, w *Diagnostyka Łożysk Tocznych*, J. Kowalak i C. Cempel, Red., Ossolineum, 1980.
- [116] SKF, *Noise and vibration tester MVH 90E, MVH 200E MVH 90EL, MVH 200EL*. 2019.
- [117] S. Adamczak, R. Domagalski, E. Sender, P. Zmarzły, i Ł. Gorycki, „Research methods and testing stand developed to examine vibrations generated by rolling bearing”, *Diagnostyka*, t. 17, nr 1, ss. 41–49, 2016.
- [118] Datasheet, *Nexus Conditioning Amplifiers Types 2690, 2691, 2692 and 2693*, nr Cic. Brüel & Kjær.
- [119] „PN-EN ISO 6743-4:2015-09. Środki smarowe, oleje przemysłowe i produkty podobne (klasa L) -- Klasyfikacja -- Część 4: Grupa H (Układy hydrauliczne)”.
- [120] „PN-ISO 6743-6:2020-06 Środki smarowe, oleje przemysłowe i produkty podobne (klasa L) -- Klasyfikacja -- Część 6: Grupa C (systemy przekładni)”.
- [121] „PN-EN ISO 6743-9:2009 Środki smarowe, oleje przemysłowe i produkty podobne (klasa L) -- Klasyfikacja -- Część 9: Grupa X (Smary plastyczne)”.
- [122] „DIN 51825 : 2004 Lubricants - Lubricating Greases K - Classification And Requirements”, 2004.
- [123] B. Jakubek, R. Barczewski, i M. Jakubowicz, „The influence of the lubrication on the vibroacoustic signal generated by rolling bearings”, *Vib. Phys. Syst.*, t. 28, grudz. 2017.
- [124] B. Jakubek, R. Barczewski, W. Rukat, L. Różański, i M. Wróbel, „Stabilization of vibro-thermal processes during post-production testing of rolling bearings”, *Diagnostyka*, t. 20, nr 3, ss. 53–62, 2019, doi: 10.29354/diag/111564.
- [125] Datasheet, *Flir E6*. FLIR Systems Inc.
- [126] Datasheet, *Flir T620*. FLIR Systems Inc.
- [127] R. Barczewski i B. Jakubek, „Obciążanie stożkowych łożysk podczas ich testowania poprodukcyjnego”, *XLVIII Ogólnopolskie Symp. Diagnostyka Masz. 27.02.2022 - 02.03.2022, Wisła, Pol.*, ss. 14–14, 2022.
- [128] Datasheet, *General-Purpose Vibration Meter VM-82A*. RION CO., LTD.
- [129] C. Cempel i Z. Sepaniak, „Hałas i drgania nowych łożysk tocznych”, w *Diagnostyka łożysk tocznych*, J. Kowalak i C. Cempel, Red., Ossolineum, 1980.
- [130] M. Wróbel, R. Barczewski, B. Jakubek, i W. Rukat, „Influence of Mechanical and Electromagnetic Phenomena on Electric Motor Vibrations in Different Power Supply Options”, 2020.
- [131] R. Barczewski, B. Jakubek, i M. Wróbel, „The influence of supply options of an asynchronous electric motor on emitted noise”, *Vib. Phys. Syst.*, t. 29, ss. 1–8, 2018.
- [132] Datasheet, *608A11 ICP Accelerometer*. PCB Piezotronics.
- [133] R. Barczewski i K. Soliński, „Optimization of Transducers Localization Based on Vibration Signal Informativity Analysis”, *Proc. 4th Int. Interdiscip. Tech. Conf. Young Sci. InterTech 2011, Poznań, Pol.*, t. 102–106, 2011.
- [134] Datasheet, *352C33 ICP Accelerometer*. PCB Piezotronics.
- [135] W. Parnasow, „Projekt i wykonanie części pomiarowej stanowiska badawczego”, w *Sprawozdanie z projektu badawczego KBN - modelowanie prostych i złożonych systemów działaniowych w oparciu o modele procesora energii z ograniczona dyssypacją.*, C. Cempel i M. Tabaszewski, Red., Numer projektu 7T07C 03414: Poznań, 2001.

- [136] R. Barczewski i B. Jakubek, „Parametrization of Micro-Shocks in the Structure Resonance Bands as a Tool for Post-Production Classification of Rolling Bearings”, *7th Int. Congr. Tech. Diagnostics, Sept. 14-16, 2022, Radom, Pol. B. Abstr.*, ss. 65–65, 2022.
- [137] R. Barczewski, „Short time vibration analysis and parameterisation as a tool for machine prototypes testing”, *Vib. Phys. Syst.*, t. 31, nr 1, ss. 1–10, 2020.
- [138] S. Urolagin, K. V. Prema, i N. V. S. Reddy, „Generalization capability of artificial neural network incorporated with pruning method”, *Lect. Notes Comput. Sci. (including Subser. Lect. Notes Artif. Intell. Lect. Notes Bioinformatics)*, t. 7135 LNCS, ss. 171–178, 2012, doi: 10.1007/978-3-642-29280-4\_19.
- [139] S. Butterworth, „On the Theory of Filter Amplifiers”, *Experimental Wireless & The Wireless Engineer*, nr X. ss. 536–541, 1930.

### Źródła internetowe

- [e1] <https://www.mathworks.com/help/predmaint/ug/signal-features.html>
- [e2] <https://www.bksv.com/en/knowledge/blog/vibration/accelerometer-history>
- [e3] <https://meatesting.net/products/bearing-testing-systems/>
- [e4] [http://www.diamech-2000.com/bearing\\_testing.html](http://www.diamech-2000.com/bearing_testing.html)
- [e5] <https://en.yr8.cn/product/15/>
- [e6] <https://www.predev.com/anderometer.php>
- [e7] [https://www.fltpolska.pl/pl/produkty/specjalne\\_i\\_calowe/1577-cbk\\_171](https://www.fltpolska.pl/pl/produkty/specjalne_i_calowe/1577-cbk_171)
- [e8] <https://catalog.lesjoforsab.com/products/compression-spring>
- [e9] <https://www.flt.krasnik.pl/lozyska-stozkowe/lozyska-stozkowe-specjalne/lozyska-stozkowe-specjalne-jednorzedowe/725-513-716A>
- [e10] <http://www.skf.com/pl/products/test-measuring-equipment/noise-and-vibration-tester/meb95/index.html>
- [e11] <https://www.learndatasci.com/glossary/gini-impurity/>
- [e12] [https://mfiles.pl/pl/index.php/Teoria\\_informacji](https://mfiles.pl/pl/index.php/Teoria_informacji)

Dostęp do źródeł internetowych został zweryfikowany i potwierdzony dnia: 16 maja 2023 r.

Wyniki testów łożysk 513-176A z zestawu B  
przeprowadzonych na urządzeniu referencyjnym  
MVH 200 w PBF Kraśnik S.A.

Załącznik nr 1 do rozprawy doktorskiej

Metodyka testowania poprodukcyjnego łożysk stożkowych  
z zastosowaniem technik cyfrowego przetwarzania  
sygnałów wibroakustycznych





Tabela Z.1.1. Wyniki pomiarów prędkości drgań na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. wykonane z zastosowaniem urządzenia pomiarowego MEB 95 z oprogramowaniem FPM (SKF)

Nr Łożyska	Prędkość drgań pasmo <i>low</i> [ $\mu\text{m/s}$ ]	Prędkość drgań pasmo <i>medium</i> [ $\mu\text{m/s}$ ]	Prędkość drgań pasmo <i>high</i> [ $\mu\text{m/s}$ ]	Klasa jakości	Amplituda defektu pierścienia wewnętrznego [ $\mu\text{m/s}$ ]	Amplituda defektu pierścienia zewnętrznego [ $\mu\text{m/s}$ ]	Amplituda defektu elementu tocznego [ $\mu\text{m/s}$ ]	Potencjalny dominujący defekt	Prędkość obrotowa wrzeczona [obr/min]	Amplituda prędkości obrotowej wrzeczona [ $\mu\text{m/s}$ ]
001	195,1	174,8	798,4	A	8,11	11,88	24,11	WAVY	1802	66,5
002	137,6	113,7	390,7	A+	3,94	4,24	9,04	WAVY	1803	273,6
003	113,2	134,2	512,8	A+	7,25	6,38	9,88	MISC	1806	243,3
004	92,2	119,2	953,6	X	7,01	10,35	31,4	MISC	1806	115,6
005	122,1	142,4	537,7	A+	7,77	6,39	11,56	MISC	1800	52,5
006	193,9	224,9	812,8	X	6,53	8,8	58,93	RED	1806	76,2
007	116,3	121,5	535,6	A+	6,19	6,18	23,91	MISC	1801	27,7
008	124,9	126,1	689,6	A	11,73	7,37	12,27	WAVY	1718	66,2
009	126,5	128,8	418,1	A+	4,75	4,96	9,54	MISC	1805	103,9
010	123,1	131,2	691,4	A	5,05	9,04	29,95	MISC	1801	105,7
011	135,6	135,2	530,3	A+	6,57	7,84	8,26	MISC	1740	71,3
012	142,7	159,9	561,4	A	7,32	8,12	15,06	MISC	1721	38,2
013	103,6	110,8	461	A+	3,98	4,8	10,75	WAVY	1805	101,9
014	125,3	123,1	492,2	A+	5	5,49	11,24	MISC	1803	186,8
015	91,5	121,2	460,4	A+	4,21	7,26	19,68	MISC	1796	91,7
016	114,5	115,8	450,8	A+	5,39	5,08	9,55	MISC	1803	47,9
017	133,2	164,2	759,3	A	8,34	17,36	22,5	WAVY	1815	24,1
018	105,4	117,8	459,7	A+	7,1	5,46	15,79	MISC	1802	141,7
019	103,6	123,4	410,7	A+	4,42	4,4	8,22	WAVY	1805	162,6
020	135,9	159,2	1053	X	8,51	15,09	42,63	MISC	1796	63,2
021	241,8	235,5	696,2	X	5,88	7,87	21,15	WAVY	1807	370,6
022	137,4	149,7	891,8	X	26,2	13,32	27,11	MISC	1802	212,7
023	127,8	150,7	959,3	X	6,85	9,09	24,43	MISC	1804	142
024	116,7	159,8	559,1	A	6,96	6,89	10,31	MISC	1737	77,4
025	132,0	153,9	400,2	A+	4,29	5,52	20,16	MISC	1800	62,6
026	126,9	125,3	491,2	A+	5,44	6,87	12,52	MISC	1803	41,7
027	122,4	178,6	430,6	A	4,4	4,05	11,19	WAVY	1804	77,8
028	96,2	119,4	489,3	A+	5,16	6,04	26,53	MISC	1804	226,7
029	151,4	139,5	515,7	A+	6,55	6,27	12,22	MISC	1795	55,9
030	132,3	145,2	458,9	A+	4,77	5,24	11,34	MISC	1805	101,9
101	234,5	326,4	753,9	X	5,28	7,63	30,8	WAVY	1804	113,6
102	123,3	211,1	1170,1	X	7,43	11,59	70,01	MISC	1805	138,3
103	200,7	278,7	928,1	X	8,88	9,82	114,24	RED	1802	160,3
104	175,8	281,5	978,4	X	19,89	12,62	104,39	RED	1802	98,7
105	213,8	475,8	1340,4	X	64,62	21,21	33,46	MISC	1806	102,9
106	138,3	240,5	1032,1	X	8,67	14,97	106,02	RED	1816	19,1
107	157,1	223,6	1054,3	X	8,53	15,75	91,12	RED	1802	90
108	135,9	454	1260,8	X	11,91	13,64	106,92	MISC	1806	54,9
109	114,5	180,7	896,5	X	6,9	13,72	31,37	MISC	1724	50,3
110	165,7	417,1	1154,4	X	141	14,51	42,59	MISC	1806	150,4

Tabela Z.1.1. Wyniki pomiarów prędkości drgań na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. wykonane z zastosowaniem urządzenia pomiarowego MEB 95 z oprogramowaniem FPM (SKF) c.d.

Nr Łożyska	Prędkość drgań pasmo <i>low</i> [ $\mu\text{m/s}$ ]	Prędkość drgań pasmo <i>medium</i> [ $\mu\text{m/s}$ ]	Prędkość drgań pasmo <i>high</i> [ $\mu\text{m/s}$ ]	Klasa jakości	Amplituda defektu pierścienia wewnętrzznego [ $\mu\text{m/s}$ ]	Amplituda defektu pierścienia zewnętrznego [ $\mu\text{m/s}$ ]	Amplituda defektu elementu tocznego [ $\mu\text{m/s}$ ]	Potencjalny dominujący defekt	Prędkość obrotowa wrzeczona [obr/min]	Amplituda prędkości obrotowej wrzeczona [ $\mu\text{m/s}$ ]
111	122,9	181,9	1898,3	X	13,2	39,01	26,87	MISC	1743	98,3
112	156,6	207,9	894,5	X	26,92	15,58	34,62	MISC	1805	117,2
113	109,4	187,8	975,5	X	8,3	14,04	182,71	RED	1794	46,8
114	107,1	141,7	845,1	A	7,89	12,01	47,3	MISC	1805	61
115	215,0	385,0	1039,6	X	124,73	12,53	40,26	IRD	1806	15,1
116	175,4	367,9	911,3	X	5,59	8,89	160,13	RED	1804	94,1
117	248,0	327,1	795,3	X	7,53	15,55	107,66	RED	1804	96,5
118	86,8	121,8	535,7	A+	5,95	6,68	30,46	MISC	1804	80
119	165,2	268,0	1249,4	X	7,59	28,89	237,33	RED	1805	182,3
120	158,7	908,0	1116,6	X	224,36	16,91	20,61	IRD	1806	68,4
121	158,9	145,7	934,6	X	9,02	18,93	30,94	MISC	1730	105,1
122	135,9	293,4	680,2	X	91,47	11,45	16,06	MISC	1804	55,6
123	187,7	573,9	1063,6	X	10,05	16,86	31,71	MISC	1741	41,9
124	123,5	196,9	1120,1	X	9,02	13,32	52,17	MISC	1798	115,2
125	184,2	862,0	1772,7	X	27,19	30,87	76,59	MISC	1809	152,3
126	176,2	243,6	1424,8	X	46,32	21,92	38,26	MISC	1817	14,4
127	99,4	188,7	1695,1	X	15,63	16,37	55,68	MISC	1792	70,5
128	127,8	478,2	481,3	X	74,82	10,15	20,58	MISC	1805	142
129	129,6	283,7	767	X	25,14	13,11	18,64	MISC	1795	124,6
130	161,4	316,7	658,9	XB	21,22	32,96	21,09	MISC	1742	76,2
201	137,1	189,9	2111,2	XB	11,3	18,76	53,11	MISC	1795	48,3
202	130,1	242,3	1691,1	XB	14,4	16,15	43,01	MISC	1711	84,9
203	101,5	185,9	424,8	A	28,68	6,68	8,31	MISC	1805	144
204	119,6	161,3	1634,3	XB	9,27	18,02	49,65	MISC	1804	137,6
205	122,6	150,6	1455,7	X	10,17	11,92	38,82	MISC	1716	42,2
206	98,9	229,5	1416,9	X	12,79	13,46	34,38	MISC	1713	64,6
207	130,8	153,5	1542,1	X	12,46	16,38	42,2	MISC	1793	57,2
208	97,5	194,3	1887,5	X	11,41	26,38	54,62	MISC	1735	80,1
209	133,8	185,8	1767,5	X	11,03	31,02	58,77	MISC	1804	135,1
210	106,0	184,5	1858,8	X	10,78	15,45	54,23	MISC	1800	70,4
211	176,7	195,9	1628,5	X	9,75	17,42	59,79	MISC	1799	97,4
212	150,8	152,5	1609,3	X	9,15	10,82	37,95	MISC	1807	148
213	121,8	163,1	1545,0	X	11,91	19,61	67,79	MISC	1807	86,8
214	131,9	163,3	1618,8	X	11,44	19,23	75,7	MISC	1807	112,6
215	99,8	174,6	1719,7	X	9,62	16,88	67,45	MISC	1798	87,5
216	140,3	246,4	587,5	X	22,64	16,83	13,29	MISC	1804	59
217	107,3	166,3	655,5	A	62,3	9,84	10,63	MISC	18010	115,8
218	92,1	161,6	1735,1	X	7,61	21,62	80,08	MISC	1803	174,5
219	142,6	179,6	1896,2	X	12,13	21,66	46,98	MISC	1795	168,3
220	107,0	158,1	1708	X	11,37	22,62	84,32	MISC	1797	61

Zestawienie miar wyznaczonych  
w wyniku cyfrowej parametryzacji sygnałów WA

Załącznik nr 2 do rozprawy doktorskiej

Metodyka testowania poprodukcyjnego łożysk stożkowych  
z zastosowaniem technik cyfrowego przetwarzania  
sygnałów wibroakustycznych



Tabela Z2.1. Zestawienie miar wyznaczonych w wyniku cyfrowej parametryzacji sygnałów WA

L.p.	Miara	Wielkość [jednostka]	Wartość	Pasma	Kierunek pomiaru	Źródło (przetwornik)
1	$a_{PEAK\_full\_band}$	przyspieszenie [m/s <sup>2</sup> ]	szczytowa	50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
2	$a_{PEAK\_50\_2k}$			50 Hz – 2 kHz		
3	$a_{PEAK\_2k\_10k}$			2 kHz – 10 kHz		
4	$a_{PEAK\_10k\_48k}$			10 kHz – 48 kHz		
5	$a_{RMS\_full\_band}$	przyspieszenie [m/s <sup>2</sup> ]	skuteczna	50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
6	$a_{RMS\_50\_2k}$			50 Hz – 2 kHz		
7	$a_{RMS\_2k\_10k}$			2 kHz – 10 kHz		
8	$a_{RMS\_10k\_48k}$			10 kHz – 48 kHz		
9	$a_{AVG\_full\_band}$	przyspieszenie [m/s <sup>2</sup> ]	średnia	50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
10	$a_{AVG\_50\_2k}$			50 Hz – 2 kHz		
11	$a_{AVG\_2k\_10k}$			2 kHz – 10 kHz		
12	$a_{AVG\_10k\_48k}$			10 kHz – 48 kHz		
13	$\bar{a}_{PEAK\_full\_band}$	przyspieszenie [m/s <sup>2</sup> ]	uśredniona szczytowa	50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
14	$\bar{a}_{PEAK\_50\_2k}$			50 Hz – 2 kHz		
15	$\bar{a}_{PEAK\_2k\_10k}$			2 kHz – 10 kHz		
16	$\bar{a}_{PEAK\_10k\_48k}$			10 kHz – 48 kHz		
17	$\dot{j}_{PEAK\_full\_band}$	zryw [km/s <sup>3</sup> ]	szczytowa	50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
18	$\dot{j}_{PEAK\_50\_2k}$			50 Hz – 2 kHz		
19	$\dot{j}_{PEAK\_2k\_10k}$			2 kHz – 10 kHz		
20	$\dot{j}_{PEAK\_10k\_48k}$			10 kHz – 48 kHz		
21	$\dot{j}_{RMS\_full\_band}$	zryw [km/s <sup>3</sup> ]	skuteczna	50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
22	$\dot{j}_{RMS\_50\_2k}$			50 Hz – 2 kHz		
23	$\dot{j}_{RMS\_2k\_10k}$			2 kHz – 10 kHz		
24	$\dot{j}_{RMS\_10k\_48k}$			10 kHz – 48 kHz		
25	$\dot{j}_{AVG\_full\_band}$	zryw [km/s <sup>3</sup> ]	średnia	50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
26	$\dot{j}_{AVG\_50\_2k}$			50 Hz – 2 kHz		
27	$\dot{j}_{AVG\_2k\_10k}$			2 kHz – 10 kHz		
28	$\dot{j}_{AVG\_10k\_48k}$			10 kHz – 48 kHz		
29	$\bar{\dot{j}}_{PEAK\_full\_band}$	zryw [km/s <sup>3</sup> ]	uśredniona szczytowa	50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
30	$\bar{\dot{j}}_{PEAK\_50\_2k}$			50 Hz – 2 kHz		
31	$\bar{\dot{j}}_{PEAK\_2k\_10k}$			2 kHz – 10 kHz		
32	$\bar{\dot{j}}_{PEAK\_10k\_48k}$			10 kHz – 48 kHz		
33	$a_{PEAK\_AXIAL\_14\_40}$	przyspieszenie [m/s <sup>2</sup> ]	szczytowa	14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
34	$a_{PEAK\_AXIAL\_40\_250}$			40 Hz – 250 Hz		
35	$a_{PEAK\_AXIAL\_250\_1,5k}$			250 Hz – 1,5 kHz		
36	$a_{PEAK\_AXIAL\_1,5k\_10k}$			1,5 kHz – 10 kHz		
37	$a_{RMS\_AXIAL\_14\_40}$	przyspieszenie [m/s <sup>2</sup> ]	skuteczna	14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
38	$a_{RMS\_AXIAL\_40\_250}$			40 Hz – 250 Hz		
39	$a_{RMS\_AXIAL\_250\_1,5k}$			250 Hz – 1,5 kHz		
40	$a_{RMS\_AXIAL\_1,5k\_10k}$			1,5 kHz – 10 kHz		
41	$a_{AVG\_AXIAL\_14\_40}$	przyspieszenie [m/s <sup>2</sup> ]	średnia	14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
42	$a_{AVG\_AXIAL\_40\_250}$			40 Hz – 250 Hz		
43	$a_{AVG\_AXIAL\_250\_1,5k}$			250 Hz – 1,5 kHz		
44	$a_{AVG\_AXIAL\_1,5k\_10k}$			1,5 kHz – 10 kHz		

Tabela Z2.1. Zestawienie miar wyznaczonych w wyniku cyfrowej parametryzacji sygnałów WA c.d.

L.p.	Miara	Wielkość [jednostka]	Wartość	Pasma	Kierunek pomiaru	Źródło (przetwornik)
45	$\bar{a}_{PEAK\_AXIAL\_14\_40}$	przyspieszenie [m/s <sup>2</sup> ]	uśredniona szczytowa	14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
46	$\bar{a}_{PEAK\_AXIAL\_40\_250}$			40 Hz – 250 Hz		
47	$\bar{a}_{PEAK\_AXIAL\_250\_1,5k}$			250 Hz – 1,5 kHz		
48	$\bar{a}_{PEAK\_AXIAL\_1,5k\_10k}$			1,5 kHz – 10 kHz		
49	$v_{PEAK\_AXIAL\_14\_40}$	prędkość [mm/s]	szczytowa	14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
50	$v_{PEAK\_AXIAL\_40\_250}$			40 Hz – 250 Hz		
51	$v_{PEAK\_AXIAL\_250\_1,5k}$			250 Hz – 1,5 kHz		
52	$v_{PEAK\_AXIAL\_1,5k\_10k}$			1,5 kHz – 10 kHz		
53	$v_{RMS\_AXIAL\_14\_40}$	prędkość [mm/s]	skuteczna	14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
54	$v_{RMS\_AXIAL\_40\_250}$			40 Hz – 250 Hz		
55	$v_{RMS\_AXIAL\_250\_1,5k}$			250 Hz – 1,5 kHz		
56	$v_{RMS\_AXIAL\_1,5k\_10k}$			1,5 kHz – 10 kHz		
57	$v_{AVG\_AXIAL\_14\_40}$	prędkość [mm/s]	średnia	14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
58	$v_{AVG\_AXIAL\_40\_250}$			40 Hz – 250 Hz		
59	$v_{AVG\_AXIAL\_250\_1,5k}$			250 Hz – 1,5 kHz		
60	$v_{AVG\_AXIAL\_1,5k\_10k}$			1,5 kHz – 10 kHz		
61	$\bar{v}_{PEAK\_AXIAL\_14\_40}$	prędkość [mm/s]	uśredniona szczytowa	14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
62	$\bar{v}_{PEAK\_AXIAL\_40\_250}$			40 Hz – 250 Hz		
63	$\bar{v}_{PEAK\_AXIAL\_250\_1,5k}$			250 Hz – 1,5 kHz		
64	$\bar{v}_{PEAK\_AXIAL\_1,5k\_10k}$			1,5 kHz – 10 kHz		
65	$a_{PEAK\_14\_40}$	przyspieszenie [m/s <sup>2</sup> ]	szczytowa	14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
66	$a_{PEAK\_40\_250}$			40 Hz – 250 Hz		
67	$a_{PEAK\_250\_1,5k}$			250 Hz – 1,5 kHz		
68	$a_{PEAK\_1,5k\_10k}$			1,5 kHz – 10 kHz		
69	$a_{RMS\_14\_40}$	przyspieszenie [m/s <sup>2</sup> ]	skuteczna	14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
70	$a_{RMS\_40\_250}$			40 Hz – 250 Hz		
71	$a_{RMS\_250\_1,5k}$			250 Hz – 1,5 kHz		
72	$a_{RMS\_1,5k\_10k}$			1,5 kHz – 10 kHz		
73	$a_{AVG\_14\_40}$	przyspieszenie [m/s <sup>2</sup> ]	średnia	14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
74	$a_{AVG\_40\_250}$			40 Hz – 250 Hz		
75	$a_{AVG\_250\_1,5k}$			250 Hz – 1,5 kHz		
76	$a_{AVG\_1,5k\_10k}$			1,5 kHz – 10 kHz		
77	$\bar{a}_{PEAK\_14\_40}$	przyspieszenie [m/s <sup>2</sup> ]	uśredniona szczytowa	14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
78	$\bar{a}_{PEAK\_40\_250}$			40 Hz – 250 Hz		
79	$\bar{a}_{PEAK\_250\_1,5k}$			250 Hz – 1,5 kHz		
80	$\bar{a}_{PEAK\_1,5k\_10k}$			1,5 kHz – 10 kHz		
81	$v_{PEAK\_14\_40}$	prędkość [mm/s]	szczytowa	14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
82	$v_{PEAK\_40\_250}$			40 Hz – 250 Hz		
83	$v_{PEAK\_250\_1,5k}$			250 Hz – 1,5 kHz		
84	$v_{PEAK\_1,5k\_10k}$			1,5 kHz – 10 kHz		
85	$v_{RMS\_14\_40}$	prędkość [mm/s]	skuteczna	14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
86	$v_{RMS\_40\_250}$			40 Hz – 250 Hz		
87	$v_{RMS\_250\_1,5k}$			250 Hz – 1,5 kHz		
88	$v_{RMS\_1,5k\_10k}$			1,5 kHz – 10 kHz		

Tabela Z2.1. Zestawienie miar wyznaczonych w wyniku cyfrowej parametryzacji sygnałów WA c.d.

L.p.	Miara	Wielkość [jednostka]	Wartość	Pasma	Kierunek pomiaru	Źródło (przetwornik)
89	$V_{AVG\_14\_40}$	prędkość [mm/s]	średnia	14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
90	$V_{AVG\_40\_250}$			40 Hz – 250 Hz		
91	$V_{AVG\_250\_1,5k}$			250 Hz – 1,5 kHz		
92	$V_{AVG\_1,5k\_10k}$			1,5 kHz – 10 kHz		
93	$\bar{v}_{PEAK\_14\_40}$	prędkość [mm/s]	uśredniona szczytowa	14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
94	$\bar{v}_{PEAK\_40\_250}$			40 Hz – 250 Hz		
95	$\bar{v}_{PEAK\_250\_1,5k}$			250 Hz – 1,5 kHz		
96	$\bar{v}_{PEAK\_1,5k\_10k}$			1,5 kHz – 10 kHz		
97	$p_{RMS\_full\_band}$	ciśnienie akustyczne [Pa]	skuteczna	50 Hz – 48 kHz	osiowy	40BF
98	$p_{RMS\_50\_2k}$			50 Hz – 2 kHz		
99	$p_{RMS\_2k\_10k}$			2 kHz – 10 kHz		
100	$p_{RMS\_10k\_48k}$			10 kHz – 48 kHz		
101	$SPL_{full\_band}$	poziom ciśnienia akustycznego [dB]	poziom	50 Hz – 48 kHz	osiowy	40BF
102	$SPL_{50\_2k}$			50 Hz – 2 kHz		
103	$SPL_{2k\_10k}$			2 kHz – 10 kHz		
104	$SPL_{10k\_48k}$			10 kHz – 48 kHz		
105	$KURT(a_{full\_band})$	kurtoza wyznaczona z przyspieszeń [-]		50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
106	$KURT(a_{50\_2k})$			50 Hz – 2 kHz		
107	$KURT(a_{2k\_10k})$			2 kHz – 10 kHz		
108	$KURT(a_{10k\_48k})$			10 kHz – 48 kHz		
109	$K_{crest}(a_{full\_band})$	współczynnik szczytu wyznaczony z przyspieszeń [-]		50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
110	$K_{crest}(a_{50\_2k})$			50 Hz – 2 kHz		
111	$K_{crest}(a_{2k\_10k})$			2 kHz – 10 kHz		
112	$K_{crest}(a_{10k\_48k})$			10 kHz – 48 kHz		
113	$K_{shape}(a_{full\_band})$	współczynnik kształtu wyznaczony z przyspieszeń [-]		50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
114	$K_{shape}(a_{50\_2k})$			50 Hz – 2 kHz		
115	$K_{shape}(a_{2k\_10k})$			2 kHz – 10 kHz		
116	$K_{shape}(a_{10k\_48k})$			10 kHz – 48 kHz		
117	$K_{impulse}(a_{full\_band})$	współczynnik impulsowości wyznaczony z przyspieszeń [-]		50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
118	$K_{impulse}(a_{50\_2k})$			50 Hz – 2 kHz		
119	$K_{impulse}(a_{2k\_10k})$			2 kHz – 10 kHz		
120	$K_{impulse}(a_{10k\_48k})$			10 kHz – 48 kHz		
121	$K_{clerence}(a_{full\_band})$	współczynnik luzu wyznaczony z przyspieszeń [-]		50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
122	$K_{clerence}(a_{50\_2k})$			50 Hz – 2 kHz		
123	$K_{clerence}(a_{2k\_10k})$			2 kHz – 10 kHz		
124	$K_{clerence}(a_{10k\_48k})$			10 kHz – 48 kHz		
125	$XSK(a_{full\_band})$	współczynnik XSK wyznaczony z przyspieszeń [-]		50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
126	$XSK(a_{50\_2k})$			50 Hz – 2 kHz		
127	$XSK(a_{2k\_10k})$			2 kHz – 10 kHz		
128	$XSK(a_{10k\_48k})$			10 kHz – 48 kHz		
129	$KURT(j_{full\_band})$	kurtoza wyznaczona ze zrywu [-]		50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
130	$KURT(j_{50\_2k})$			50 Hz – 2 kHz		
131	$KURT(j_{2k\_10k})$			2 kHz – 10 kHz		
132	$KURT(j_{10k\_48k})$			10 kHz – 48 kHz		

Tabela Z2.1. Zestawienie miar wyznaczonych w wyniku cyfrowej parametryzacji sygnałów WA c.d.

L.p.	Miara	Wielkość [jednostka]	Wartość	Pasma	Kierunek pomiaru	Źródło (przetwornik)
133	$K_{crest}(j_{full\_band})$	współczynnik szczytu wyznaczony ze zrywu [-]		50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
134	$K_{crest}(j_{50\_2k})$			50 Hz – 2 kHz		
135	$K_{crest}(j_{2k\_10k})$			2 kHz – 10 kHz		
136	$K_{crest}(j_{10k\_48k})$			10 kHz – 48 kHz		
137	$K_{shape}(j_{full\_band})$	współczynnik kształtu wyznaczony ze zrywu [-]		50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
138	$K_{shape}(j_{50\_2k})$			50 Hz – 2 kHz		
139	$K_{shape}(j_{2k\_10k})$			2 kHz – 10 kHz		
140	$K_{shape}(j_{10k\_48k})$			10 kHz – 48 kHz		
141	$K_{impulse}(j_{full\_band})$	współczynnik impulsowości wyznaczony ze zrywu [-]		50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
142	$K_{impulse}(j_{50\_2k})$			50 Hz – 2 kHz		
143	$K_{impulse}(j_{2k\_10k})$			2 kHz – 10 kHz		
144	$K_{impulse}(j_{10k\_48k})$			10 kHz – 48 kHz		
145	$K_{clerence}(j_{full\_band})$	współczynnik luzu wyznaczony ze zrywu [-]		50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
146	$K_{clerence}(j_{50\_2k})$			50 Hz – 2 kHz		
147	$K_{clerence}(j_{2k\_10k})$			2 kHz – 10 kHz		
148	$K_{clerence}(j_{10k\_48k})$			10 kHz – 48 kHz		
149	$XSK(j_{full\_band})$	współczynnik XSK wyznaczony ze zrywu [-]		50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60
150	$XSK(j_{50\_2k})$			50 Hz – 2 kHz		
151	$XSK(j_{2k\_10k})$			2 kHz – 10 kHz		
152	$XSK(j_{10k\_48k})$			10 kHz – 48 kHz		
153	$KURT(a_{AXIAL\_14\_40})$	kurtoza wyznaczona z przyspieszeń [-]		14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
154	$KURT(a_{AXIAL\_40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
155	$KURT(a_{AXIAL\_250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
156	$KURT(a_{AXIAL\_1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
157	$K_{crest}(a_{AXIAL\_14\_40})$	współczynnik szczytu wyznaczony z przyspieszeń [-]		14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
158	$K_{crest}(a_{AXIAL\_40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
159	$K_{crest}(a_{AXIAL\_250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
160	$K_{crest}(a_{AXIAL\_1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
161	$K_{shape}(a_{AXIAL\_14\_40})$	współczynnik kształtu wyznaczony z przyspieszeń [-]		14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
162	$K_{shape}(a_{AXIAL\_40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
163	$K_{shape}(a_{AXIAL\_250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
164	$K_{shape}(a_{AXIAL\_1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
165	$K_{impulse}(a_{AXIAL\_14\_40})$	współczynnik impulsowości wyznaczony z przyspieszeń [-]		14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
166	$K_{impulse}(a_{AXIAL\_40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
167	$K_{impulse}(a_{AXIAL\_250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
168	$K_{impulse}(a_{AXIAL\_1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
169	$K_{clerence}(a_{AXIAL\_14\_40})$	współczynnik luzu wyznaczony z przyspieszeń [-]		14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
170	$K_{clerence}(a_{AXIAL\_40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
171	$K_{clerence}(a_{AXIAL\_250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
172	$K_{clerence}(a_{AXIAL\_1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
173	$XSK(a_{AXIAL\_14\_40})$	współczynnik XSK wyznaczony z przyspieszeń [-]		14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
174	$XSK(a_{AXIAL\_40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
175	$XSK(a_{AXIAL\_250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
176	$XSK(a_{AXIAL\_1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		



Tabela Z2.1. Zestawienie miar wyznaczonych w wyniku cyfrowej parametryzacji sygnałów WA c.d.

L.p.	Miara	Wielkość [jednostka]	Wartość	Pasma	Kierunek pomiaru	Źródło (przetwornik)
177	$KURT(v_{AXIAL\_14\_40})$	kurtoza wyznaczona z prędkości [-]		14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
178	$KURT(v_{AXIAL\_40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
179	$KURT(v_{AXIAL\_250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
180	$KURT(v_{AXIAL\_1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
181	$K_{crest}(v_{AXIAL\_14\_40})$	współczynnik szczytu wyznaczony z prędkości [-]		14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
182	$K_{crest}(v_{AXIAL\_40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
183	$K_{crest}(v_{AXIAL\_250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
184	$K_{crest}(v_{AXIAL\_1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
185	$K_{shape}(v_{AXIAL\_14\_40})$	współczynnik kształtu wyznaczony z prędkości [-]		14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
186	$K_{shape}(v_{AXIAL\_40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
187	$K_{shape}(v_{AXIAL\_250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
188	$K_{shape}(v_{AXIAL\_1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
198	$K_{impulse}(v_{AXIAL\_14\_40})$	współczynnik impulsowości wyznaczony z prędkości [-]		14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
190	$K_{impulse}(v_{AXIAL\_40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
191	$K_{impulse}(v_{AXIAL\_250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
192	$K_{impulse}(v_{AXIAL\_1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
193	$K_{clerence}(v_{AXIAL\_14\_40})$	współczynnik luzu wyznaczony z prędkości [-]		14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
194	$K_{clerence}(v_{AXIAL\_40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
195	$K_{clerence}(v_{AXIAL\_250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
196	$K_{clerence}(v_{AXIAL\_1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
197	$XSK(v_{AXIAL\_14\_40})$	współczynnik XSK wyznaczony z prędkości [-]		14 Hz – 40 Hz	osiowy	352C33
198	$XSK(v_{AXIAL\_40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
199	$XSK(v_{AXIAL\_250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
200	$XSK(v_{AXIAL\_1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
201	$KURT(a_{14\_40})$	kurtoza wyznaczona z przyspieszeń [-]		14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
202	$KURT(a_{40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
203	$KURT(a_{250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
204	$KURT(a_{1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
205	$K_{crest}(a_{14\_40})$	współczynnik szczytu wyznaczony z przyspieszeń [-]		14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
206	$K_{crest}(a_{40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
207	$K_{crest}(a_{250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
208	$K_{crest}(a_{1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
209	$K_{shape}(a_{14\_40})$	współczynnik kształtu wyznaczony z przyspieszeń [-]		14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
210	$K_{shape}(a_{40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
211	$K_{shape}(a_{250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
212	$K_{shape}(a_{1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
213	$K_{impulse}(a_{14\_40})$	współczynnik impulsowości wyznaczony z przyspieszeń [-]		14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
214	$K_{impulse}(a_{40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
215	$K_{impulse}(a_{250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
216	$K_{impulse}(a_{1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
217	$K_{clerence}(a_{14\_40})$	współczynnik luzu wyznaczony z przyspieszeń [-]		14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
218	$K_{clerence}(a_{40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
219	$K_{clerence}(a_{250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
220	$K_{clerence}(a_{1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		

Tabela Z2.1. Zestawienie miar wyznaczonych w wyniku cyfrowej parametryzacji sygnałów WA c.d.

L.p.	Miara	Wielkość [jednostka]	Wartość	Pasma	Kierunek pomiaru	Źródło (przetwornik)
221	$XSK(a_{14\_40})$	współczynnik $XSK$ wyznaczony z przyspieszeń [-]		14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
222	$XSK(a_{40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
223	$XSK(a_{250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
224	$XSK(a_{1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
225	$KURT(v_{14\_40})$	kurtoza wyznaczona z prędkości [-]		14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
226	$KURT(v_{40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
227	$KURT(v_{250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
228	$KURT(v_{1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
229	$K_{crest}(v_{14\_40})$	współczynnik szczytu wyznaczony z prędkości [-]		14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
230	$K_{crest}(v_{40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
231	$K_{crest}(v_{250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
232	$K_{crest}(v_{1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
233	$K_{shape}(v_{14\_40})$	współczynnik kształtu wyznaczony z prędkości [-]		14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
234	$K_{shape}(v_{40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
235	$K_{shape}(v_{250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
236	$K_{shape}(v_{1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
237	$K_{impulse}(v_{14\_40})$	współczynnik impulsowości wyznaczony z prędkości [-]		14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
238	$K_{impulse}(v_{40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
239	$K_{impulse}(v_{250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
240	$K_{impulse}(v_{1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
241	$K_{clerence}(v_{14\_40})$	współczynnik luzu wyznaczony z prędkości [-]		14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
242	$K_{clerence}(v_{40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
243	$K_{clerence}(v_{250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
244	$K_{clerence}(v_{1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		
245	$XSK(v_{14\_40})$	współczynnik $XSK$ wyznaczony z prędkości [-]		14 Hz – 40 Hz	promieniowy	608A11
246	$XSK(v_{40\_250})$			40 Hz – 250 Hz		
247	$XSK(v_{250\_1,5k})$			250 Hz – 1,5 kHz		
248	$XSK(v_{1,5k\_10k})$			1,5 kHz – 10 kHz		

Tabela Z2.1. Zestawienie miar wyznaczonych w wyniku cyfrowej parametryzacji sygnałów WA c.d.

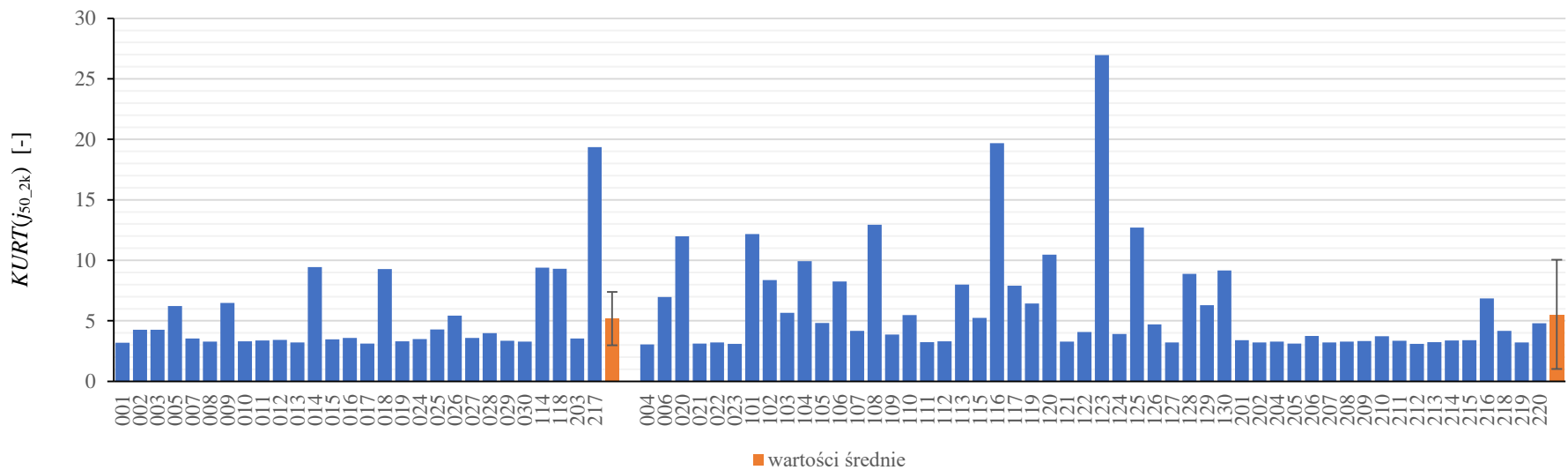
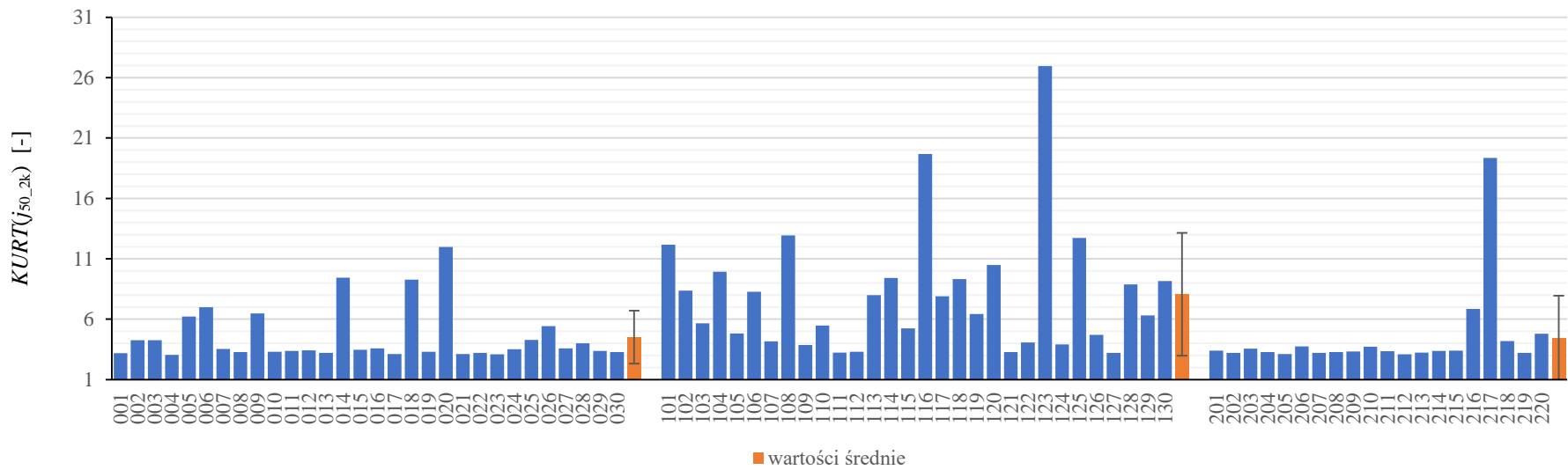
L.p.	Miara	Wielkość [jednostka]	Wartość	Pasmo	Kierunek pomiaru	Źródło (przetwornik)		
249	$a_{RMS\_AXIAL\_14\_10k}$	przyspieszenia [m/s <sup>2</sup> ]	skuteczna	14 Hz – 10 kHz	osiowy	352C33		
250	$a_{RMS\_LEFT\_14\_10k}$				promieniowy	608A11		
251	$a_{RMS\_RIGHT\_14\_10k}$				promieniowy	608A11		
252	$v_{RMS\_AXIAL\_14\_10k}$	prędkości [mm/s]	skuteczna	14 Hz – 10 kHz	osiowy	352C33		
253	$v_{RMS\_LEFT\_14\_10k}$				promieniowy	608A11		
254	$v_{RMS\_RIGHT\_14\_10k}$				promieniowy	608A11		
255	$v_{RMS\_RESIDUAL\_14\_1,5k}$			14 Hz – 1,5 kHz	promieniowy	608A11		
256	$f_{RICE}(a_{full\_band})$	częstotliwość Rice'a wyznaczona z przyspieszeń [Hz]		50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60		
257	$f_{RICE}(a_{AXIAL\_14\_10k})$			14 Hz – 10 kHz	osiowy	352C33		
258	$f_{RICE}(a_{LEFT\_14\_10k})$				promieniowy	608A11		
259	$f_{RICE}(a_{RIGHT\_14\_10k})$				promieniowy	608A11		
260	$f_{RICE}(v_{AXIAL\_14\_10k})$	częstotliwość Rice'a wyznaczona z prędkości [Hz]		14 Hz – 10 kHz	osiowy	352C33		
261	$f_{RICE}(v_{LEFT\_14\_10k})$				promieniowy	608A11		
262	$f_{RICE}(v_{RIGHT\_14\_10k})$				promieniowy	608A11		
263	$f_{RICE}(v_{RESIDUAL\_14\_1,5k})$			14 Hz – 1,5 kHz	promieniowy	608A11		
264	Tempo EA (obwiednia EA); próg 0,5 V [EPS]			50 Hz – 48 kHz	promieniowy	WM4a i WM16		
265	Czas przekroczeń progu 0,5 V [ms/s]							
266	Tempo EA (obwiednia EA); próg 0,75 V [EPS]							
267	Czas przekroczeń progu 0,75 V [ms/s]							
268	Tempo EA (obwiednia EA); próg 1,0 V [EPS]							
269	Czas przekroczeń progu 1,0 V [ms/s]							
270	$ISRB(LO)_{max}$	maksymalny poziom uderzeń [dB]		3,3 kHz – 3,8 kHz	promieniowy	M352A60		
271	$ISRB(MED)_{max}$			11 kHz – 13 kHz				
272	$ISRB(HD)_{max}$			16 kHz – 19 kHz				
273	$ISRB(LO)_{AVG}$	średni poziom uderzeń [dB]		3,3 kHz – 3,8 kHz				
274	$ISRB(MED)_{AVG}$			11 kHz – 13 kHz				
275	$ISRB(HD)_{AVG}$			16 kHz – 19 kHz				
276	$FDK(a_{full\_band})$	kurtoza widmowa wyznaczona z widma przyspieszeń [-]		50 Hz – 48 kHz	promieniowy	M352A60		
277	$FDK(p_{full\_band})$	kurtoza widmowa wyznaczona z widma ciśnienia akustycznego [-]						
278	$FDK(j_{full\_band})$	kurtoza widmowa wyznaczona z widma zrywu [-]						
279	$FDK(a_{AXIAL\_14\_10k})$	kurtoza widmowa wyznaczona z widma przyspieszeń [-]		14 Hz – 10 kHz	osiowy	352C33		
280	$FDK(a_{LEFT\_14\_10k})$				promieniowy	608A11		
281	$FDK(v_{AXIAL\_14\_10k})$				kurtoza widmowa wyznaczona z widma predkości [-]		osiowy	352C33
282	$FDK(v_{LEFT\_14\_10k})$						promieniowy	608A11

Wyniki parametryzacji testowanych łożysk 513-176A  
z zestawu B w formie graficznej

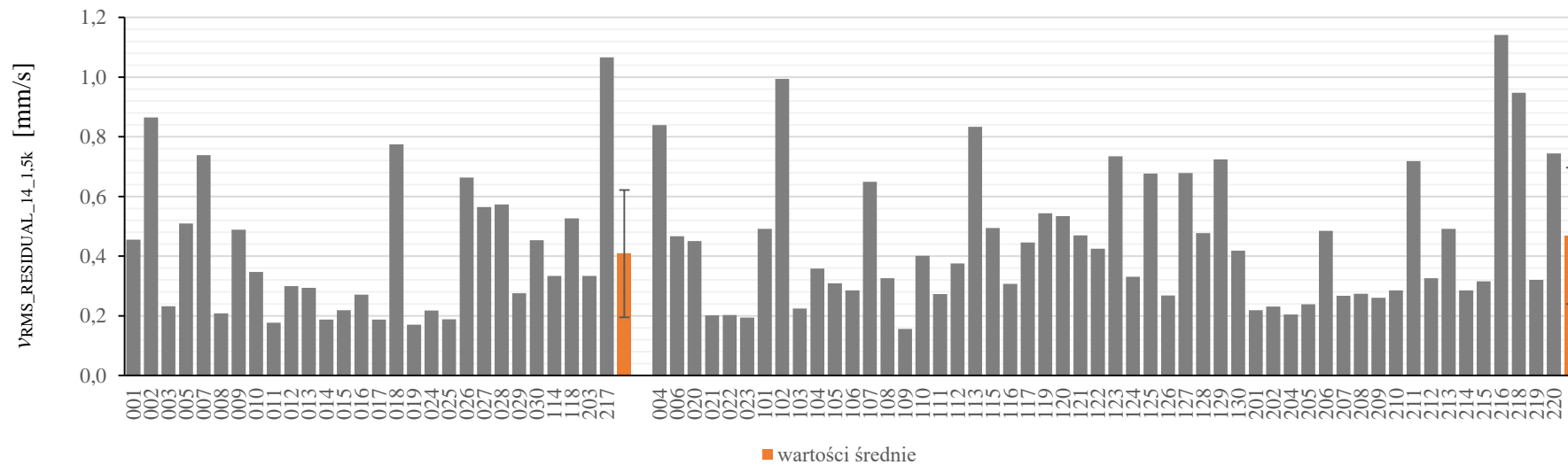
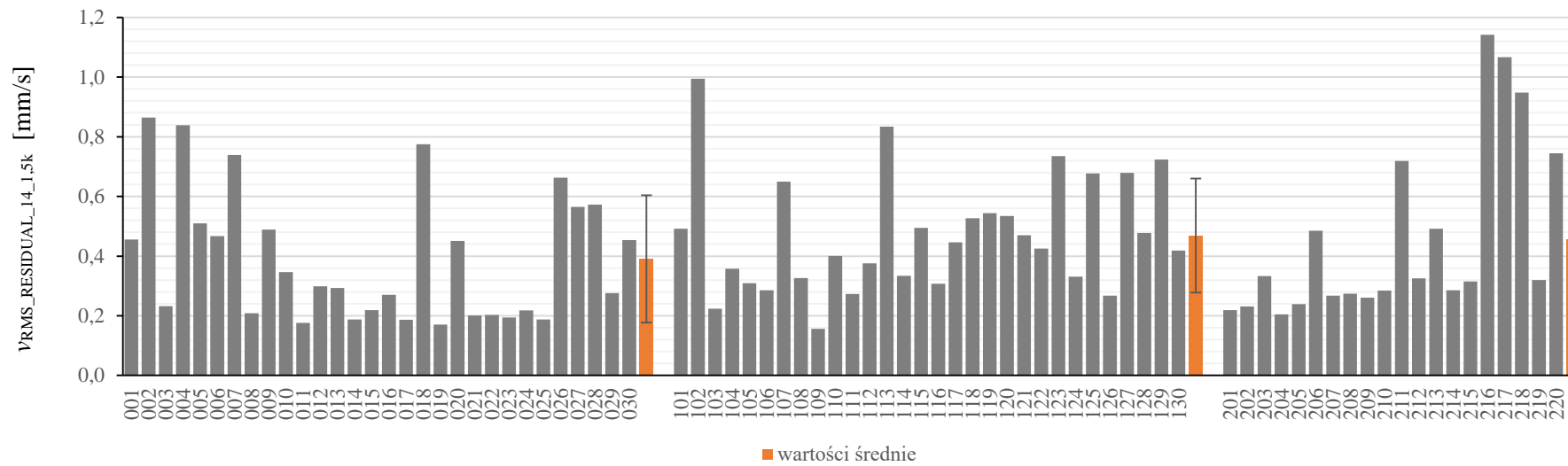
Załącznik nr 4 do rozprawy doktorskiej

Metodyka testowania poprodukcyjnego łożysk stożkowych  
z zastosowaniem technik cyfrowego przetwarzania  
sygnałów wibroakustycznych

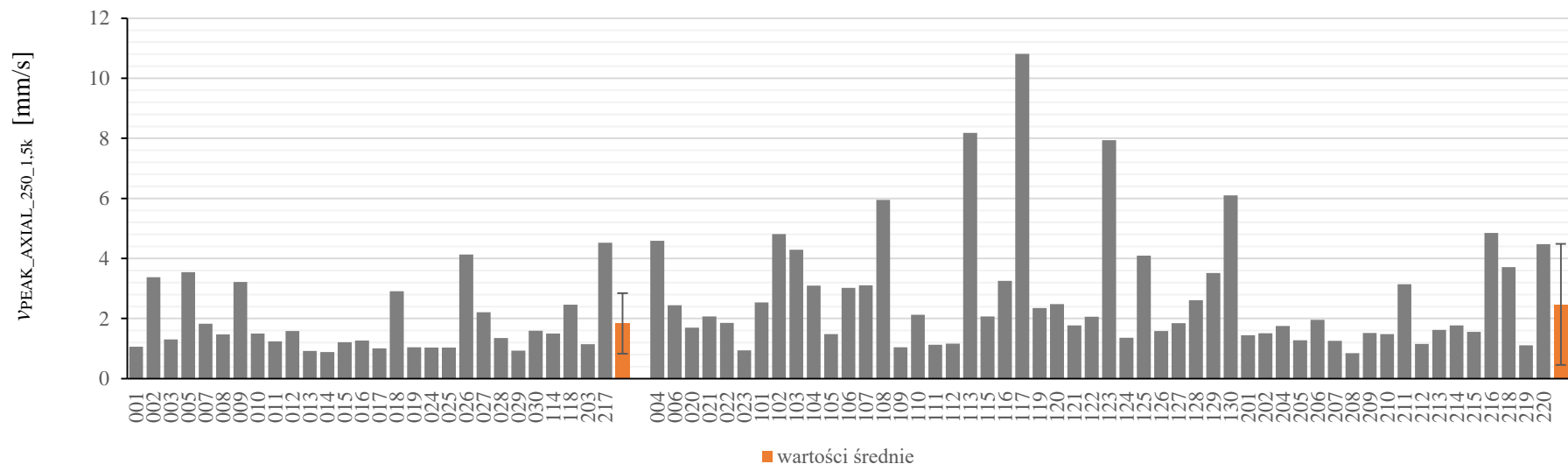
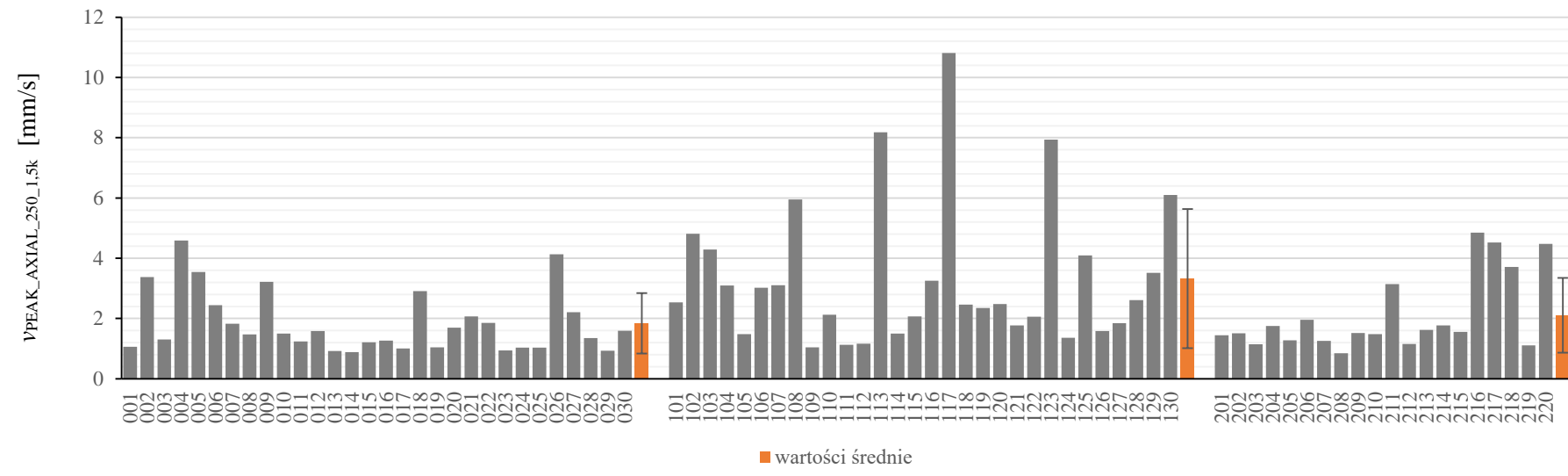




Rys. Z4. 1. Wyniki parametryzacji sygnału zrywu drgań – kurtoza wyznaczona w paśmie od 50 Hz do 2 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)

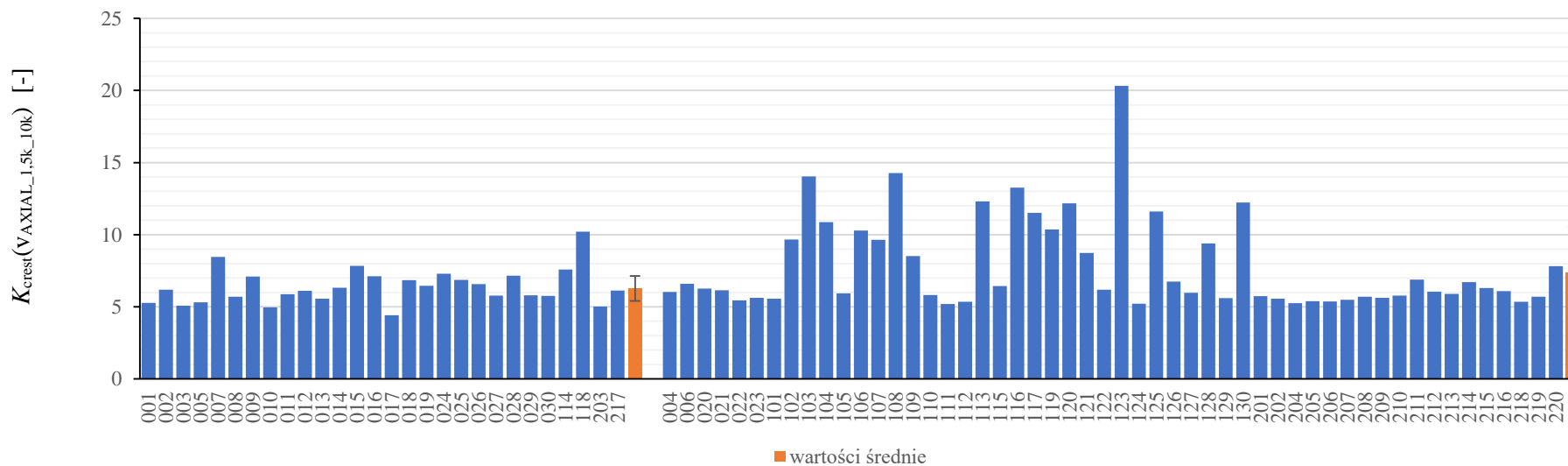
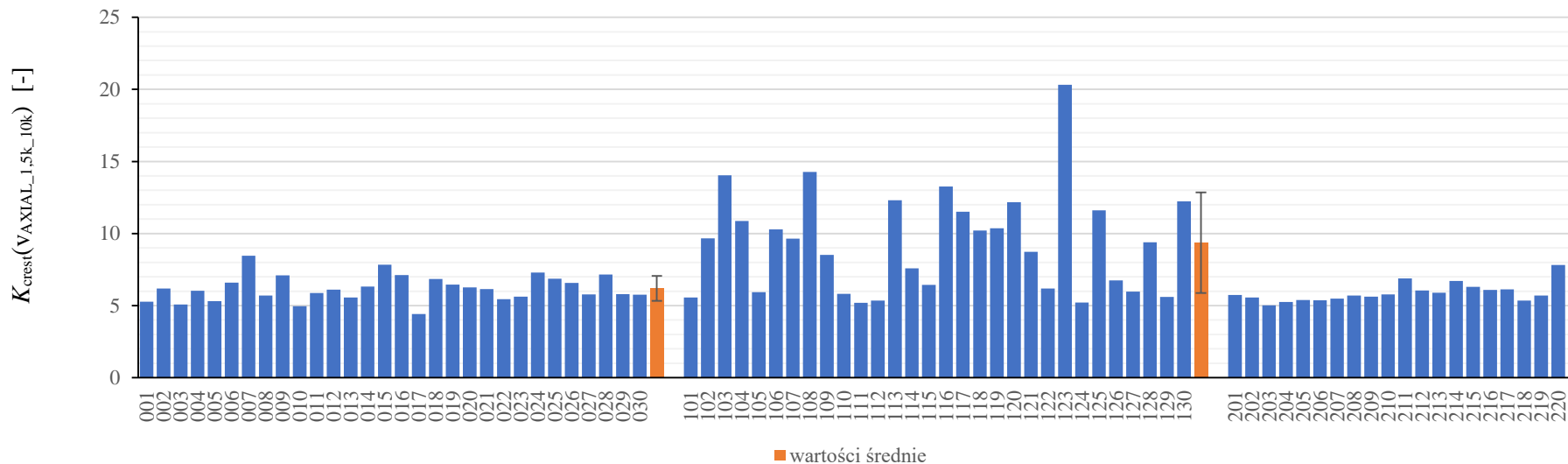


Rys. Z4. 2. Wyniki parametryzacji różnicowego sygnału prędkości drgań zmierzonych dwoma przetwornikami 608A11 zamontowanymi w przeciwności, w paśmie od 14 Hz do 1,5 kHz, w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)

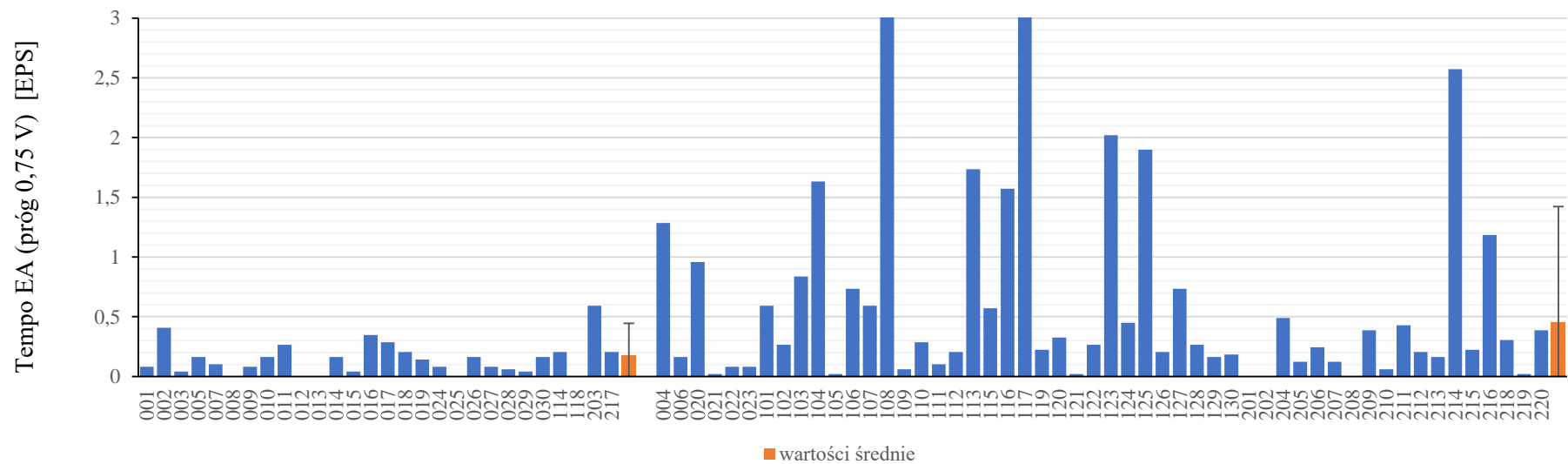
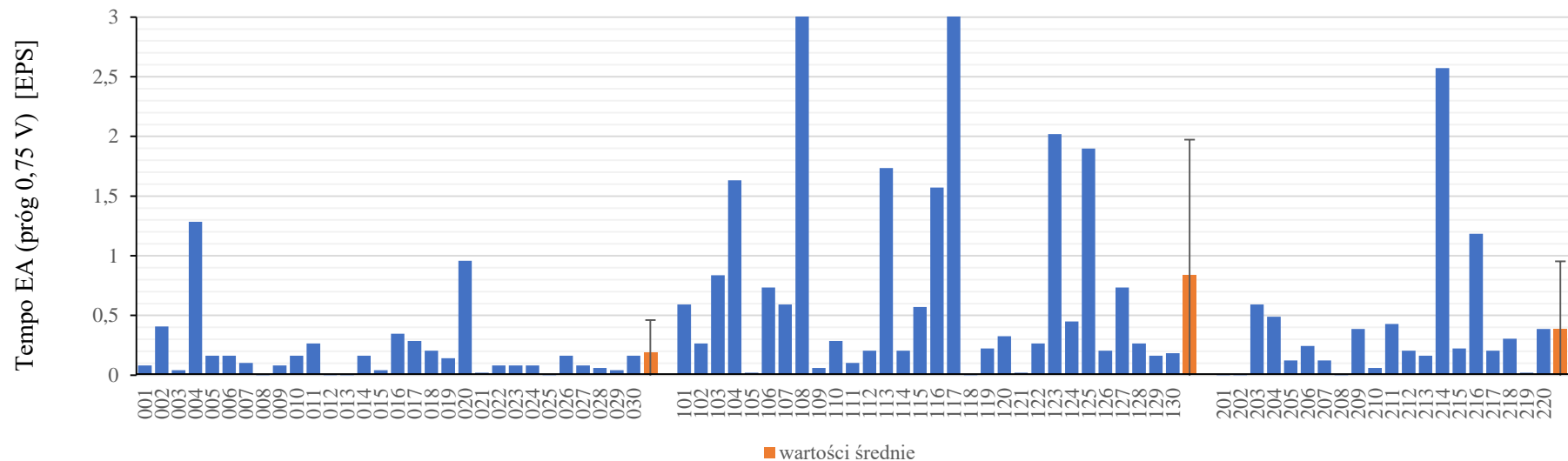


Rys. Z4.3. Wyniki parametryzacji sygnału prędkości drgań mierzonych w kierunku osiowym – wartość skuteczna w paśmie od 250 Hz do 1,5 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)

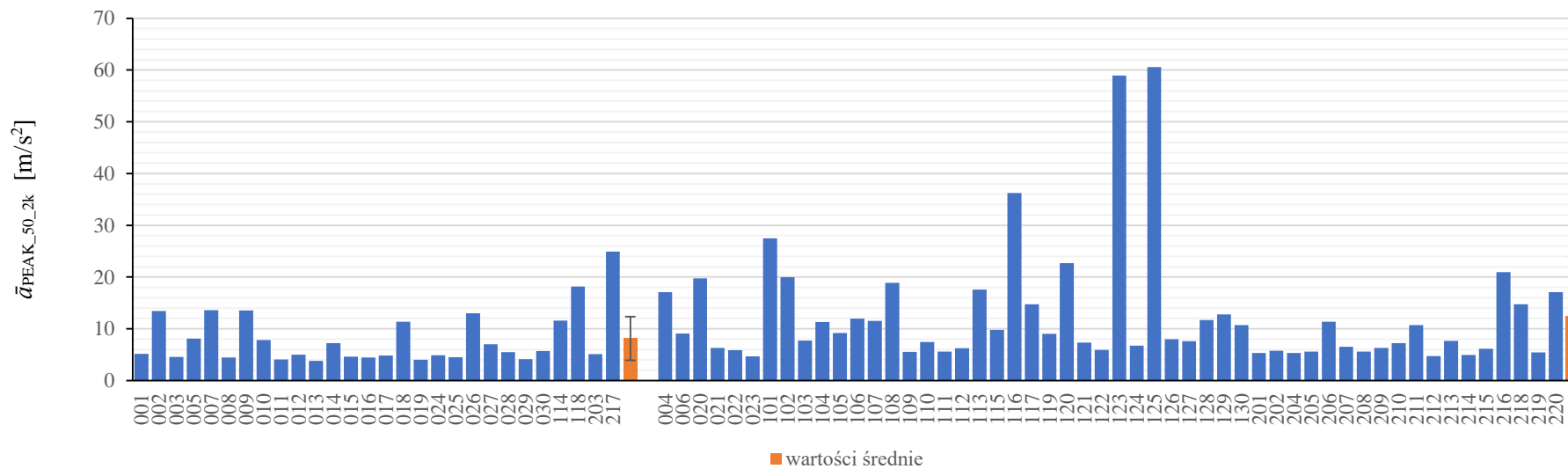
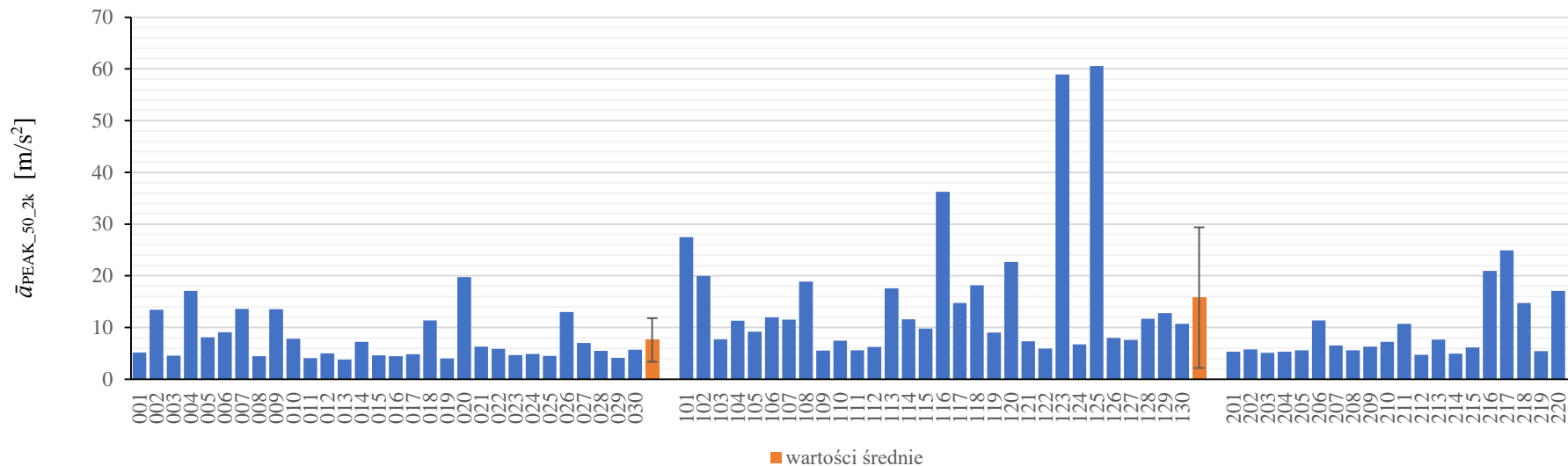




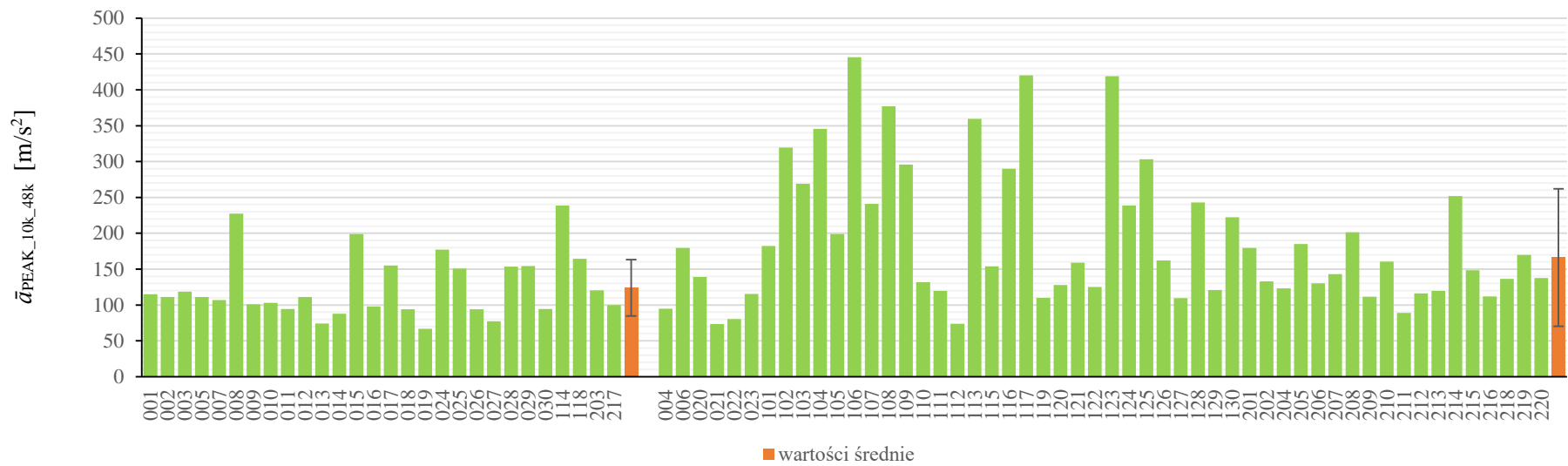
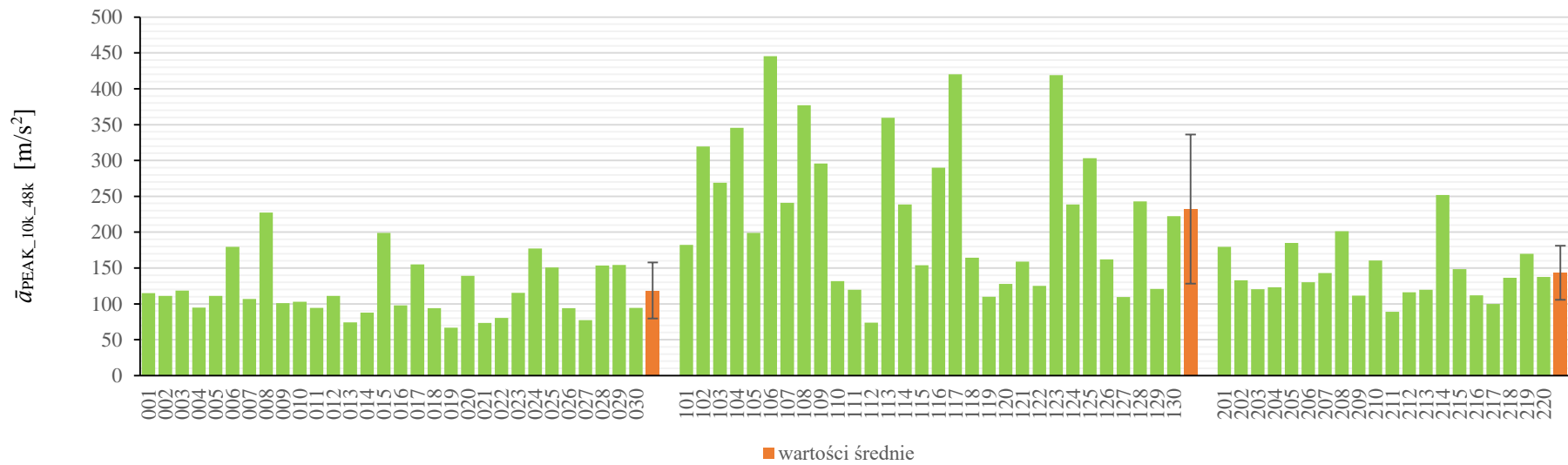
Rys. Z4.4. Wyniki parametryzacji sygnału prędkości drgań mierzonych w kierunku osiowym – współczynnik szczytu w paśmie od 1,5 kHz do 10 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)



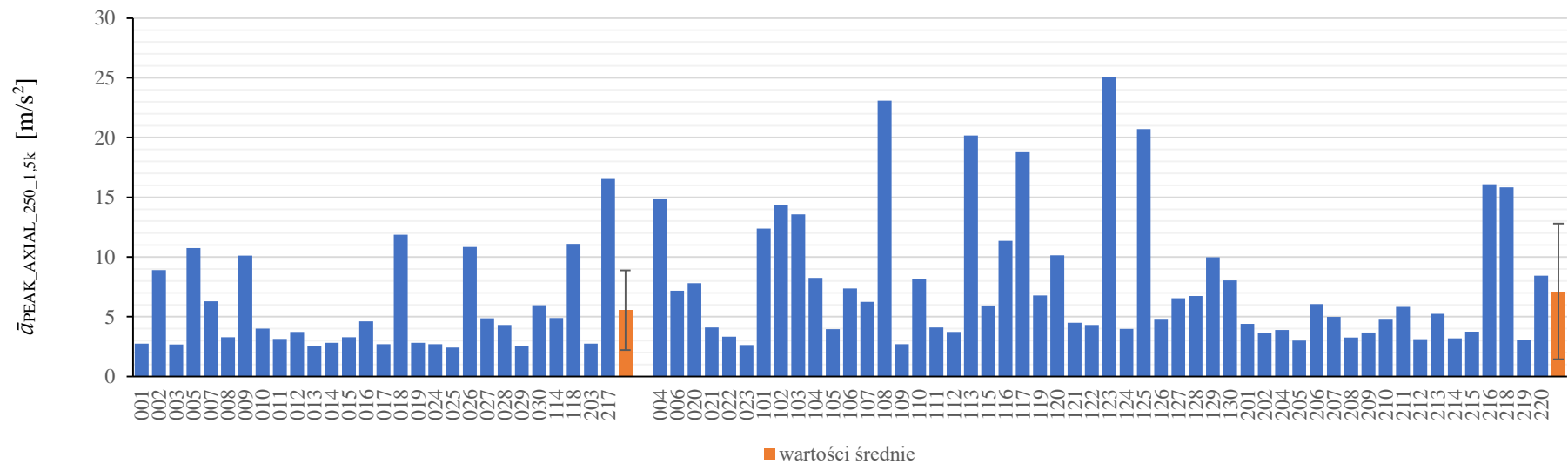
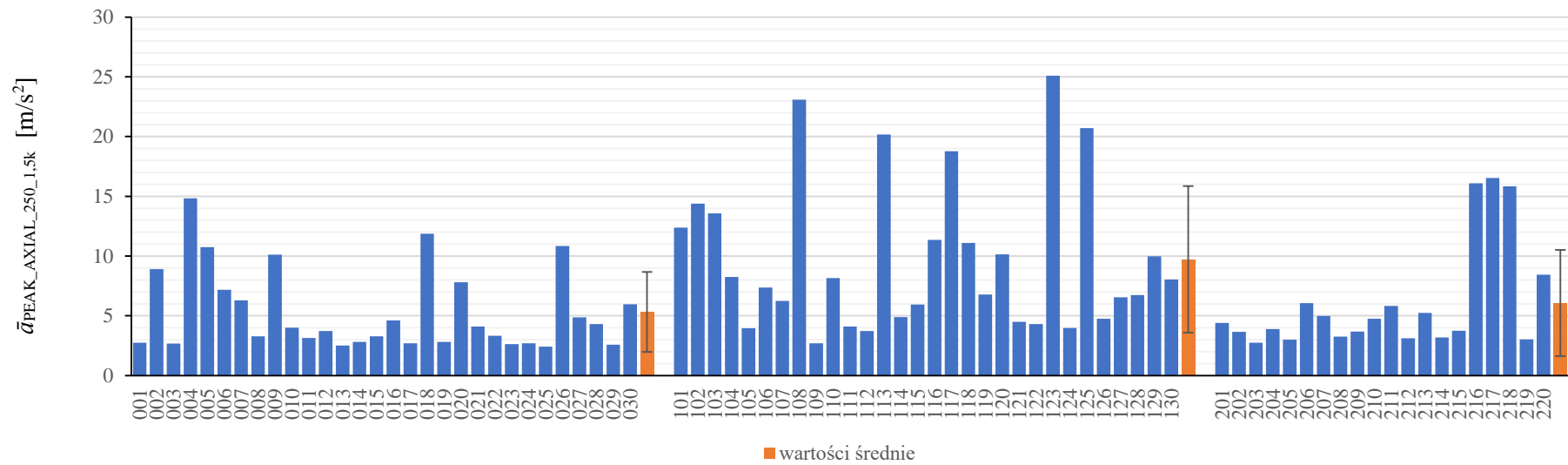
Rys. Z4.5. Wyniki parametryzacji obwiedni sygnału EA – tempo emisji dla progu 0,75V w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)



Rys. Z4.6. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań – uśredniona wartość szczytowa w paśmie od 50 Hz do 2 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)



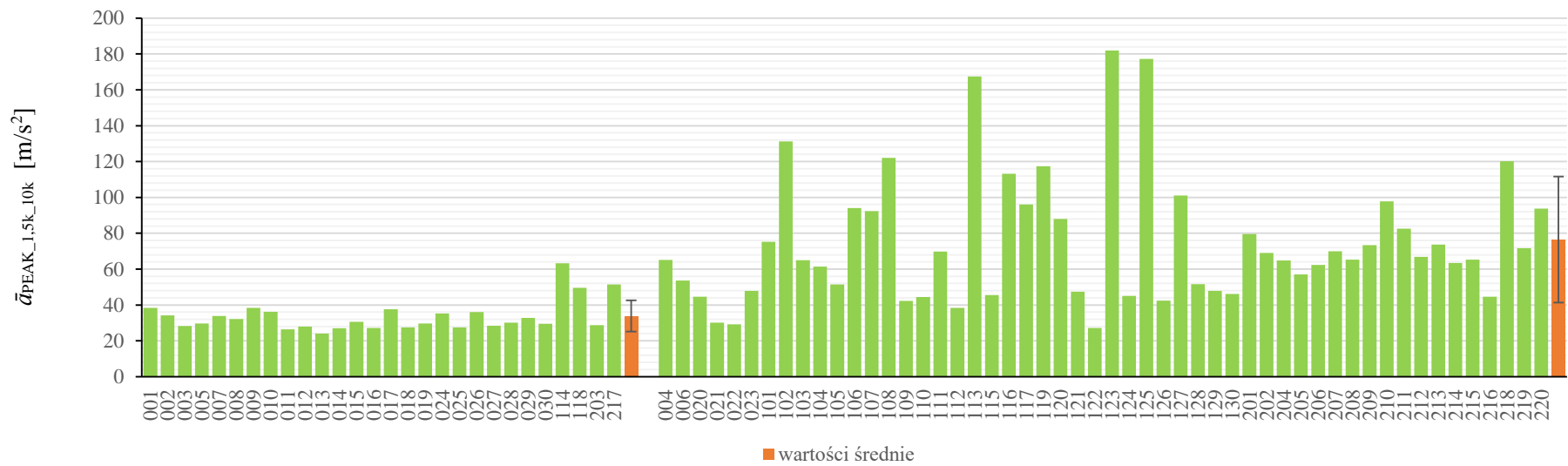
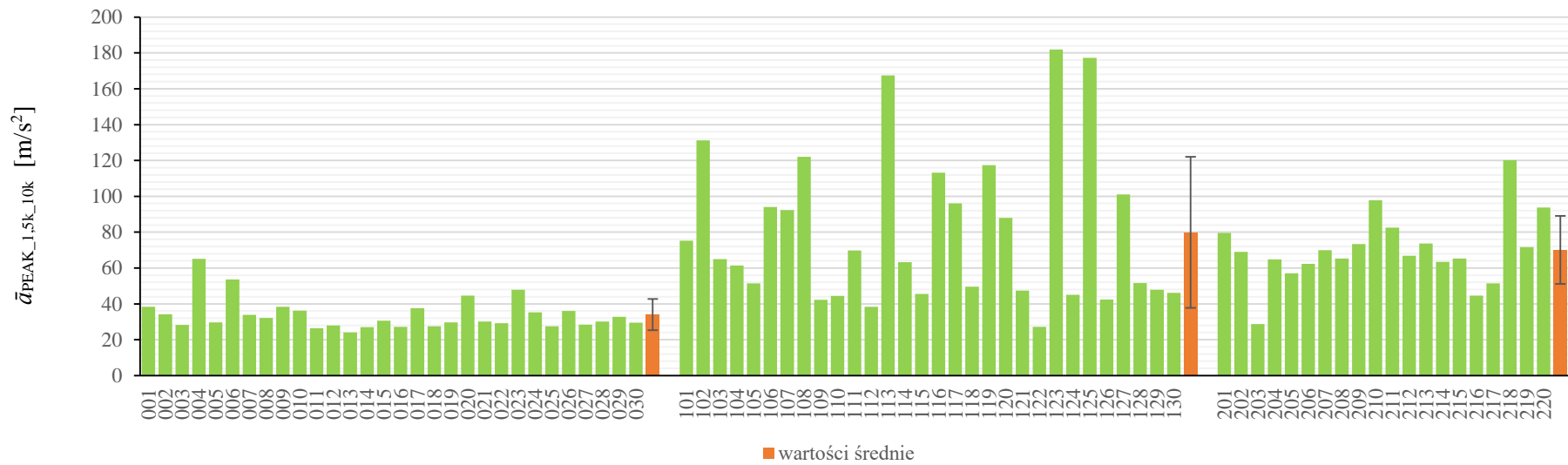
Rys. Z4.7. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań – uśredniona wartość szczytowa w paśmie od 10 kHz do 48 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)



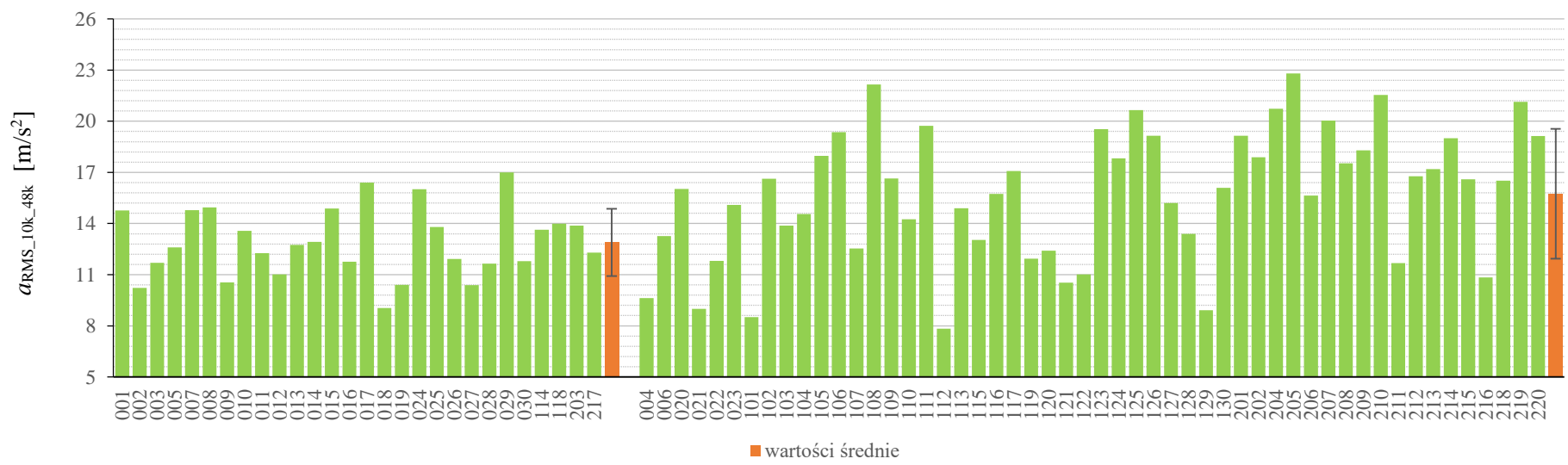
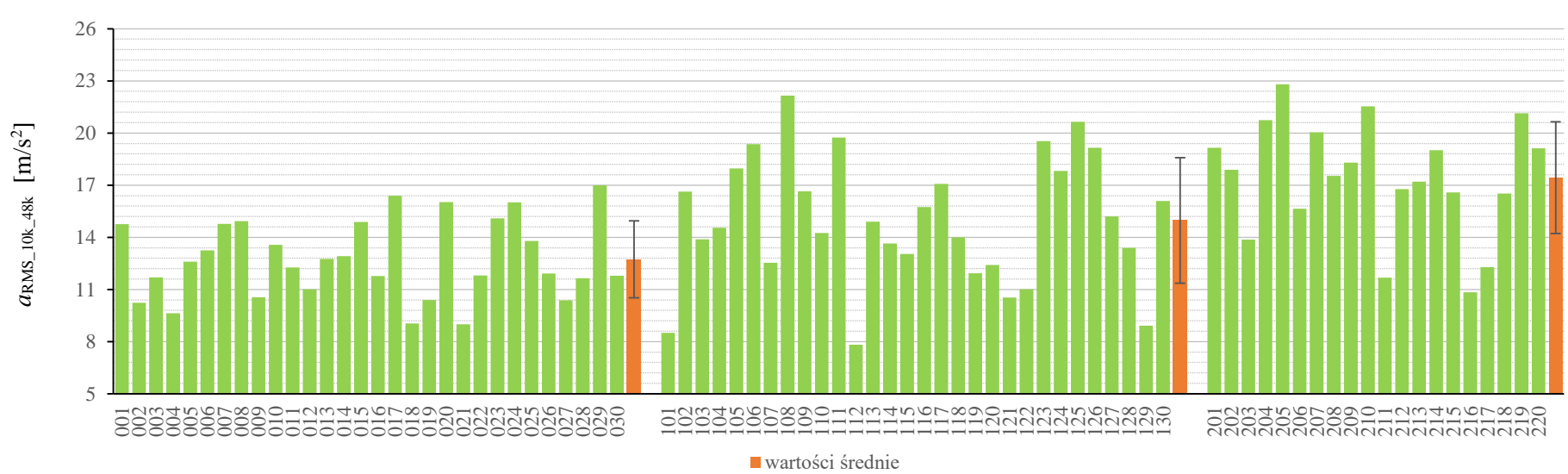
Rys. Z4.8. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań mierzonych w kierunku osiowym – uśredniona wartość szczytowa w paśmie od 250kHz do 1,5 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)



Rys. Z4.9. Wyniki parametryzacji sygnału prędkości drgań w paśmie od 14 Hz do 10 KHz – kurtoza widmowa  $FDK$  w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole) [opr. autor]

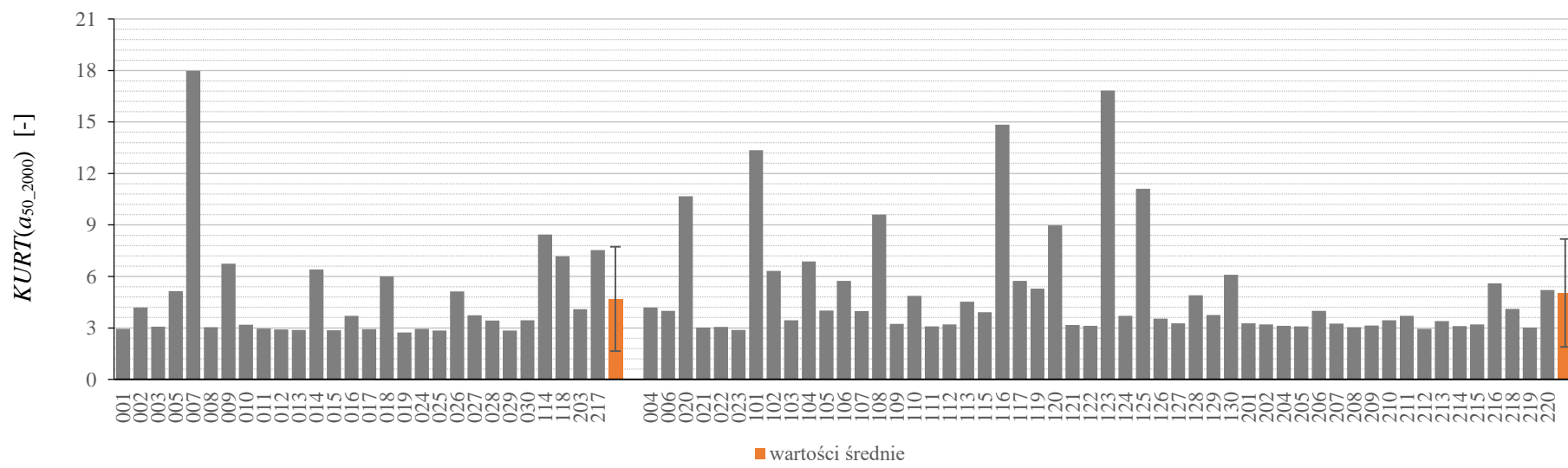
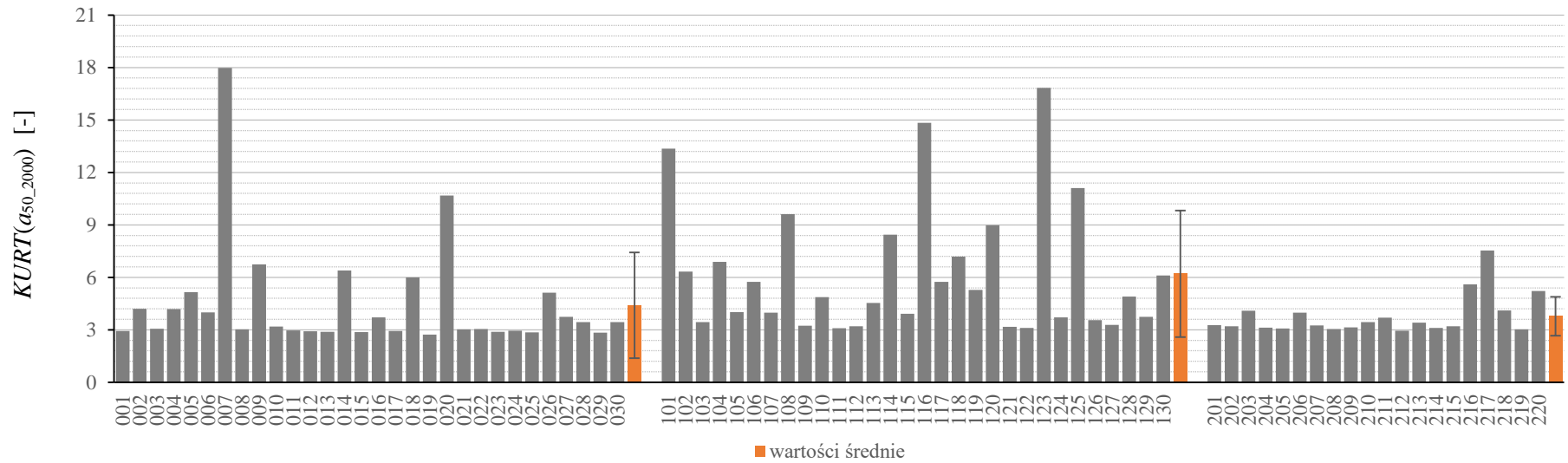


Rys. Z4.20. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań – uśredniona wartość szczytowa w paśmie od 1,5 kHz do 10 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)



Rys. Z4.31. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań – wartość skuteczna w paśmie od 10 kHz do 48 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)

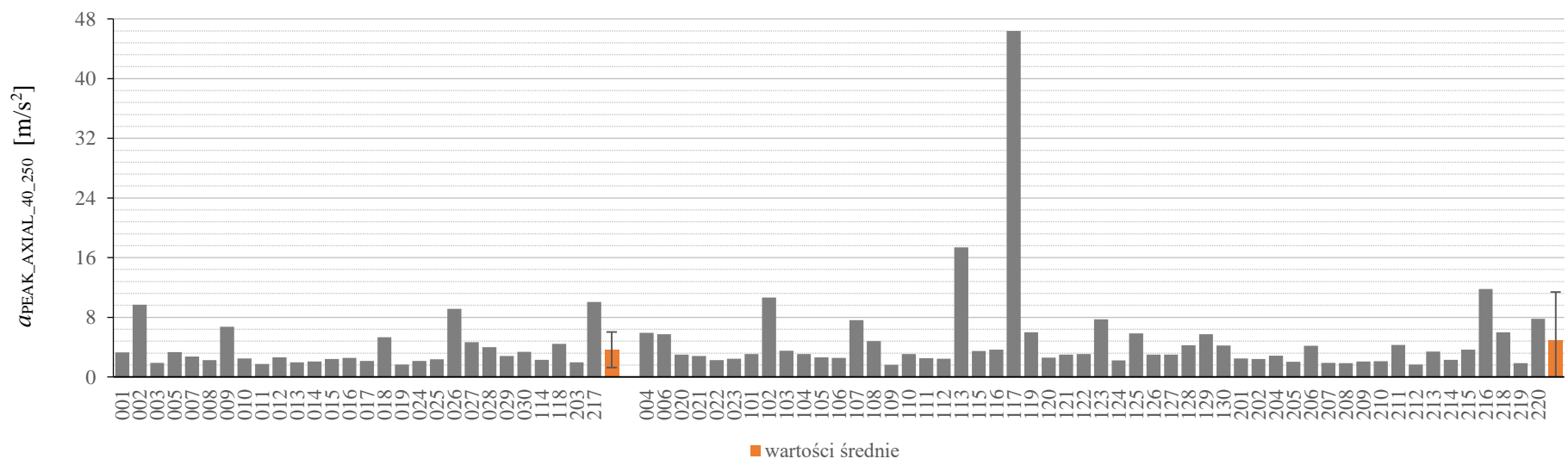
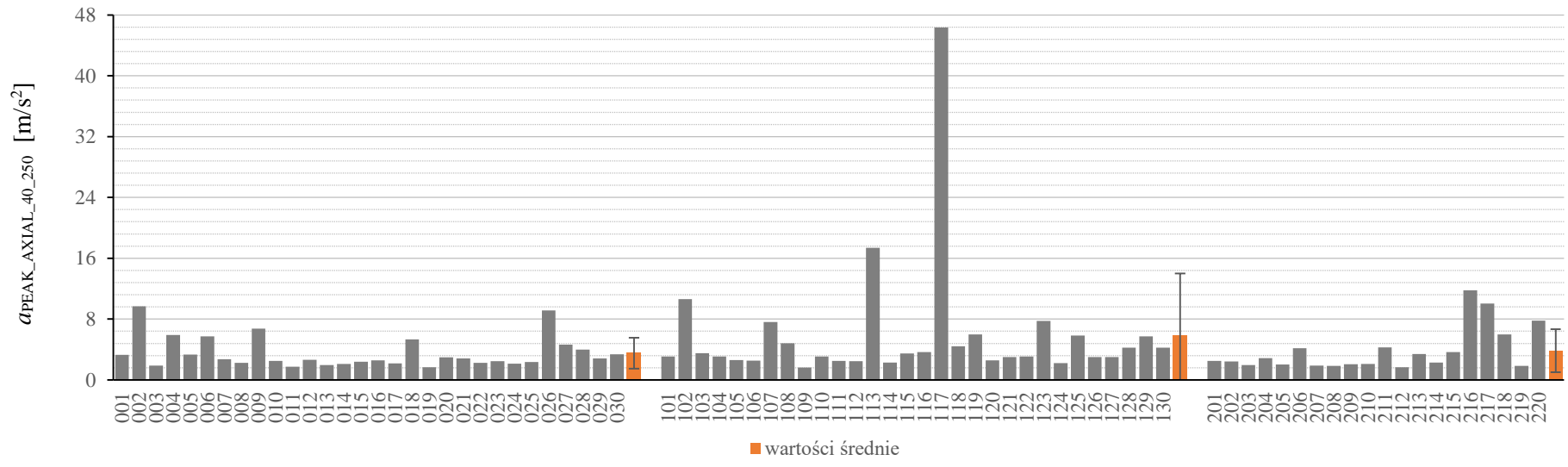




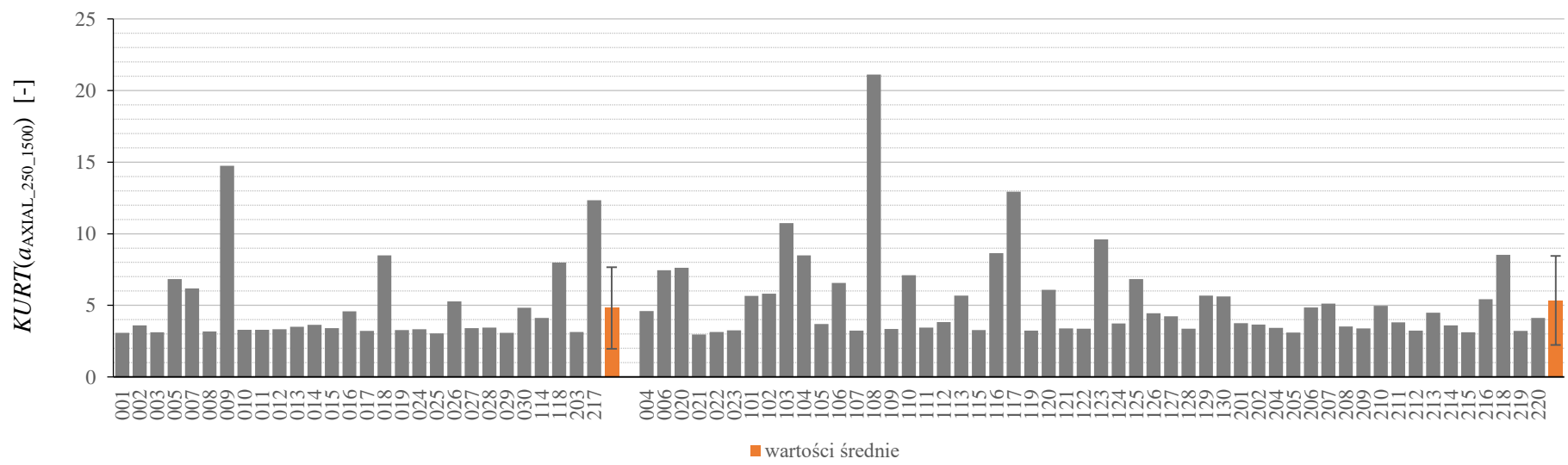
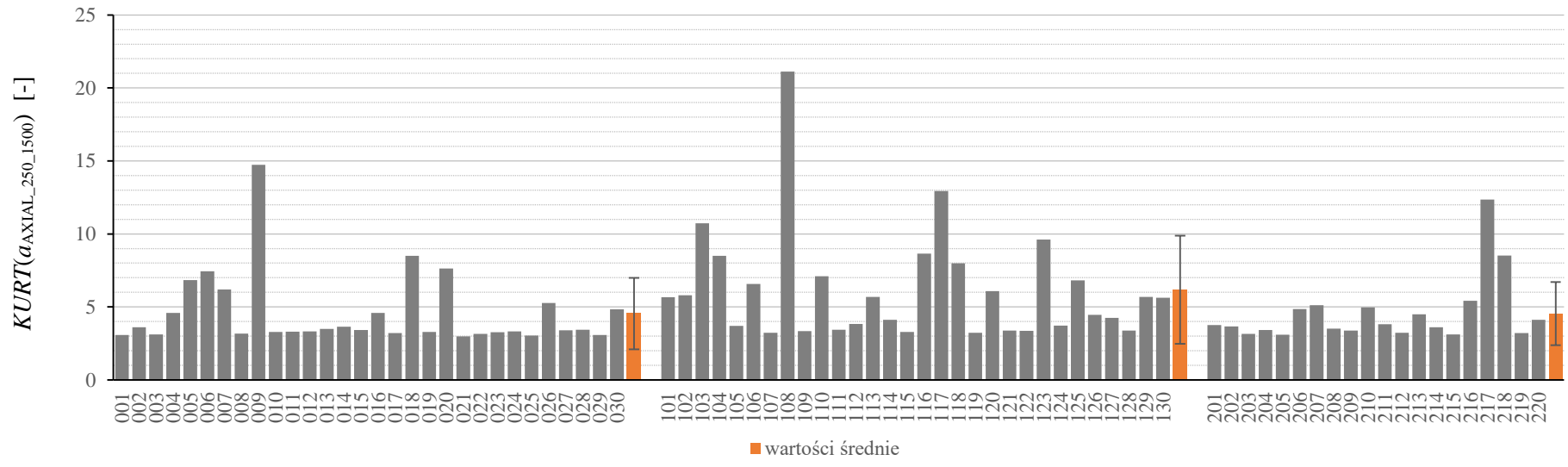
Rys. Z4.42. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań – kurtoza wyznaczona w paśmie od 50 Hz do 2 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)



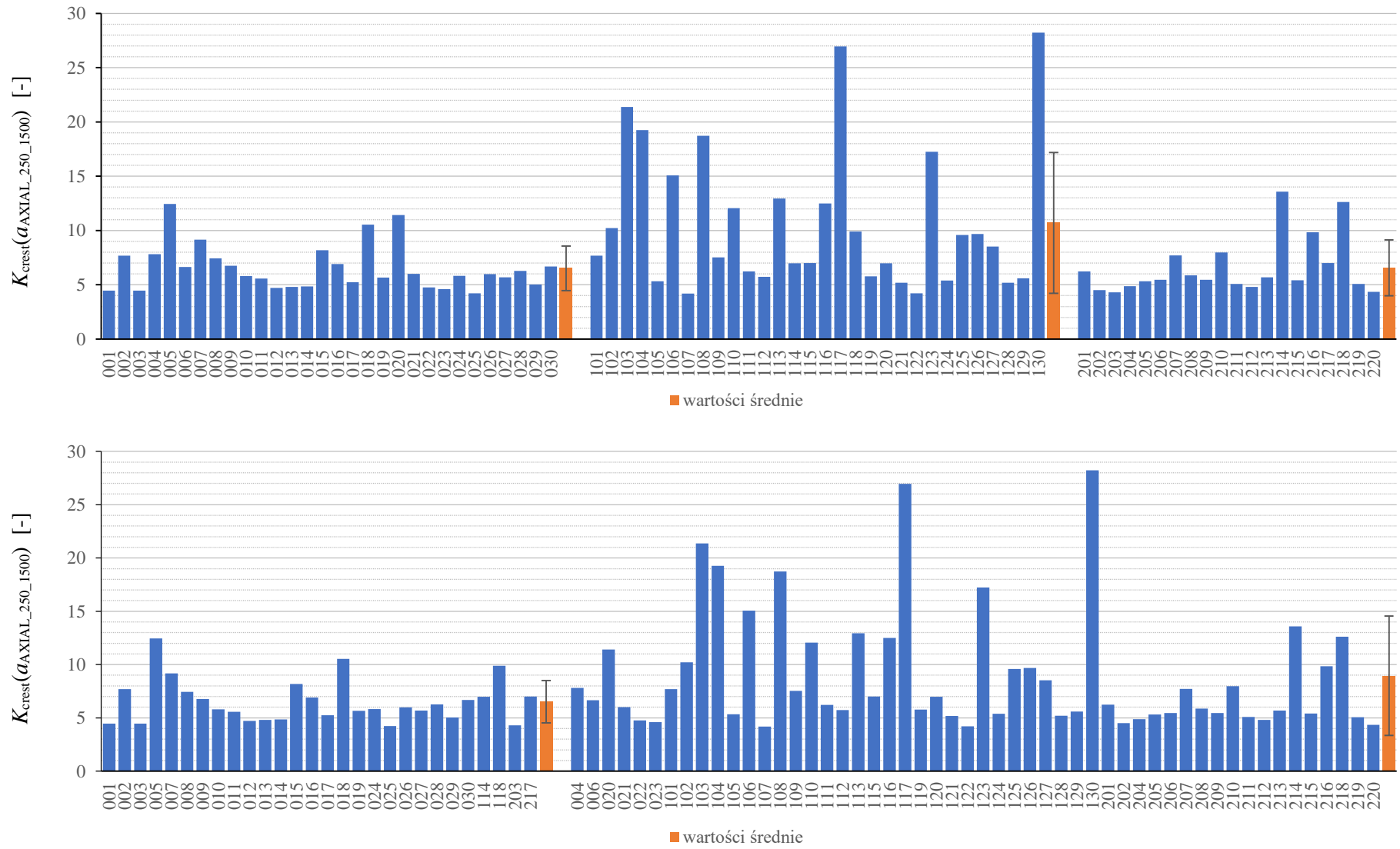
Rys. Z4.53. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań – współczynnik szczytu wyznaczony w paśmie od 10 kHz do 48 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)



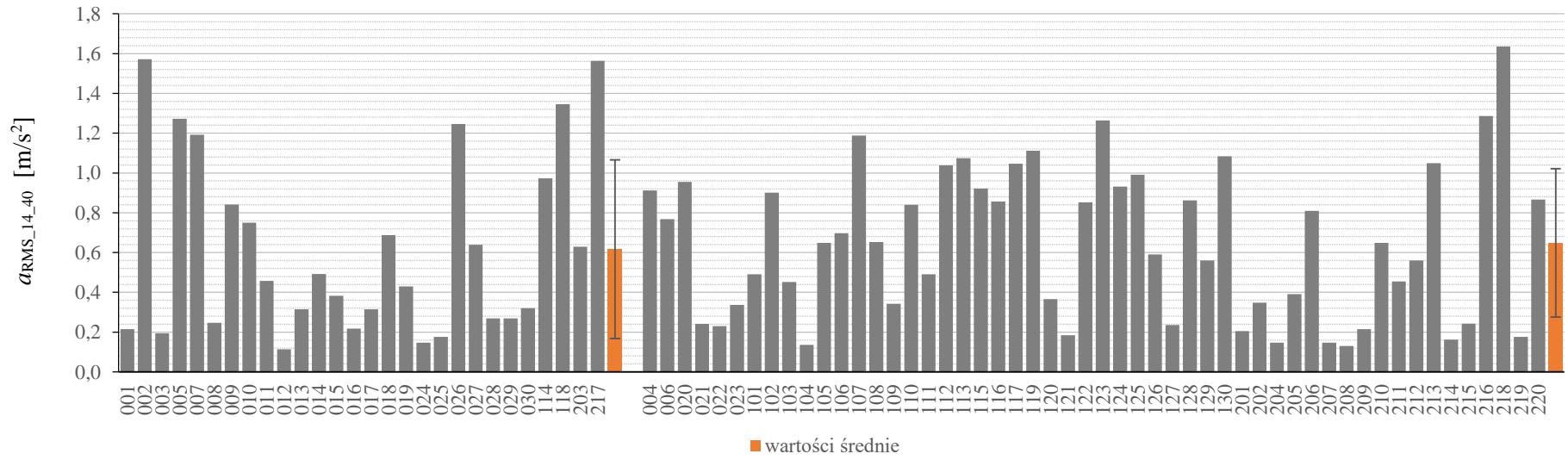
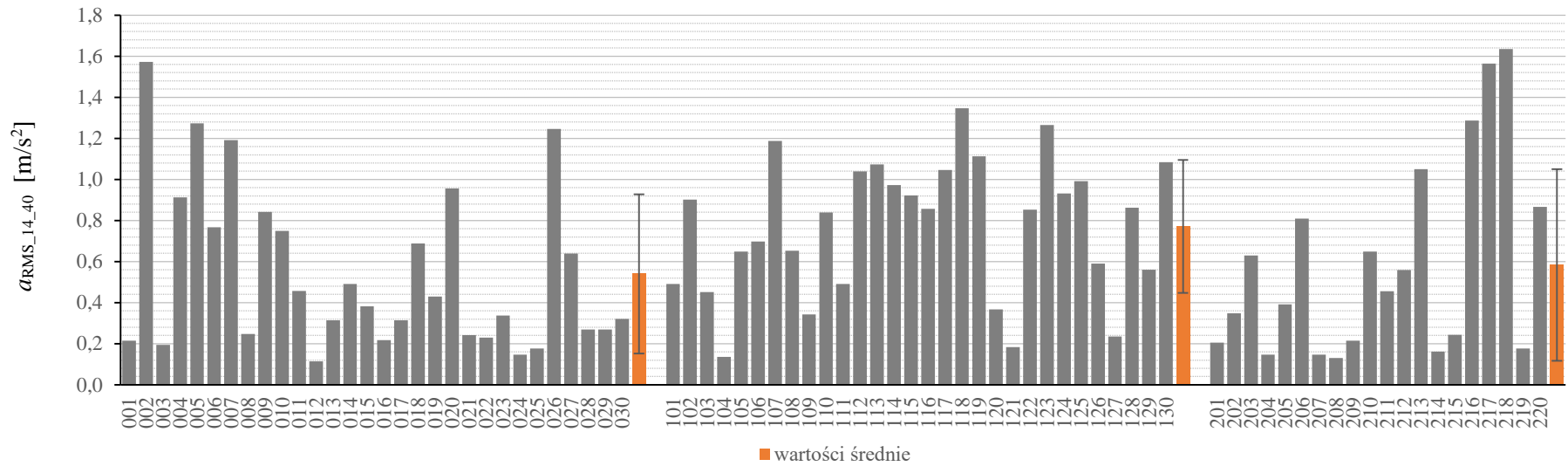
Rys. Z4.64. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań mierzonych w kierunku osiowym – wartość szczytowa w paśmie od 40 Hz do 250 Hz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)



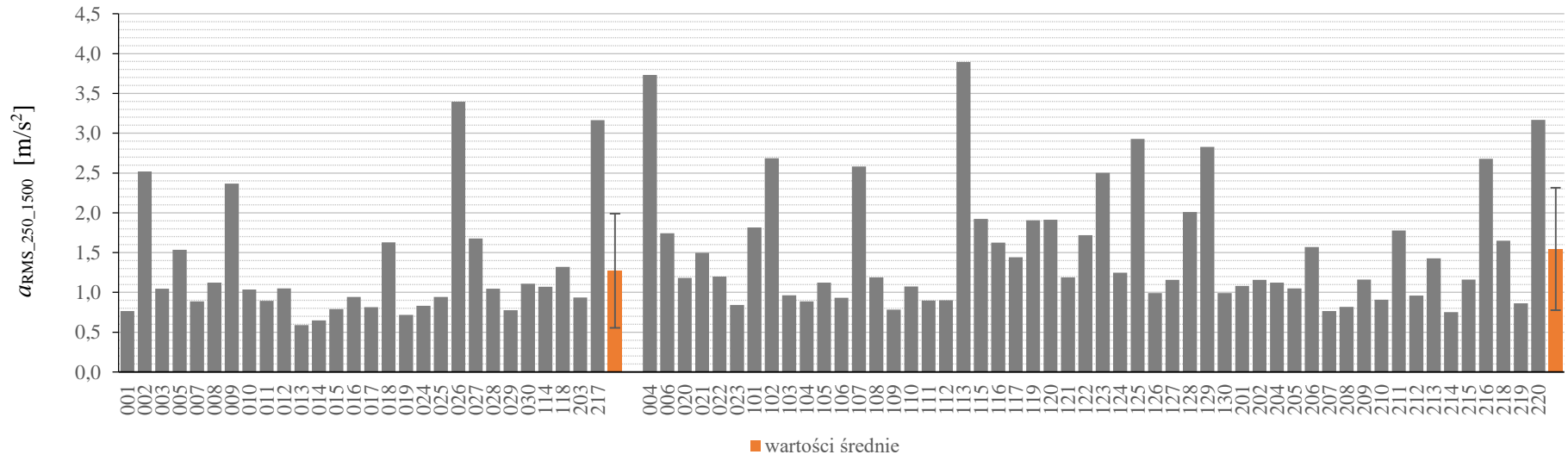
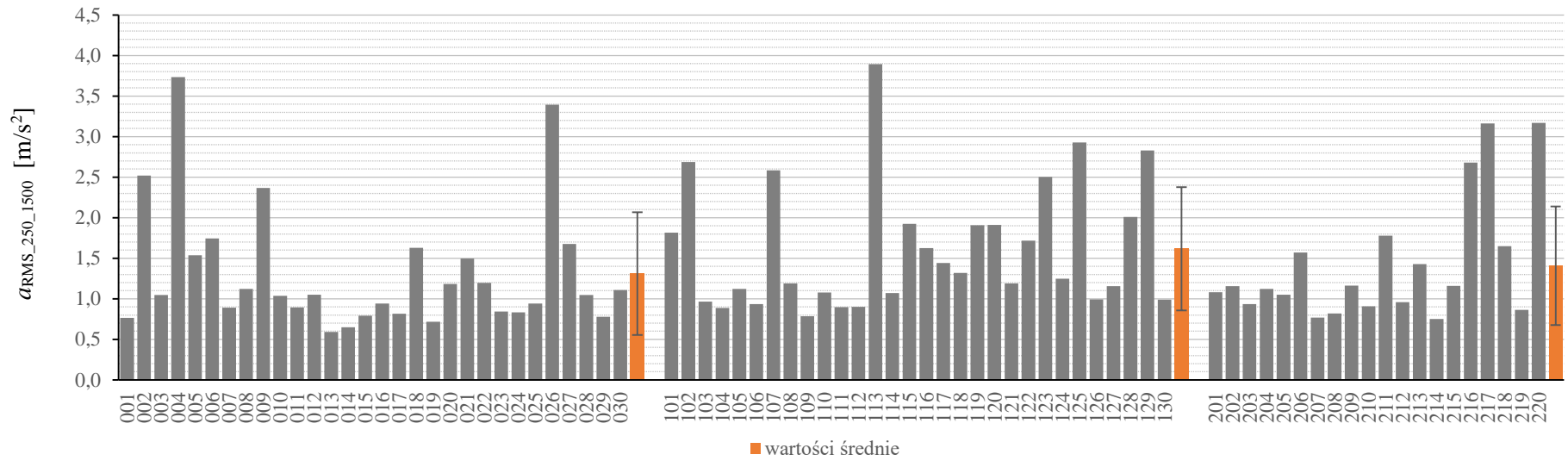
Rys. Z4.75. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań mierzonych w kierunku osiowym – kurtoza wyznaczona w paśmie od 250 Hz do 1,5 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)



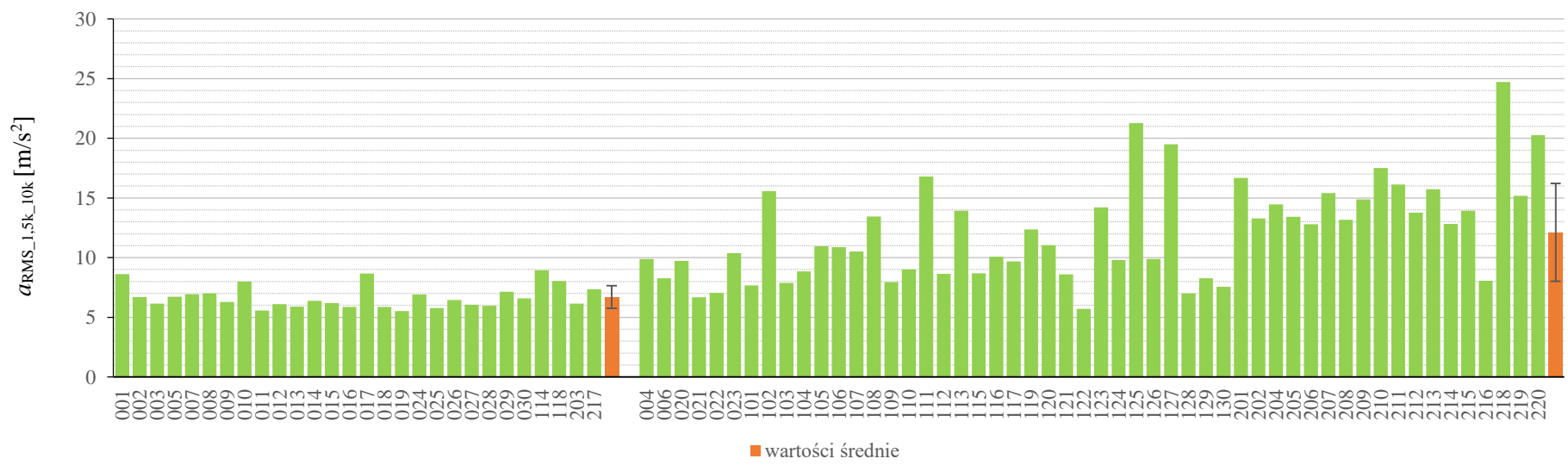
Rys. Z4.86. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań mierzonych w kierunku osiowym – współczynnik szczytu wyznaczony w paśmie od 10 kHz do 48 kHz, w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Krańsk S.A. (na dole)



Rys. Z4.97. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań – wartość skuteczna w paśmie od 14 Hz do 40 Hz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)

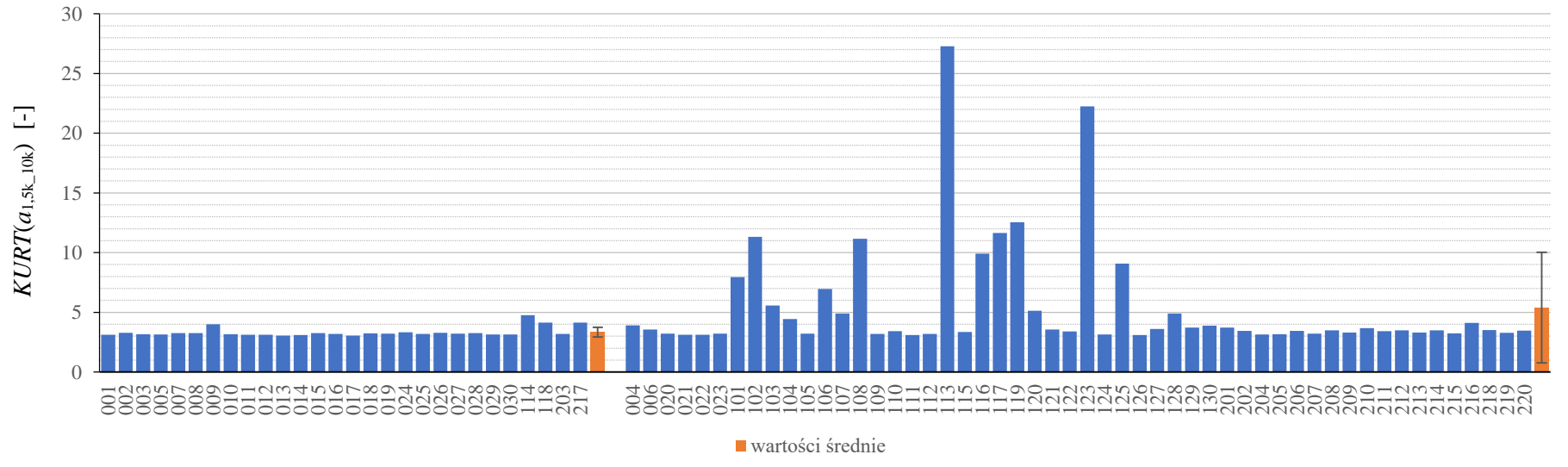
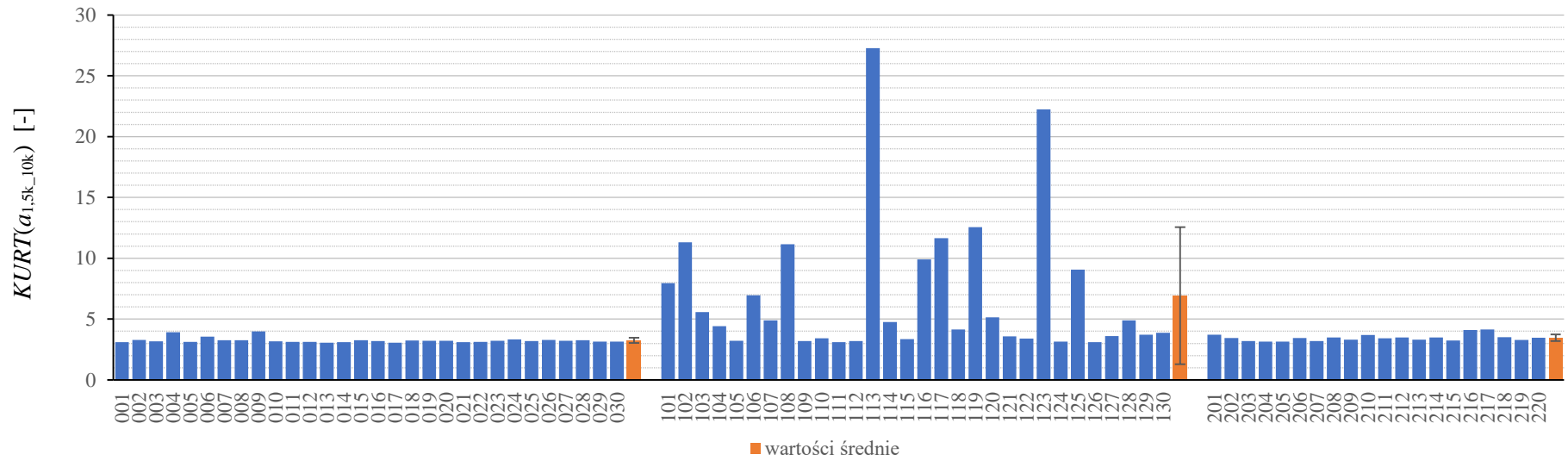


Rys. Z4.108. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań – wartość skuteczna w paśmie od 250 Hz do 1,5 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)

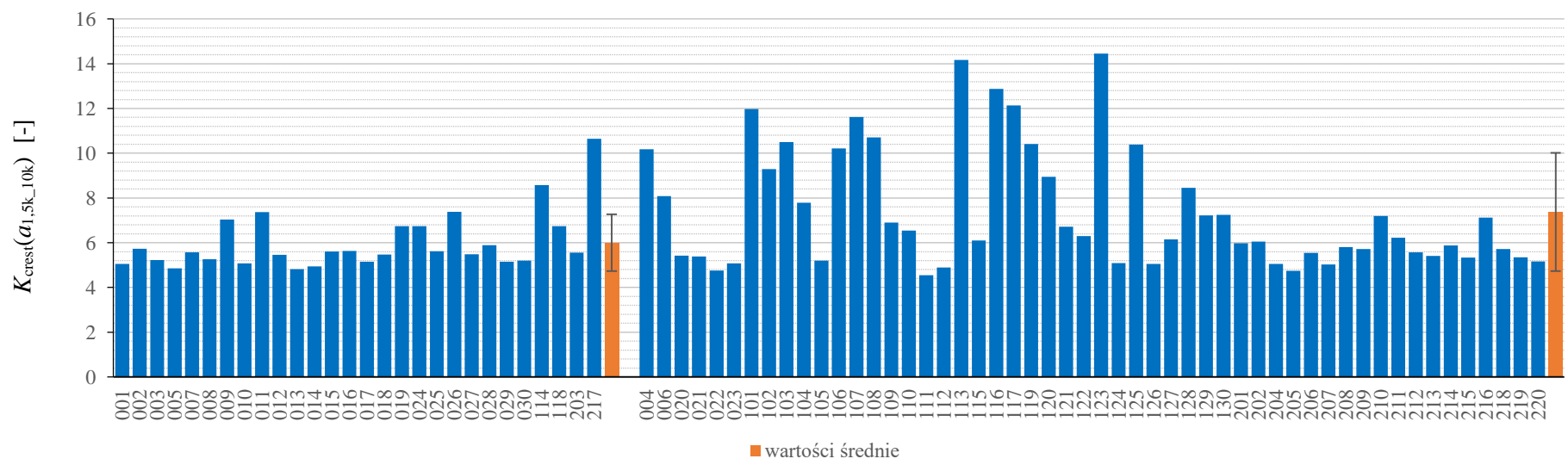
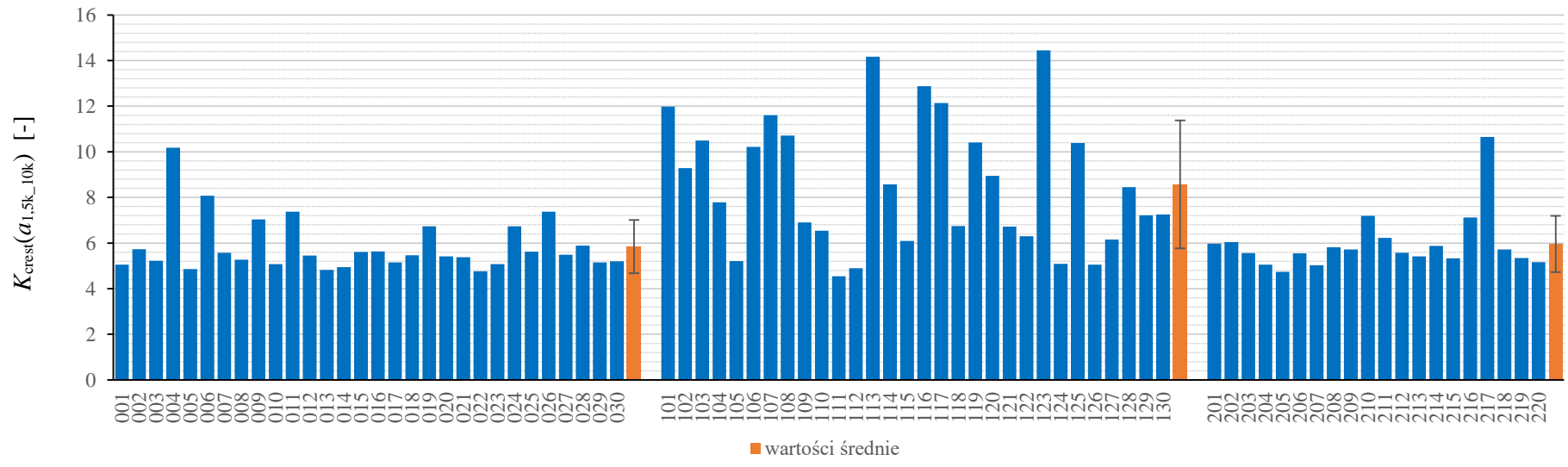


Rys. Z4.119. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań – wartość skuteczna w paśmie od 1,5 kHz do 10 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)

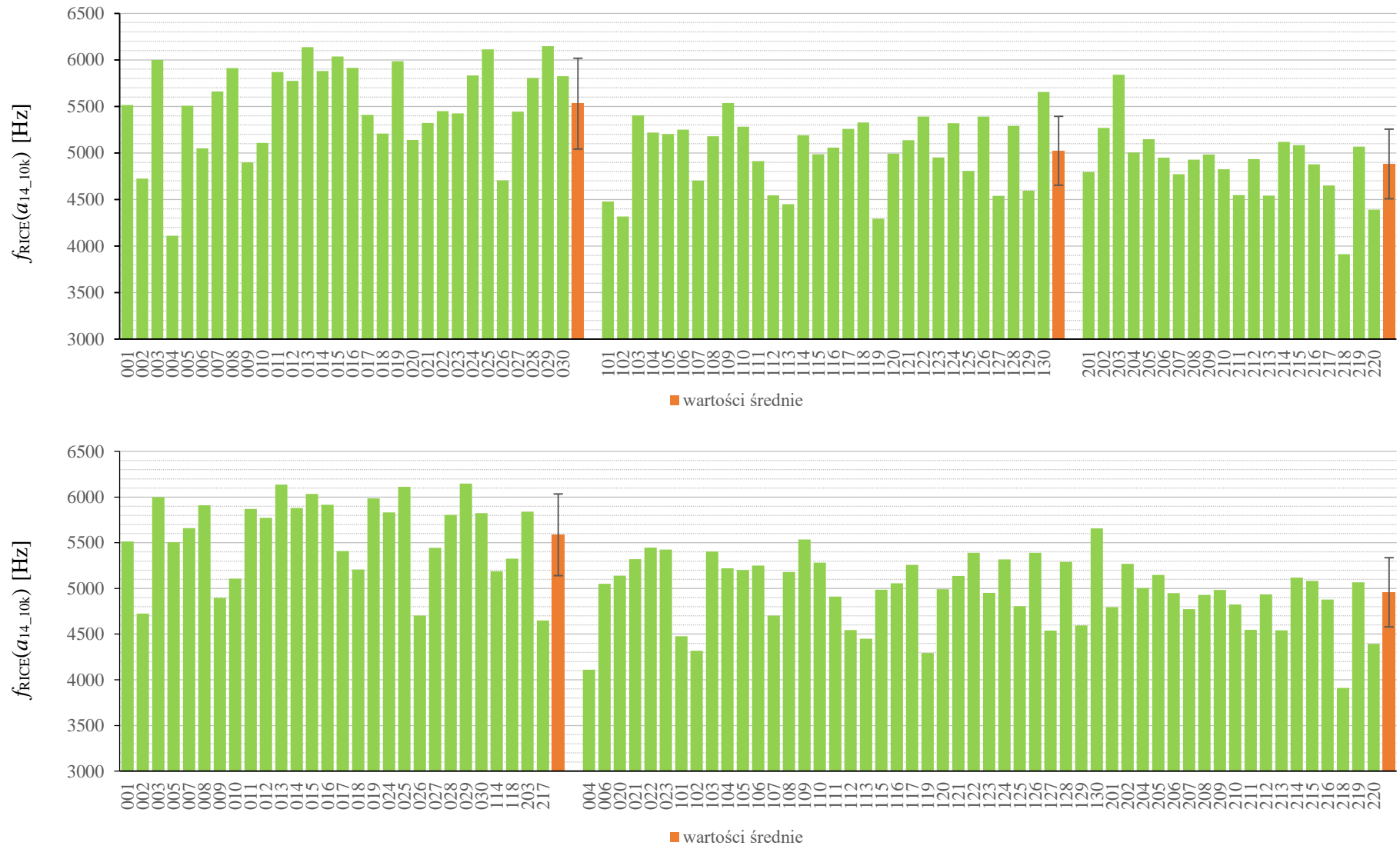




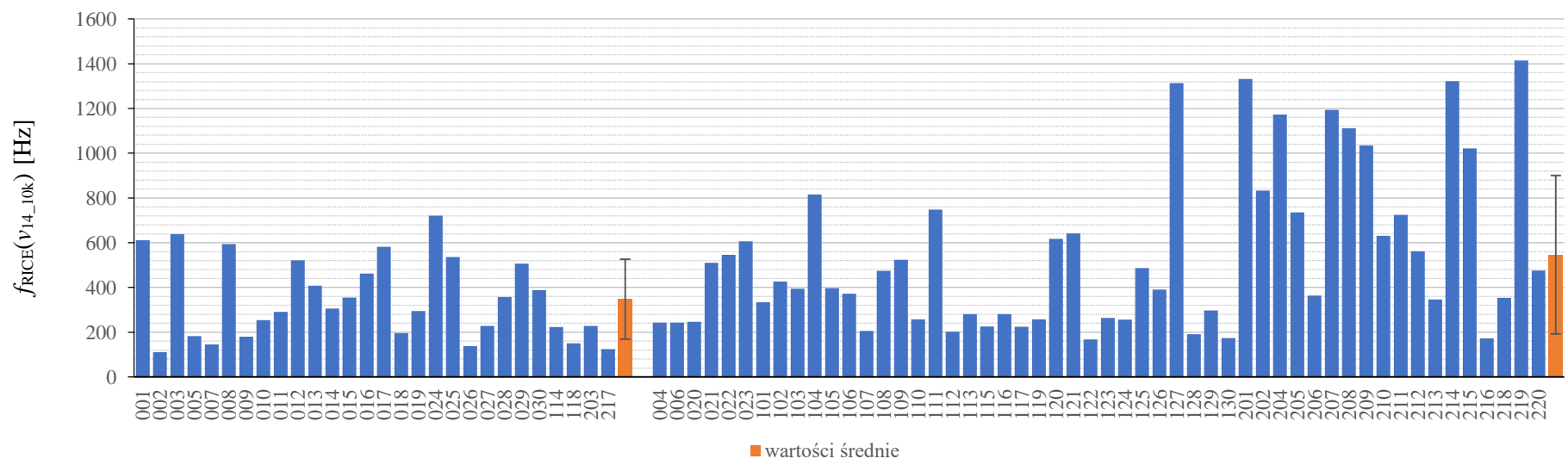
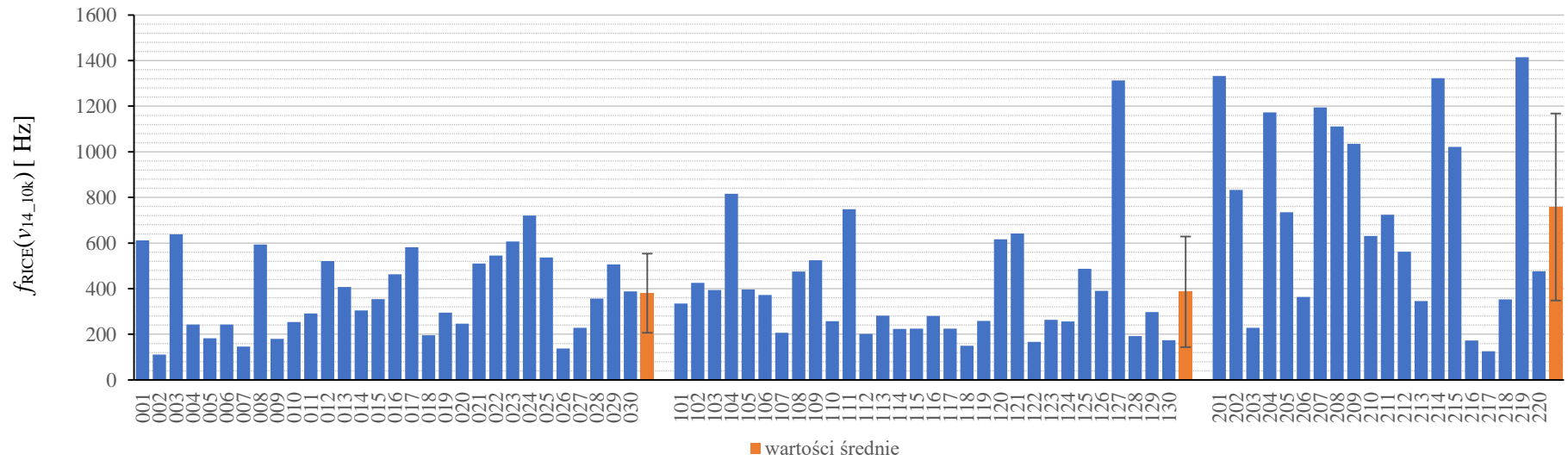
Rys. Z4.20. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań – kurtoza wyznaczona w paśmie od 1,5 kHz do 10 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)



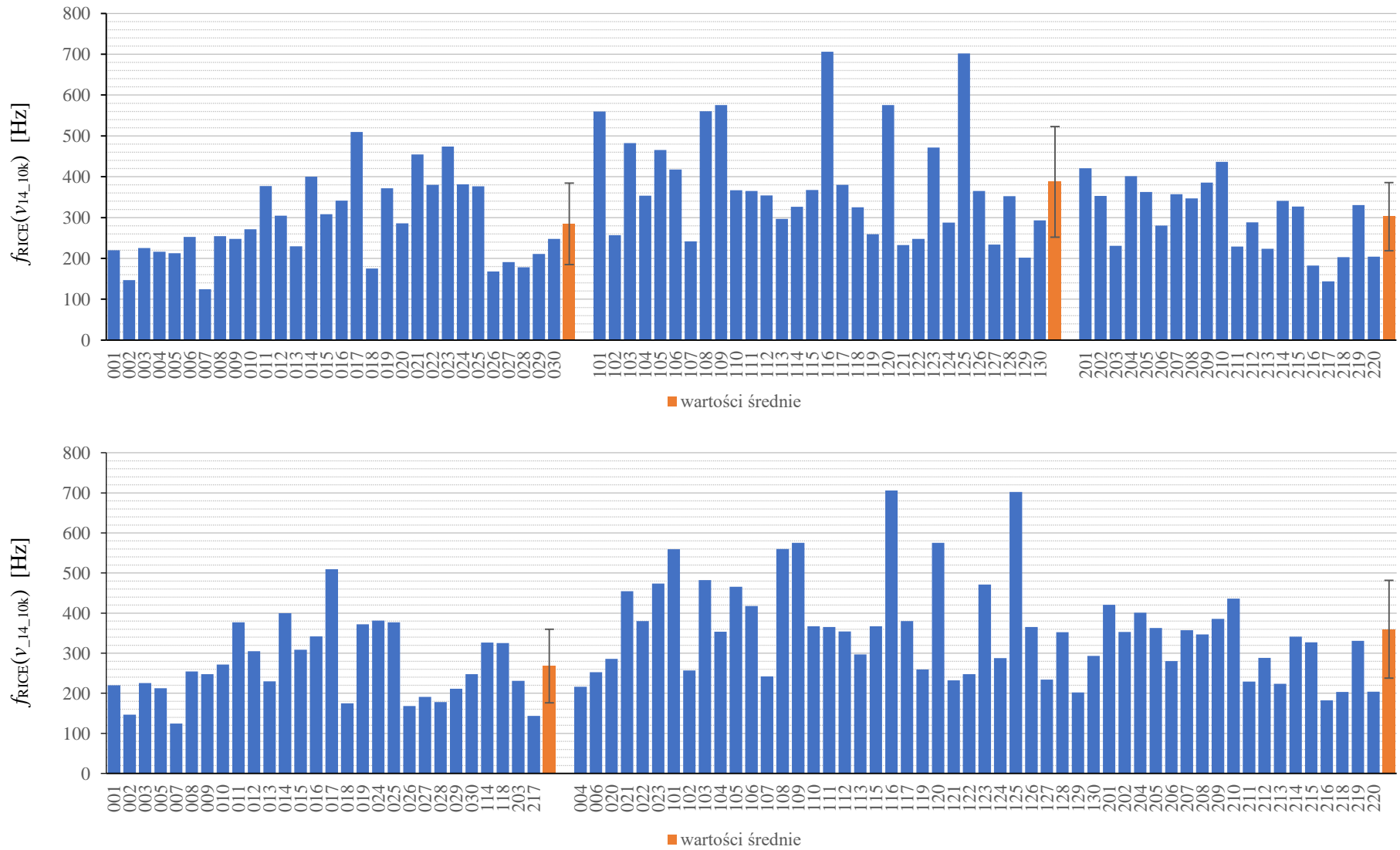
Rys. Z4.21. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań – współczynnik szczytu wyznaczony w paśmie od 1,5 kHz do 10 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Krańsk S.A. (na dole)



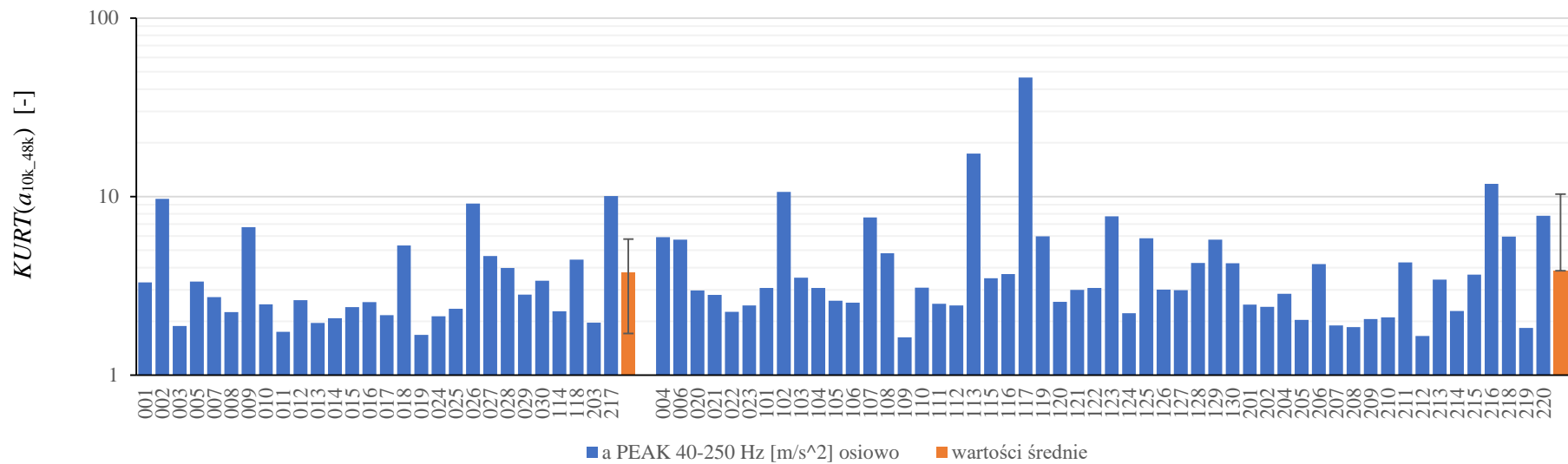
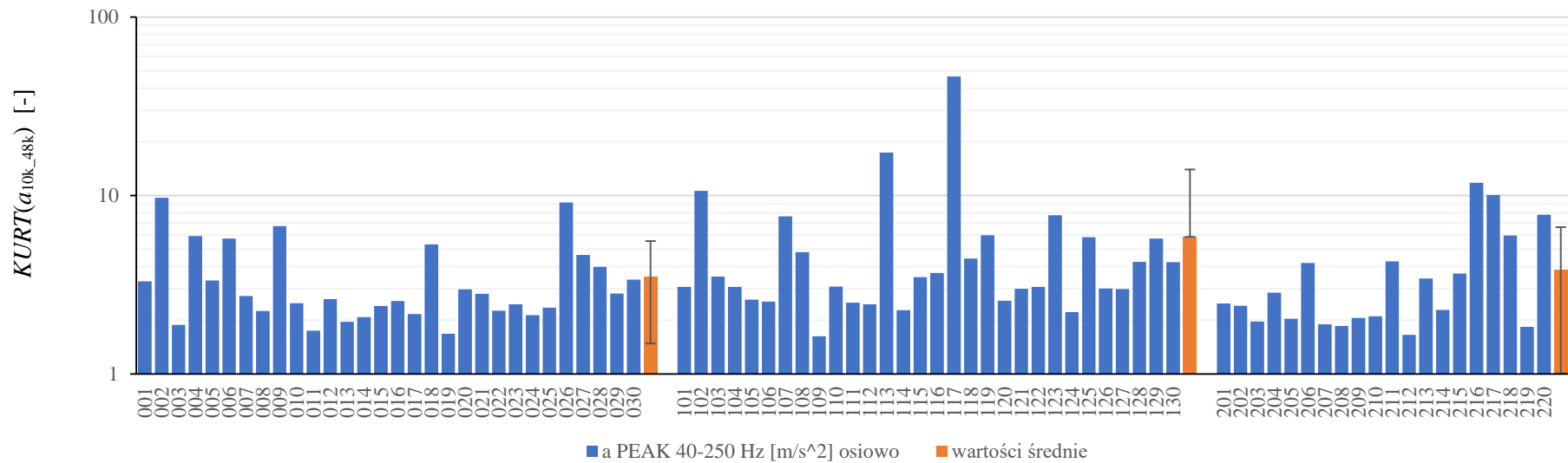
Rys. Z4.22. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań – częstotliwość Rice’a wyznaczona w paśmie od 14 Hz do 10 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)



Rys. Z4.23. Wyniki parametryzacji sygnału prędkości drgań – częstotliwość Rice’a wyznaczona w paśmie od 14 Hz do 10 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)



Rys. Z4.24. Wyniki parametryzacji różnicowego sygnału prędkości drgań – częstotliwość Rice’a wyznaczona w paśmie od 14 Hz do 1,5 kHz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)



Rys. Z4.25. Wyniki parametryzacji sygnału przyspieszeń drgań mierzony w kierunku osiowym – wartość szczytowa w paśmie od 40 Hz do 250 Hz w grupach: po pierwotnej klasyfikacji z wykorzystaniem szumomierza (u góry) i po wtórnej klasyfikacji na stanowisku referencyjnym w PBF Kraśnik S.A. (na dole)