

Politechnika Śląska  
Wydział mechaniczny Technologiczny

## ROZPRAWA DOKTORSKA

mgr inż. Paweł Łój

DIAGNOSTYKA EKSPLOATACYJNA POMP PRÓŻNIOWYCH

Promotor:

prof. dr hab. inż. Wojciech Cholewa

Gliwice, 2023

*Podziękowania*

*Szczególne podziękowania składam Promotorowi pracy  
prof. dr hab. inż. Wojciechowi Cholewie,  
za możliwość podjęcia i realizacji badań,  
oraz za bezcenną pomoc.*

*Dziękuję również Koleżankom i Kolegom z Katedry Podstaw Konstrukcji Maszyn,  
za okazaną mi pomoc i życzliwość w trakcie wykonywania pracy.*

*Pragnę również podziękować całej mojej rodzinie,  
rodzeństwu oraz partnerce Izabelli,  
a przede wszystkim moim rodzicom  
bez których zarówno rozpoczęcie jak i ukończenie niniejszej pracy nie byłoby możliwe.*

# 1 Spis treści

Streszczenie .....	5
Summary .....	6
1 Wstęp.....	7
1.1 Zakres pracy .....	7
2 Geneza pracy .....	8
2.1 Systematyka próżni .....	8
2.2 Zastosowania próżni.....	9
2.3 Rodzaje pomp próżniowych.....	9
2.3.1 Podział pomp próżniowych .....	9
2.3.2 Pompy objętościowe olejowe.....	10
2.4 Zasada działania rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych .....	12
2.5 Budowa i eksploatacja rotacyjnych łopatkowych olejowych pomp próżniowych.....	16
2.6 Bezolejowe łopatkowe rotacyjne pompy próżniowe.....	18
2.7 Awarie i uszkodzenia rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych .....	18
2.8 Aktualny stan wiedzy dotyczący diagnostyki łopatkowych pomp próżniowych .....	24
2.9 Cel pracy.....	25
2.10 Tezy pracy .....	25
2.11 Zaplanowane zadania badawcze.....	25
3 Model sygnału ciśnienia generowanego przez pompę próżniową .....	26
4 Opis zastosowanej metody badania i analizy sygnału ciśnienia.....	30
4.1 Zestawienie toru pomiarowego .....	31
4.2 Procedura stosowana w trakcie rejestracji sygnału ciśnienia .....	34
4.3 Analiza cech punktowych sygnału .....	34
4.4 Uśrednianie synchroniczne.....	36
4.5 Widmo amplitudowe .....	36
4.6 Znormalizowana funkcja autokorelacji .....	37
4.7 Dziedzina drogi kątowej.....	38
4.8 Procedura obliczeniowa.....	39
5 Weryfikacja metody .....	40
5.1 Weryfikacja metody na podstawie symulowanych sygnałów wygenerowanych w oparciu o model matematyczny.....	41
5.1.1 Opis generowania sygnałów.....	41
5.1.2 Wyniki analizy cech punktowych.....	42
5.1.3 Wyniki analizy przy zastosowaniu Uśredniania Synchronicznego .....	42
5.1.4 Wyniki analizy przy zastosowaniu Znormalizowanej funkcji autokorelacji.....	46
5.1.5 Wyniki analizy przy zastosowaniu Transformacji Fouriera .....	48
5.1.6 Wyniki analizy przy zmianie dziedziny analizowanego sygnału .....	49

5.2	Weryfikacja metody na podstawie czynnego eksperymentu diagnostycznego .....	52
5.2.1	Opis generowania sygnałów .....	52
5.2.2	Wyniki analizy cech punktowych.....	53
5.2.3	Wyniki analizy przy zastosowaniu Uśredniania Synchronicznego .....	54
5.2.4	Wyniki analizy przy zastosowaniu Znormalizowanej funkcji autokorelacji.....	60
5.2.5	Wyniki analizy przy zastosowaniu Transformacji Fouriera .....	63
5.2.6	Wyniki analizy przy zmianie dziedziny analizowanego sygnału .....	67
5.3	Weryfikacja metody na podstawie biernego eksperymentu diagnostycznego .....	73
5.3.1	Dane wejściowe do procesu grupowania.....	84
5.3.2	Wyniki procesu grupowania.....	86
5.3.3	Podsumowanie wyników biernego eksperymentu diagnostycznego.....	88
6	Przykład zastosowania opracowanej metody .....	89
6.1	Opis generowania sygnałów .....	89
6.2	Wyniki analizy cech punktowych .....	90
6.3	Wyniki analizy przy zastosowaniu Uśredniania Synchronicznego .....	90
6.4	Wyniki analizy przy zastosowaniu Znormalizowanej Funkcji Autokorelacji.....	92
6.5	Wyniki analizy przy zastosowaniu Transformacji Fouriera .....	94
6.6	Wyniki analizy przy zmianie dziedziny analizowanego sygnału .....	95
6.7	Podsumowanie rozdziału.....	98
7	Uwagi końcowe i wnioski .....	98
7.1	Podsumowanie.....	98
7.2	Wnioski wynikające z pracy.....	98
7.2.1	Wnioski ogólne.....	99
7.2.2	Wnioski szczegółowe .....	99
7.3	Kierunki dalszych badań .....	100
8	Spis rysunków .....	101
9	Spis tabel .....	105
10	Bibliografia.....	106

## Streszczenie

W niniejszej rozprawie przedstawione zostały wyniki prac, których celem było opracowanie metody diagnostyki eksploatacyjnej rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych, które w przemyśle znajdują szerokie zastosowanie. Prace badawcze, jak i opis przebiegu ich realizacji, został podzielony na część teoretyczną, eksperymentalną oraz na część obejmującą weryfikację praktyczną opracowanej metody.

W części teoretycznej, przeprowadzona została analiza budowy oraz studium zasad działania rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych. Ponadto, scharakteryzowane zostały najczęściej pojawiające się awarie i usterki oraz ich skutki. Przeprowadzono również analizę wpływu uszkodzeń łopatek, pojawiających się w trakcie pracy tych pomp, na sygnał ciśnienia i jego wybrane cechy punktowe. Korzystając z otrzymanych wyników badań teoretycznych, zaproponowano metodę analizy sygnału ciśnienia generowanego przez rotacyjne łopatkowe pompy próżniowe, pozwalającą na ocenę i klasyfikację ich stanu.

W części doświadczalnej pracy, przeprowadzone zostały prace badawcze, podczas których przeprowadzony został czynny oraz bierny eksperyment diagnostyczny. Badania przeprowadzone w trakcie czynnego eksperymentu diagnostycznego, miały na celu analizę i weryfikację zaproponowanej, w części teoretycznej, metody diagnostycznej. W tym celu przygotowane i skonfigurowane zostało stanowisko laboratoryjne. Otrzymane wyniki wykazały, że opracowana metoda pozwala na wykrywanie uszkodzeń rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej, a w szczególności na identyfikację i lokalizację uszkodzeń łopatek w niej zainstalowanych.

Badania przeprowadzone w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego, obejmowały wykonanie szeregu pomiarów i rejestracji sygnału ciśnienia generowanego przez różne rotacyjne łopatkowe olejowe pompy próżniowe. Urządzenia te były tego samego typu konstrukcyjnego, lecz znajdowały się w różnym stanie technicznym i charakteryzowały się różnym stopniem zużycia. Otrzymany w ten sposób zbiór sygnałów, po przeprowadzeniu opisanych w pracy analiz, został przyjęty jako dane wejściowe do wstępnych prac związanych z budową automatycznego klasyfikatora, pozwalającego na ocenę stanu rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej oraz wczesne wykrywanie postępujących uszkodzeń.

W weryfikacyjnej części pracy, przeprowadzono udaną próbę zastosowania opracowanej metodyki. Zastosowane metod analizy sygnału ciśnienia i zaproponowany sposób wnioskowania o stanie rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej, pozwoliło na wykrycie niesprawności i skierowanie urządzenia do przeprowadzenia prac remontowo-naprawczych.

W końcowej części pracy zostały sformułowane wnioski o charakterze ogólnym i szczegółowym. Zostały również nakreślone kierunki dalszych prac badawczych i rozwojowych.

## Summary

This thesis presents the results of works aimed at developing a method of operational diagnostics of rotary vane vacuum pumps, which are widely used in industry. The research work, as well as the description of the course of their implementation, has been divided into a theoretical part, an experimental part and a part covering the practical verification of the developed method.

In the theoretical part, an analysis of the construction and the principles of operation of rotary vane vacuum pumps were carried out. In addition, the most common failures and faults and their effects have been characterized. An analysis of the impact of damaged vanes, occurring during the operation of these pumps, on the pressure signal and its selected features, was also carried out. Using the obtained results of theoretical research, a method of analyzing the pressure signal generated by rotary vane vacuum pumps was proposed, allowing for the assessment and classification of their condition.

In the experimental part of the thesis, active and passive diagnostic experiment was carried out. Research conducted during an active diagnostic experiment, were aimed at the analysis and verification of the proposed, in the theoretical part, diagnostic method. For this purpose, a laboratory stand was prepared and configured. The obtained results showed that the developed method allows for the detection of damages of the rotary vane vacuum pump, and in particular for the identification and location of damaged vanes installed in it.

The tests carried out during the passive diagnostic experiment included a series of measurements and recording of the pressure signal generated by various rotary vane wet vacuum pumps. These devices were of the same construction type, but they were in a different technical condition and were characterized by a different degree of wear. The set of signals obtained in this way, after carrying out the analyzes described in the thesis, was adopted as input data for the initial works related to the construction of an automatic classifier, allowing for the assessment of the condition of the rotary vane vacuum pump and early detection of progressive damage.

In the verification part of the work, a successful attempt to apply the developed method was carried out. The applied methods of analyzing the pressure signal and the proposed way of inferring the condition of the rotary vane vacuum pump, made it possible to detect failures and direct the device to carry out renovation and repair works.

In the final part of the thesis, conclusions of a general and specific nature were formulated. Directions for further research and development were also outlined.

# 1 Wstęp

Ciągły dynamiczny rozwój przemysłu, a także trwająca Czwarta Rewolucja Przemysłowa, wymusza potrzebę minimalizacji udziału człowieka w procesie produkcji. Konieczne jest również minimalizacja kosztów eksploatacji, utrzymanie odpowiedniej dyspozycyjności oraz sprawności maszyn oraz urządzeń technicznych, a także zmniejszenie liczby nieplanowanych przestojów i awarii. W tym celu wprowadzane są wszelkiego rodzaju zautomatyzowane środki nadzoru i monitorowania stanu maszyn, wykorzystujące metody Diagnostyki Technicznej i Sztucznej Inteligencji. [1] [2] Celem stosowania tych metod jest pozyskanie informacji o badanym obiekcie, a zwłaszcza:

- diagnozowanie – rozumiane jako określenie bieżącego stanu obiektu;
- genezowanie – rozumiane jako określenie przyczyn zaistnienia obecnego stanu obiektu,
- prognozowanie – rozumiane jako określenie zmian stanu technicznego obiektu mających nastąpić w przyszłości.

Zadania diagnostyki technicznej dotyczą różnych klas obiektów. W pracy tej ograniczono się do pomp próżniowych, a w szczególności do rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych, dlatego też w dalszej części pracy, obiekt diagnozowany będzie nazywany „pompą próżniową” lub „pompą”.

Źródłem informacji o stanie maszyny są sygnały diagnostyczne. Źródłami sygnałów diagnostycznych mogą być zarówno pośrednie procesy towarzyszące działaniu tych maszyn, nazywane często procesami resztkowymi (np. drgania i hałas) lub bezpośrednie procesy właściwe dla tych maszyn, związane z użytecznym ich działaniem. Badanie stanu maszyny polega na detekcji, lokalizacji oraz identyfikacji uszkodzeń i niesprawności maszyny, w wyniku zbierania, przetwarzania, analizy i oceny sygnałów diagnostycznych. W stosowanych aktualnie układach diagnozujących, proces wnioskowania diagnostycznego dokonywany jest na podstawie relacji między cechami sygnałów diagnostycznych i cechami stanu maszyny. W celu wyznaczenia cech sygnałów stosowane są różne metody ich analizy. [3] [4] [5] [6] [7] Metody te pozwalają na uzyskanie cech pojedynczych sygnałów lub też, w wyniku analizy dwóch sygnałów, wyznaczane są ich cechy wzajemne.

## 1.1 Zakres pracy

Praca ta obejmuje opis metody diagnozowania obiektów, jakimi są rotacyjne olejowe łopatkowe pompy próżniowe. Pierwszy rozdział pracy jest krótkim wstępem stanowiącym zwężenie wprowadzenie do tematyki pracy.

W rozdziale drugim umieszczone zostały informacje na temat genezy niniejszej pracy, podstawowe informacje na temat zagadnienia próżni oraz łopatkowych rotacyjnych pomp próżniowych. Obejmuje on opis zasad działania urządzeń będących przedmiotem opisywanych badań, ich budowę i praktyki eksploatacyjne użytkowników. Zawiera również opis najczęstszych awarii tychże urządzeń jak i opis aktualnego stanu wiedzy na temat metod ich diagnozowania. W tym rozdziale zawarte również zostały sformułowane przez autora cele i tezy pracy, jak i zaplanowane zadania badawcze konieczne do ich realizacji.

W rozdziale trzecim zawarty został opis modelu matematycznego sygnału ciśnienia generowanego przez rotacyjne łopatkowe pompy próżniowe, który autor spodziewał się uzyskać w trakcie realizowanych badań.

Rozdział czwarty stanowi opis zastosowanych metod analizy, wraz z opisem urządzenia zbudowanego na potrzeby realizacji koniecznych do wykonania badań i pomiarów. W rozdziale tym

znajdują się opisy zarówno klasycznych metod analizy sygnałów jak i również nowa heurystyczna metoda analizy sygnału ciśnienia, generowanego przez rotacyjne łopatkowe pompy próżniowe, pozwalająca na ocenę ich stanu technicznego

W rozdziale piątym, zawarte zostało sprawozdanie z badań weryfikacyjnych mających charakter analizy wyników pochodzących z modelu matematycznego, czynnego eksperymentu diagnostycznego oraz biernego eksperymentu diagnostycznego, na bazie, których podjęto próbę budowy automatycznego klasyfikatora, służącego, jako wspomagające narzędzie diagnostyczne.

W rozdziale szóstym, umieszczono opis przykładu zastosowania opracowanej metody diagnostycznej, pozwalającej na ocenę stanu badanej rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej.

W rozdziale siódmym, stanowiącym zakończenie niniejszej pracy, umieszczone zostało podsumowanie badań przeprowadzonych w czasie realizacji tejże pracy. Zawiera od również sformułowane wnioski, zarówno te o charakterze ogólnym jak i szczegółowym. Dodatkowo, rozdział ten zawiera zarysowane kierunki możliwych do podjęcia w przyszłości prac badawczych i rozwojowych.

## 2 Geneza pracy

W rozdziale tym przedstawiono zarys teorii próżni i podciśnienia, opisane zostały różne rodzaje pomp próżniowych, zaprezentowana została zasada działania oraz wyszczególnione zostały obszary zastosowania rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych, jak i najczęściej występujące w nich awarie i uszkodzenia. Przedstawiono również aktualny stan wiedzy dotyczącej diagnozowania i napraw tych pomp. Rozważania te stały się podstawą do sformułowania problemu badawczego, ustalenia celu i zakresu pracy oraz przedstawienia zawartych w niej tez.

### 2.1 Systematyka próżni

Termin „próżnia”, w języku potocznym, odnosi się dosłownie do przestrzeni całkowicie pozbawionej materii. W języku technicznym i naukowym, terminem tym określa się stan gazu, którego ciśnienie oraz koncentracja, są niższe niż od koncentracji i ciśnienia gazów znajdujących się przy powierzchni Ziemi. Im niższe ciśnieni gazu, tym wyższa będzie próżnia. Do precyzyjnego określania próżni, można zatem stosować tradycyjne jednostki ciśnienia. Podstawową jednostką ciśnienia w układzie SI jest Pascal [Pa], natomiast niejako chętniej stosowaną przez producentów urządzeń próżniowych jest hektopascal [hPa] lub milibar [mbar]. Wzajemne związki pomiędzy tymi jednostkami pokazuje zależność (1). [8]

$$1 [mbar] = 1 [hPa] = 100 [Pa] \quad (1)$$

Zgodnie z przyjętą powyżej definicją, o próżni można mówić zarówno w momencie obniżenia ciśnienia do 600 [mbar], tak samo jak i przy obniżeniu ciśnienia do 0,001 [mbar]. Natomiast zjawiska fizyczne występujące w tych warunkach, metody ich wytworzenia i pomiaru są zupełnie inne. W celu precyzyjnego określania stanu próżni wprowadzony został podział stosowanego zakresu podciśnień, który to został przedstawiony w tabeli Tabela 1. [8]



Tabela 1. Podział próżni na zakresy podciśnienia. [9] [10]

Poziom ciśnienia	Ciśnienia [mbar]
Ciśnienie atmosferyczne	1013,25
Próżnia niska (LV)	300 do 1
Próżnia średnia (MV)	1 do $10^{-3}$
Próżnia wysoka (HV)	$10^{-3}$ do $10^{-7}$
Próżnia bardzo wysoka (UHV)	$10^{-7}$ do $10^{-12}$
Próżnia ekstremalnie wysoka (XHV)	$<10^{-12}$

## 2.2 Zastosowania próżni

Próżnia i podciśnienie szeroko stosowana jest w wielu współczesnych gałęziach techniki, przemysłu i nauki. Do typowych i często spotykanych operacji i zastosowań próżni można zaliczyć:

- Otrzymywanie bardzo czystych materiałów, szczególnie zawierających pierwiastki, które łatwo reagują z gazami w ziemskiej atmosferze.
- Usuwanie gazów i składników lotnych rozpuszczonych w materiałach.
- Wytwarzanie cząstek materii o dużych energiach.
- Wytwarzanie cienkich warstw i powłok, a także dokładne czyszczenie powierzchni.
- Kontrola statków powietrznych, pojazdów kosmicznych, sztucznych satelitów Ziemi i ich wyposażenia. [8]
- Przetwarzanie mleka, ekstraktów z kawy bądź herbaty, liofilizowanie, szybkie chłodzenie, przyspieszanie wnikania roztworów do ciał stałych, ograniczanie kontaktu z tlenem oraz wprowadzanie modyfikowanej lub kontrolowanej atmosfery pakowania w przemyśle spożywczym. [11]
- Transport i odgazowanie masy ceramicznej w przemyśle przetwórstwa i produkcji ceramiki.
- Systemy próżniowe do produkcji leków w przemyśle farmaceutycznym.
- Wspomaganie wstrzykiwania tworzyw do form w przetwórstwie tworzyw sztucznych i w przemyśle gumowym.
- Różnego rodzaju operacje przytrzymywania i przenoszenie detali, stosowane w wielu gałęziach przemysłu. [12] [13] [14] [15] [16] [17]

## 2.3 Rodzaje pomp próżniowych

Celem rozdziału jest szczegółowy opis środków technicznych jakim są pompy próżniowe. Stanowi to punkt wyjścia dla wyboru rodzaju diagnozowanych urządzeń, do opisu ich zasady działania a także do opisu najczęściej spotykanych usterek oraz problemów eksploatacyjnych.

### 2.3.1 Podział pomp próżniowych

Obecnie, pompy próżniowe znajdujące zastosowanie w przemyśle, można podzielić na dwie grupy, zależnie od ciśnienia końcowego uzyskiwanego przez te urządzenia. Do pierwszej grupy zaliczane są pompy, umożliwiające odpompowanie zbiórka próżniowego, poczynając od ciśnienia atmosferycznego do ciśnienia o wartości 1 [Pa]. Znaczną większość tych urządzeń stanowią

objętościowe pompy olejowe bądź suche oraz pompy Roots'a. Do drugiej grupy zalicza się pompy próżni wysokiej i ultrawysokiej, pozwalające na osiągnięcie ciśnienia końcowego o wartości poniżej  $10^{-5}$  [Pa]. Są to pompy dyfuzyjne, molekularne, turbomolekularne oraz pompy sorpcyjne. Pompy próżni wysokiej, uzyskują maksymalne szybkości pompowania dopiero przy ciśnieniu sięgającym  $10^{-2}$  [Pa], dlatego też muszą one współpracować z pompami próżni wstępnej. Istnieje również inny podział pomp próżniowych, wyróżniający pompy przepływowe i pompy akumulacyjne. Działanie pomp przepływowych polega na przepompowywaniu gazu ze zbiornika do atmosfery lub innej pompy połączonej z jej wylotem. Pompy akumulacyjne natomiast, magazynują gaz w wyniku zachodzących wewnątrz pompy procesów sorpcji fizycznej lub chemicznej. [10] [18] [19] [20] [21] [22] [23] [24]

### 2.3.2 Pompy objętościowe olejowe

Objętościowe pompy próżniowe działają w oparciu o prawo Boyle'a-Mariotte'a, zapisanego za pomocą zależności (2).

$$p \cdot V = const \quad (2)$$

Przyjęto założenie, że istnieje zbiornik o objętości  $V$ , wypełniony gazem o ciśnieniu atmosferycznym. Do tegoż zbiornika, za pomocą zaworu, niech będzie podłączony inny zbiornik o objętości  $V_z$ , w którym wcześniej zostało obniżone ciśnienie do wartości  $p_\infty$ , które to jest wielokrotnie niższe od ciśnienia atmosferycznego  $p_{atm}$ .

$$p_\infty \ll p_{atm} \quad (3)$$

Po otwarciu zaworu pomiędzy zbiornikami, zgodnie z prawem Boyle'a-Mariotte'a, co zapisano z pomocą zależności (4):

$$V \cdot p_{atm} + V_z \cdot p_\infty = (V + V_z) \cdot p_1 \quad (4)$$

w obu zbiornikach ustalone zostanie ciśnienie  $p_1$ , które po odpowiednich przekształceniach można wyznaczyć korzystając z zależności (5).

$$p_1 = \frac{V}{V + V_z} \cdot p_{atm} + \frac{V_z}{V + V_z} \cdot p_\infty \quad (5)$$

Poprzez analogię można stwierdzić, że po zamknięciu zaworu 1 i rozpoczęciu drugiego cyklu ssania, czyli po otwarciu zaworu 2, w opróżnianym zbiorniku ustalona zostanie wartość ciśnienia  $p_2$ :

$$p_2 = \left( \frac{V}{V + V_z} \right)^2 \cdot p_{atm} + \frac{V \cdot V_z}{(V + V_z)^2} \cdot p_\infty + \frac{V_z}{V + V_z} \cdot p_\infty \quad (6)$$

Analogicznie po cyklu trzecim, czyli otwarciu zaworu 3, ustalone zostanie ciśnienie  $p_3$ :

$$p_3 = \left( \frac{V}{V + V_z} \right)^3 \cdot p_{atm} + \frac{V^2 \cdot V_z}{(V + V_z)^3} \cdot p_\infty + \frac{V \cdot V_z}{(V + V_z)^2} \cdot p_\infty + \frac{V_z}{V + V_z} \cdot p_\infty \quad (7)$$

Zależność (7), po odpowiednich przekształceniach można zapisać w postaci zależności (8).

$$p_3 = \left(\frac{V}{V + V_z}\right)^3 \cdot p_{atm} + \left(\frac{V_z}{V + V_z}\right) \cdot p_\infty \cdot \left[\frac{V^2}{(V + V_z)^2} + \frac{V}{V + V_z} + 1\right] \quad (8)$$

Ponieważ funkcja, zapisana za pomocą zależności (9),

$$f(x) = \frac{1}{1 - x} \quad (9)$$

posiada rozwinięcie w szereg geometryczny, którego postać pokazuje w zależności (10),

$$f(x) = \sum_{n=0}^{\infty} 1 \cdot x^n = 1 + x + x^2 + x^3 + \dots = \frac{1}{1 - x} \quad (10)$$

to można wykazać, że po  $k$ -tym cyklu ssania, czyli po otwarciu  $k$ -tego zaworu, ciśnienie w opróżnianym zbiorniku będzie równe:

$$p_k = \left(\frac{V}{V + V_z}\right)^k \cdot p_{atm} + p_\infty \quad (11)$$

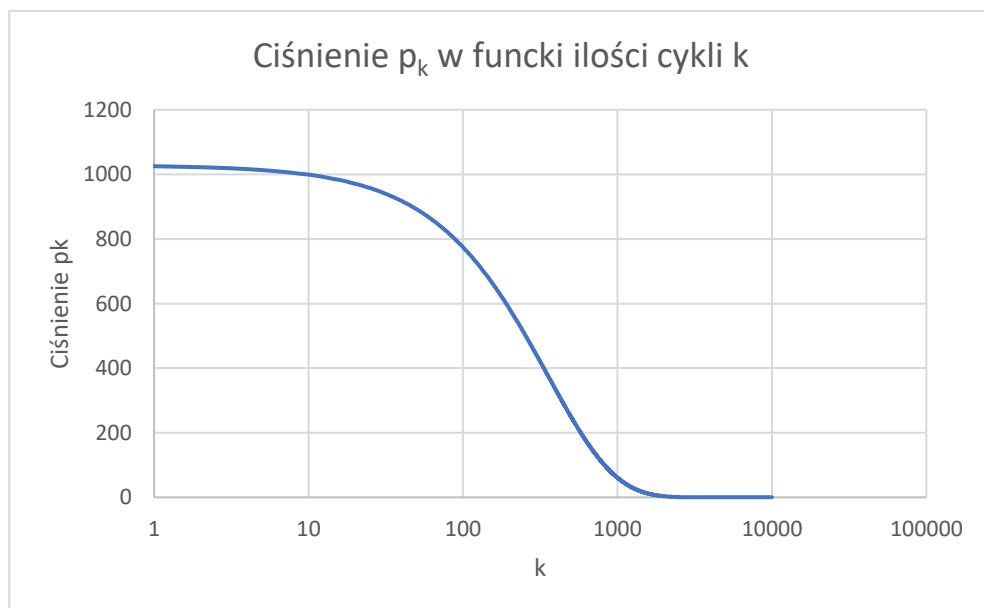
Łatwo więc zauważyć, że jeżeli

$$k \rightarrow \infty \quad (12)$$

to

$$p_k \rightarrow p_\infty \quad (13)$$

Teoretyczny przebieg ciśnienia w pompowanym zbiorniku, będący ilustracją zależności (11), przedstawia rysunek Rys. 1.

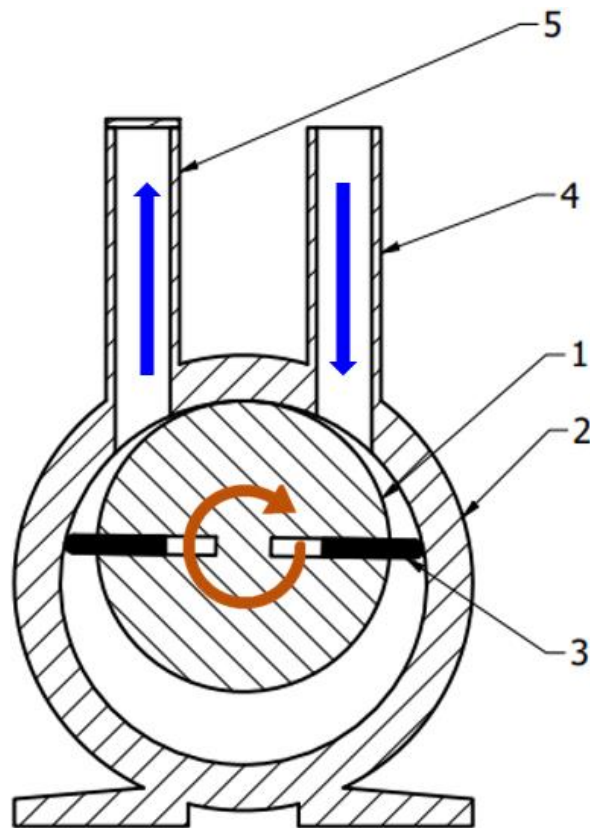


Rys. 1. Teoretyczny przebieg ciśnienie w pompowanym zbiorniku.

Oczywisty problem otwierania, dążącej do nieskończoności liczby zbiorników o objętości  $V_z$ , rozwiązał Otto von Guericke, budując w 1650 r. pierwszą pompę próżniową, wykorzystującą rozwiązanie ówczasnie stosowane w tłokowych pompach wodnych. W dzisiejszej technice, tłokowe pompy próżniowe nie znajdują szerokiego zastosowania, ze względu na relatywnie dużą ilość gazu pozostającą w objętości  $V_z$ , oraz ze względu na dużą powierzchnię tarcia tłoka o cylinder. Najbardziej i rozpowszechnianą i najszerzej stosowaną grupą objętościowych pomp próżniowych, stanowią obecnie olejowe i bezolejowe pompy rotacyjne. [25] W literaturze wciąż można znaleźć opis prac prowadzonych w celu modernizacji tych urządzeń i ulepszaniu istniejących projektów [26] [27] [28].

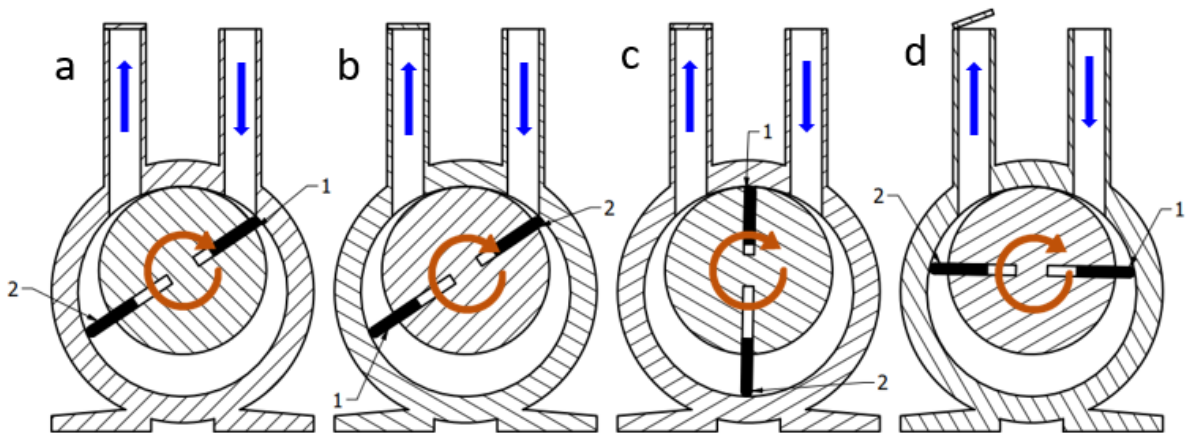
## 2.4 Zasada działania rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych

Budowa schematycznej rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej, została pokazana na rysunku Rys. 2, niebieskimi strzałkami zaznaczony został kierunek przepływu medium natomiast brązową strzałką zaznaczony został kierunek obrotów wirnika. Głównymi elementami pompy, jest wirujący wirnik (1) wraz z ruchomymi łopatkami (3), oraz cylindryczny stator (2). Wirnik łożyskowany jest w pokrywach, które szczelnie zamykają stator z obu stron. Wirnik jest umieszczony w statorze niecentrycznie, w taki sposób, aby pomiędzy ich powierzchniami istniała szczelina rzędu 0,05 mm. Wzdłuż wirnika nacięcie są symetrycznie dwa rowki, w których znajdują się łopatki dociskane siłą odśrodkową do gładzi cylindra (statora). Po obu stronach statora, znajdują się dwa króćce, z których prawy stanowi wlot (4), a lewy, zamykany zaworem zwrotnym, stanowi wylot pompy (5). Pompa umieszczona jest w zbiorniku z olejem i zanurzona na tyle głęboko, aby poziom oleju znajdował się powyżej zaworu wylotowego. Olej stosowany jest w celu uszczelnienia współpracujących ze sobą elementów, zmniejszenia wzajemnego ich tarcia, równomiernego rozprzodzenia ciepła wydzielającego się podczas pracy urządzenia oraz zapewniani odpowiedniego chłodzenia.



Rys. 2. Olejowa rotacyjna łopatkowa pompa próżniowa.

Na rysunku Rys. 3 przedstawiono kolejne fazy cyklu pompowania rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej. Tak samo jak na poprzednim rysunku zaznaczony został kierunek przepływu gazu i kierunek obrotu wirnika w statorze. Dla każdej z łopatek można wyróżnić cztery fazy pracy: zasysanie, przetwarzanie, sprężanie oraz wydech.



Rys. 3. Fazy cyklu pompowania łopatkowej rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej.

Na rysunku Rys. 3a łopatką 1 mija krawędź otworu wlotowego i rozpoczyna fazę zasysania, podczas której gaz przepływa z opróżnianego zbiornika do komory zasysania pompy. Wartyw zauważenia jest też fakt, że w tym samym momencie łopatką 2, kończy fazę sprężania zassanego uprzednio gazu.

Na rysunku Rys. 3b kończy się faza zasysania będąca wynikiem przemieszczania się łopatką 1, a zassany gaz został zamknięty w objętości  $V_z$  pompy. Gaz ten, podczas kolejnych kilku kolejnych chwil będzie przetwarzany przez komorę pompy bez zmian objętości oraz ciśnienia, faza ta nosi nazwę fazy przetwarzania. W tym czasie łopatką 2 mija krawędź otworu wlotowego i rozpoczyna się ponowne zasysanie gazu przez pompę z pompowanego zbiornika.

Na rysunku Rys. 3c zakończyła się faza przetwarzania, a w wyniku obrotu wirnika i przemieszczenia łopatką 2, objętość zajmowana przez uprzednio przetwarzany gaz zaczyna maleć a jego ciśnienia wzrastać. Rozpoczęła się zatem faza sprężania. Tymczasem, chwilowe położenie łopatek i ruch obrotowy wirnika powoduje zasysanie kolejnej porcji gazu.

Na rysunku Rys. 3d, ciśnienie sprężonego gazu, przekroczyło wartość ciśnienia atmosferycznego znajdującego się po drugiej stronie zaworu zwrotnego, co skutkuje jego otwarciem i rozpoczęciem fazy wydechu. Wydmuchiwany gaz tłoczony jest do oleju i dopiero poprzez olej wydostaje się ze zbiornika z zanurzoną pompą. Tymczasem z drugiej strony pompy, trwa zasysanie kolejnej porcji gazu oraz przetwarzanie gazu zassanego wcześniej.

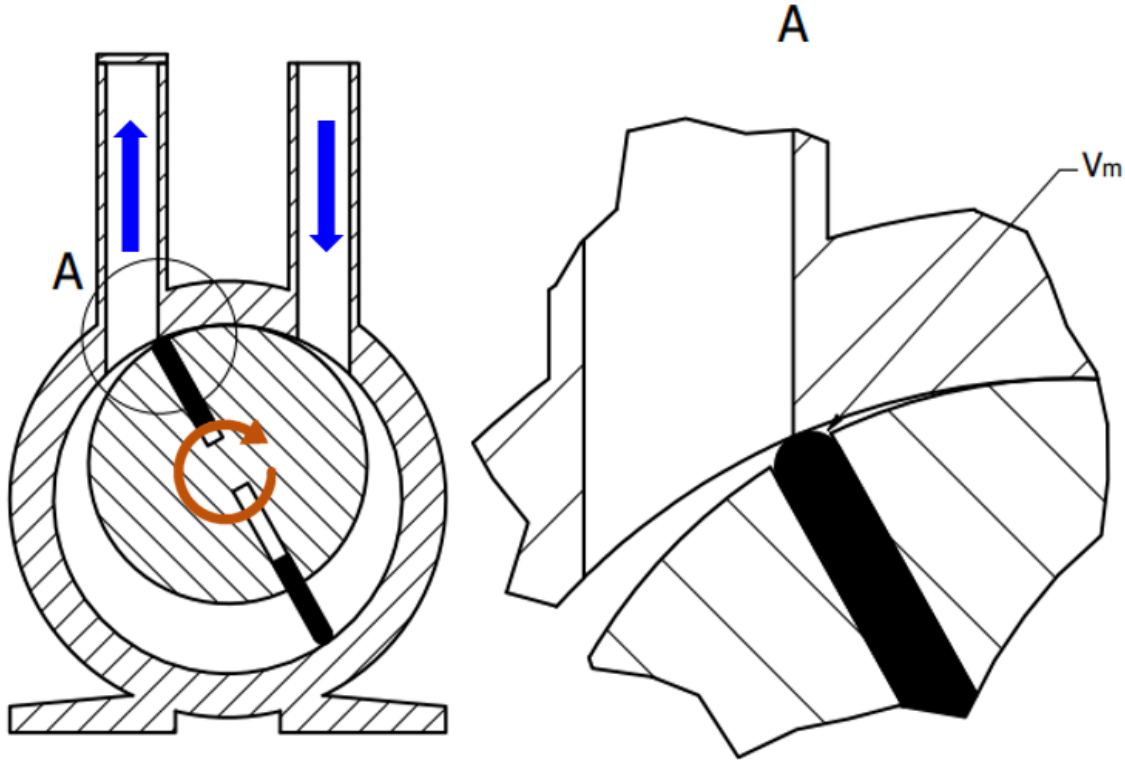
Łatwo więc zauważyć, że przy jednym pełnym obrocie wirnika pompy, wszystkie cztery fazy cyklu pracy pompy, powtarzają się dwukrotnie. Wynika stąd, że można wprowadzić wielkość geometrycznej szybkości pompowania pompy:

$$S_g = 2n \cdot V_z \quad (14)$$

gdzie  $n$  oznacza liczbę obrotów wirnika w jednostce czasu a  $V_z$  objętość komory zasysania pompy.

Geometryczna szybkość pompowania  $S_g$ , jest w istocie teoretyczną szybkością zasysania objętości gazu przez analizowaną pompę i jak wynika ze wzoru (14), zależna jest jedynie od objętości

zasysania  $V_z$ , oraz od prędkości obrotowej wirnika pompy  $n$ . Jak się jednak okazuje w praktyce, każdym cyklu pompowania część zassanego gazu wraca jednak na stronę wylotu pompy. Wynika to z faktu, że część sprężonego gazu, zostaje uwięziona w części komory statora, która to nazywana jest objętością martwą pompy  $V_m$ , która znajduje się pomiędzy łopatką i linią styku wirnika ze statorem, co zostało pokazane na rysunku Rys. 4.



Rys. 4. Objętość martwa pompy.

Wskutek dalszego obrotu wirnika i przemieszczania się łopatk, gaz wypełniający objętość martwą pompy  $V_m$ , przepompowywany jest przez prześwit pomiędzy wirnikiem a statorem, do obszaru wlotowego pompy. Zatem teoretycznie, uwzględniając objętość martwą pompy  $V_m$ , ilość gazu pompowanego w jednostce czasu można zapisać wzorem:

$$S_t \cdot p = S_g \cdot p - 2n \cdot \alpha \cdot V_m \cdot p_z \quad (15)$$

gdzie:  $S_t$  - teoretyczną szybkość pompowania pompy,  $V_m$  - objętość martwa pompy,  $\alpha < 1$  - współczynnik uwzględniający zmniejszenie objętości martwej w wyniku jej częściowego wypełnienia olejem,  $p_z \cong p_{atm}$  - ciśnienie sprężonego gazu, przy którym otwiera się zawór wylotowy pompy.

Po przekształceniu teoretyczna szybkość pompowania pompy wyraża się wzorem:

$$S_t = S_g \cdot \left( 1 - \frac{\alpha \cdot V_m \cdot p_{atm}}{V_z \cdot p} \right) \quad (16)$$

Próżnię końcową w pompowanym zbiorniku osiąga się w momencie, w którym wartość ciśnienia pompowanego gazu na wylocie osiąga wartość  $p_\infty$ , przy której ciśnienie gazu w komorze kompresyjnej pompy nie pozwala już na pokonanie ciśnienia  $p_{atm}$ , panującego po drugiej stronie zaworu zwrotnego. Wówczas cały zassany gaz wraca do poprzez objętość martwą do komory wlotowej pompy, a teoretyczna szybkość pompowania maleje do zera. Z zależności (16) wynika, że w momencie, gdy

$$S_t = 0 \quad (17)$$

ciśnienie  $p$  na wlocie pompy maleje do wartości  $p_\infty$  zwanej ciśnieniem końcowym pompy:

$$p = p_\infty = \frac{\alpha \cdot V_m}{V_z} \cdot p_{atm} \quad (18)$$

Podstawiając wzór na ciśnienie końcowe do zależności (16) otrzymuje się:

$$S_t = S_g \cdot \left(1 - \frac{p_\infty}{p}\right) \quad (19)$$

Na podstawie powyższych zależności można wyprowadzić wzór na natężenie przepływu gazu przez pompę:

$$I = S_t \cdot p = S_g \cdot p - S_g \cdot p_\infty = S_g \cdot p - I_w \quad (20)$$

gdzie  $I_w$  oznacza natężenie przepływu wstecznego gazu poprzez objętość martwą pompy.

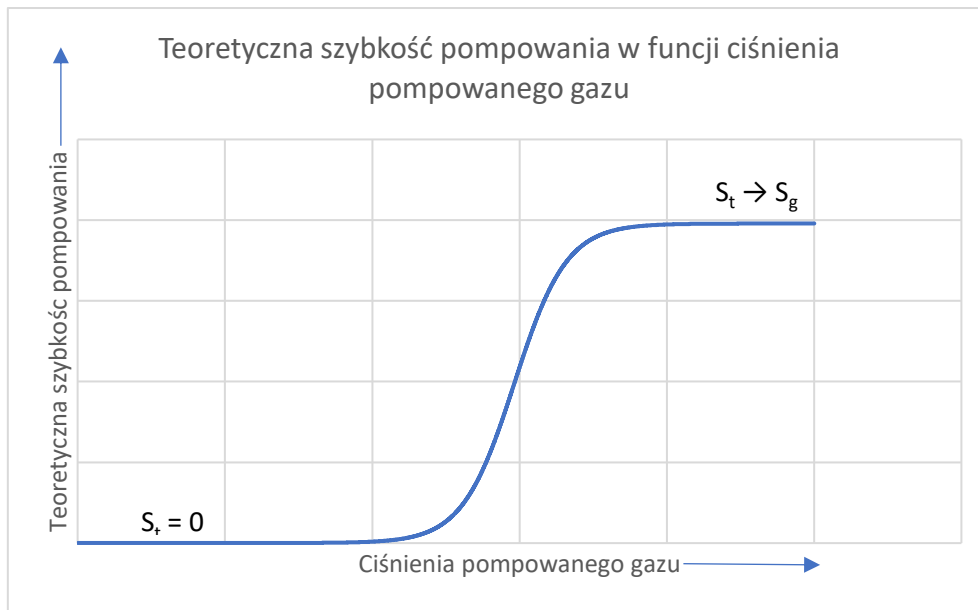
Iloraz  $K$

$$\frac{p_{atm}}{p} = K \quad (21)$$

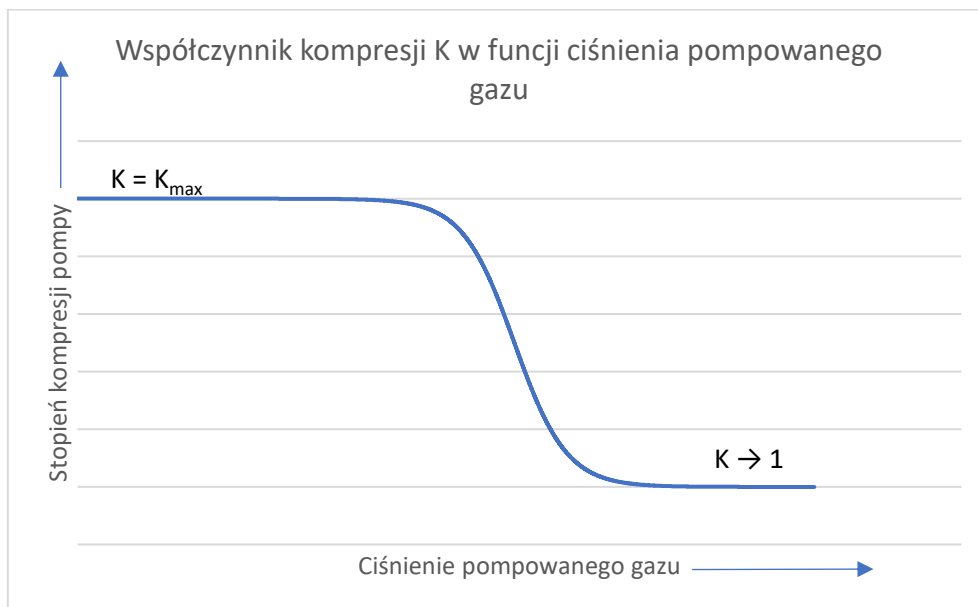
Nazywany jest stopniem kompresji pompy. W momencie rozpoczęcia procesu pompowania powietrza ze zbiornika  $K = 1$  i rośnie wraz z obniżaniem się ciśnienia w zbiorniku. Pomijając efekt wypełnienia objętości martwej olejem, to po osiągnięciu przez pompę ciśnienia końcowego, maksymalna wartość stopnia kompresji  $K_{max}$  równa jest:

$$K_{max} = \frac{p_{atm}}{p_\infty} = \frac{V_z}{V_m} \quad (22)$$

W początkowej fazie pompowania teoretyczna szybkość pompowania  $S_t$  jest równa szybkości objętościowej  $S_g$  i zaczyna maleć dopiero w momencie, w którym ciśnienia gazu na wlocie pompy zmaleje poniżej  $10p_\infty$ . Zmiany teoretycznej szybkości pompowania  $S_t$ , w funkcji ciśnienia pompowanego gazu, pokazane zostały na rysunku Rys. 5, natomiast zmiany współczynnika kompresji  $K$ , w funkcji ciśnienia pompowanego gazu zostały pokazane na rysunku Rys. 6.



Rys. 5. Teoretyczna szybkość pompowania w funkcji ciśnienia pompowanego gazu.



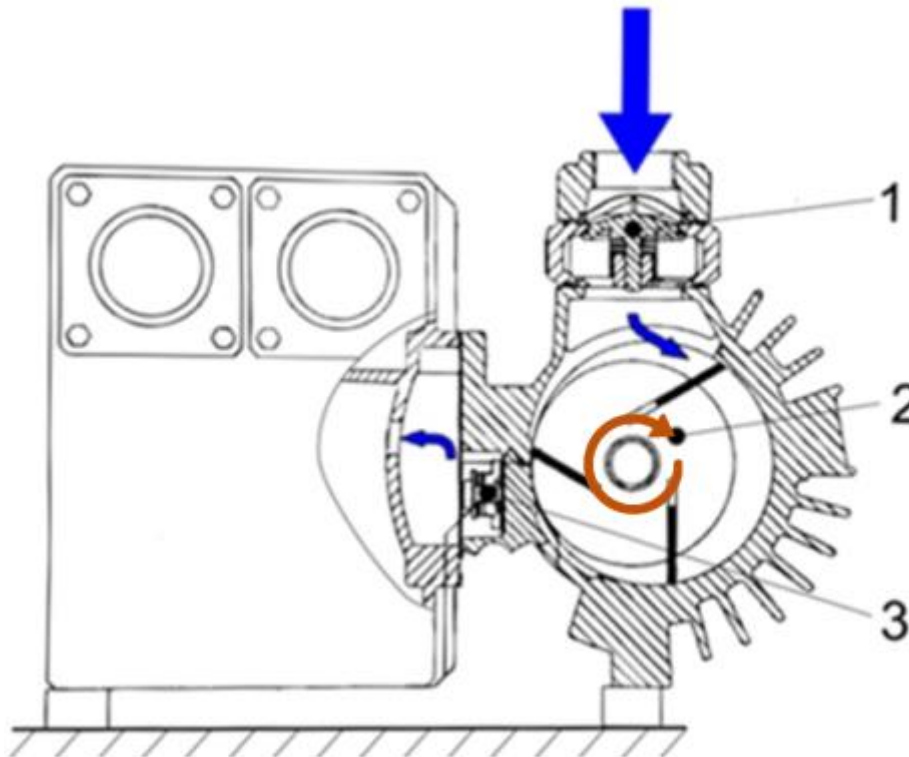
Rys. 6. Współczynnik kompresji w funkcji ciśnienia pompowanego gazu.

## 2.5 Budowa i eksploatacja rotacyjnych łopatkowych olejowych pomp próżniowych

W poprzednim rozdziale, opisano zasadę działania rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej, wyposażonej w dwie łopatki. Natomiast znakomita większość, współcześnie produkowanych pomp posiada najczęściej trzy lub więcej łopatek. Rozwiązanie takie pozwala na uzyskanie bardziej równomiernego przepływu gazu przez pompę w trakcie jej pracy. Na rysunku Rys. 7 pokazano schematyczny przekrój rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej. Jest to pompa jednostopniowa, wyposażona w trzy łopatki umieszczone w wirniku 2, który najczęściej z obu stron łożyskowany jest za pomocą łożysk wałeczkowych lub igiełkowych, co w granicach zaprojektowanych luzów osiowych, umożliwia mu swobodne przemieszczanie się. Na rysunku Rys. 7 widoczny jest też wlot pompy 1 wraz z filtrem siatkowym i wlotowym zaworem zwrotnym. Zadaniem zaworu zwrotnego jest zamykanie



wlotu powietrza, a tym samym instalacji próżniowej, oraz ochrona jej przed zapowietrzeniem od strony pompy, po jej wyłączeniu lub zaniku napięcia. W przypadku braku wlotowego zaworu zwrotnego, po zatrzymaniu pompy, doszłoby do ciągu wstecznego i zassania oleju z pompy do instalacji próżniowej. Pompowany gaz wydychany jest do zespołu separatora oleju, poprzez wylotowy zawór zwrotny 3. Na opisywanym schemacie, kierunek obrotu wirnika jest zgodny z ruchem wskazówek zegara i został zaznaczony brązową strzałką, natomiast niebieskimi strzałkami zaznaczony został kierunek przepływu pompowanego gazu.



Rys. 7. Schemat rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej.

Olejowe rotacyjne łopatkowe pompy próżniowe, pod warunkiem przestrzegania zasad ich eksploatacji, są urządzeniami względnie niezawodnymi. Wirniki pomp napędzane najczęściej są trójfazowymi silnikami elektrycznymi prądu przemiennego. Dlatego też każdorazowo w trakcie uruchamiania pompy na stanowisku, należy bezwzględnie sprawdzić kierunek obrotu wirnika, a w razie konieczności zmienić kolejność przewodów zasilających. Jak w każdej maszynie wirnikowej, konieczna jest również okresowa wymiana zarówno łożysk w silniku jak i łożysk wirnika pompy. W pompach wyposażonych w dodatkowy układ chłodzenia, zawór regulujący dopływ chłodziwa powinien być otwierany bezpośrednio przed uruchomieniem silnika i zamykany bezpośrednio po zakończeniu pracy. Pozwala to na wolniejsze chłodzenie statora pompy i zapobiega nadmiernemu kondensowaniu się pary wodnej na jego ściankach. Pompy pompujące gazy o dużej zawartości pary wodnej, powinny być wyposażone w system przedmuchu, a dodatkowo zaleca się „przewietrzanie” pompy, polegające na pozostawieniu jej włączonej na biegu jałowym przez niedługi czas po zakończeniu jej pracy. Pozwala to na wyeliminowanie wody rozpuszczonej w oleju poprzez jej odparowanie. Separatory mgły olejowej, w pompach olejowych, powinny być regularnie wymieniane. Nawet niewielkie przytkanie separatora powoduje wzrost ciśnienia potrzebnego do otwarcie wylotowego zaworu zwrotnego, co w konsekwencji pogarsza parametry uzyskiwanej próżni. Także stosowany w trakcie eksploatacji pompy olej, z czasem

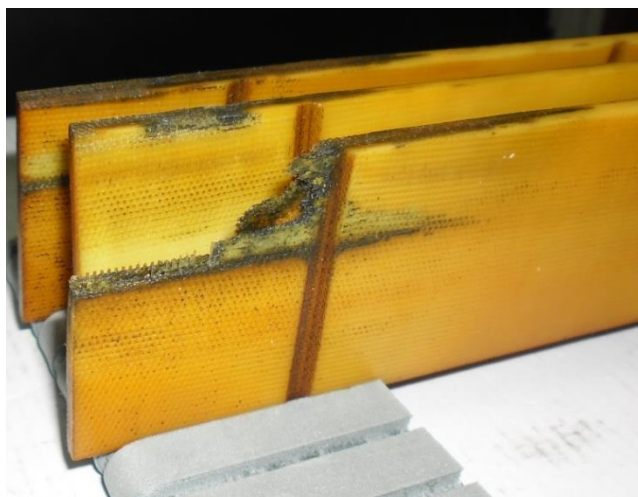
ulega zanieczyszczeniu parą wodną, parami innych pompowanych substancji a także produktami degradacji, dlatego też zalecane są jego regularne wymiany.

## 2.6 Bezolejowe łopatkowe rotacyjne pompy próżniowe

Pomimo stosowania filtrów, wymrażarek i innych pułapek, mających na celu zapobieżenie przedostawania się oleju z olejowej łopatkowej pompy próżniowej do opróżnianego zbiornika, zawsze przenika do niego pewna ilość par oleju. W wielu przypadkach w przemyśle elektronicznym, poligraficznym czy spożywczym, nawet śladowe ilości oleju w medium próżniowym są wysoce niepożądane [29] [30] [31]. Aktualnie na rynku obecne są bezolejowe rotacyjne pompy próżniowe, nazywane pompami suchymi. W pompach tych stosuje się najczęściej samosmarowe łopatki grafitowe, przez co minimalizuje się tarcie pomiędzy łopatką a gładzią cylindra statora.

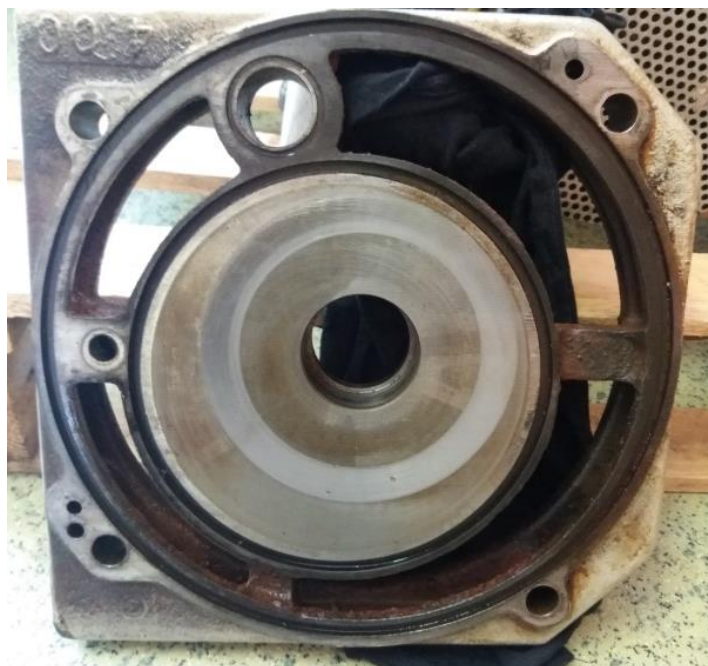
## 2.7 Awarie i uszkodzenia rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych

Jak wspomniano w poprzednim podrozdziale, prawidłowo eksploatowane rotacyjne łopatkowe pompy próżniowe, są urządzeniami względnie mało awaryjnymi. Znacząca ilość uszkodzeń trwałych tych pomp, powstaje na skutek błędów mechanicznych popełnianych przez pracowników obsługi serwisowej i służb utrzymania ruchu. W urządzeniach tego typu, krytyczną kwestią, jest zapewnienie odpowiedniego pasowania pomiędzy powierzchniami uszczelnianymi, wypełnienie odpowiednich luzów i szczelin zwłaszcza w zespole pompy. Niestety, nawet pomimo prawidłowo przeprowadzanym okresowo przeglądom, zdarza się, że na skutek losowych czynników dochodzi do niewielkich uszkodzeń pojedynczych łopatek. Początkowo uszkodzenie tego typu, nie daje wyraźnych symptomów w postaci znaczącego spadku wydajności pompowania czy poziomu uzyskiwanej próżni, natomiast odpowiednio wcześnie niezauważone, może prowadzić do dalszego uszkodzenia łopatek, czego przykład został pokazany na rysunku Rys. 8.



Rys. 8. Przykład uszkodzenia łopatek.

Niewielki oderwany fragment łopatkę, swobodnie przemieszczają się w cylindrze, może wpaść w przestrzeń pomiędzy wirnikiem a pokrywą boczną powodując jej przycieranie z jednej lub drugiej strony, co zostało pokazane na rysunku Rys. 9. W początkowej fazie powstawanie uszkodzenia tego typu jest niewykrywalne bez systemu wibroakustycznego monitorującego pompę, a systemy te są praktycznie niestosowane dla tego rodzaju urządzeń.



*Rys. 9. Widok wytartej bocznej pokrywy cylindra pompy.*

Na skutek przycierania, nieprawidłowych luzów lub zabrudzeń w oleju czy łożyskach, może dochodzić do nadmiernego wzrostu temperatury i przegrzewania się pompy, czego skutkiem długofalowym może być zapiecenie się pompy, lub przepalenie włókniny separatora oleju, co pokazano na rysunku Rys. 10, gdzie porównano separator uszkodzony z fabrycznie nowym.



*Rys. 10. Uszkodzony separator oleju (z lewej), porównany do separatora prawidłowo zużytego (z prawej).*

Na skutek wzrostu temperatury, może dojść również do rozwarstwienia materiału kompozytowego, z którego wykonywane są łopatki w olejowych rotacyjnych łopatkowych pompach próżniowych, co zostało pokazane na rysunkach Rys. 12 i Rys. 13.



*Rys. 11. Widok czola rozwarstwionej łopatki.*



*Rys. 12. Widok z boku czola rozwarstwionej łopatki.*

Innym, trudno wykrywalnym odpowiednio wcześniej defektem łopatek, jest ich nieregularne zużywanie się, co zostało pokazane na rysunku Rys. 13.



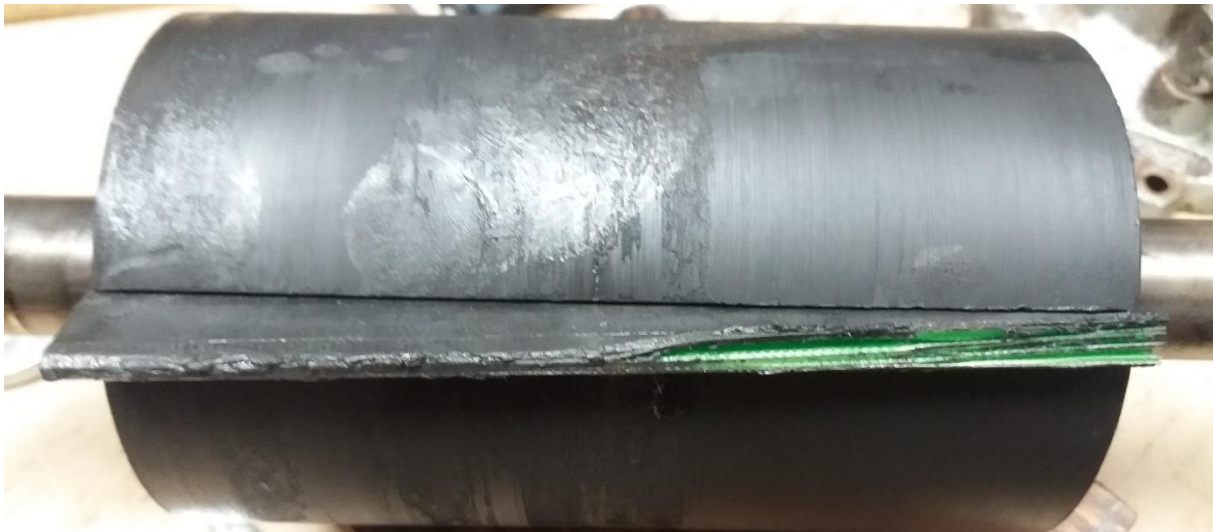
*Rys. 13. Przykład nieregularnie zużytych łopatek.*

Fragmentaryczne uszkodzenie łopatki, nadmierny wzrost temperatury, rozwarstwienie się łopatki lub te jej nieregularne zużywanie się, odpowiednio wcześniej niezauważone prowadzi do

złamania lub wypadnięcia łopatki z jej rowka prowadzącego, czego przykłady poznano na rysunkach Rys. 14 i Rys. 15

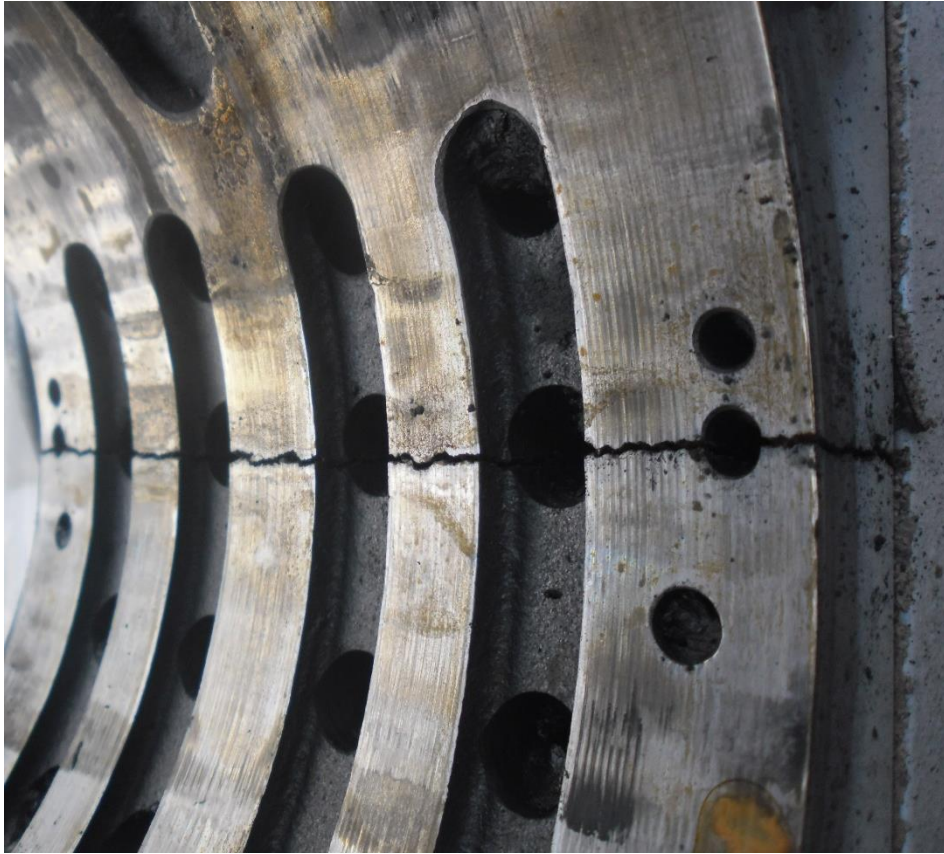


*Rys. 14. Widok złamanej łopatki w cylindrze rotacyjnej olejowej pompy próżniowej.*



*Rys. 15. Widok złamanej łopatki wirnika rotacyjnej olejowej pompy próżniowej.*

Wypadnięcie łopatki z rowka prowadzącego lub oderwanie się od niego dużego fragmentu, w zdecydowanej większości przypadków prowadzi do nagłego zatrzymania ruchu obrotowego wirnika. Ze względu na relatywnie dużą masę i dużą prędkość obrotową, obracający się wirnik posiada znaczną energię kinetyczną ruchu obrotowego, przez co niejednokrotnie nagłe jego zatrzymanie prowadzi do trwałych uszkodzeń korpusu bądź wykrzywienia wirnika pompy. Przykłady tych uszkodzeń pokazane zostały na rysunkach od Rys. 16 do Rys. 20.



*Rys. 16. Uszkodzenie cylindra pompy na skutek nagłego zablokowania wirnika.*



*Rys. 17. Uszkodzenie gniazda ustalającego kolka stożkowego, znajdującego się w cylindrze pompy, na skutek nagłego zablokowania wirnika pompy.*



*Rys. 18. Uszkodzenie gniazd kolka ustalającego i śruby mocującej, w pokrywie rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej, na skutek nagłego zablokowania wirnika.*



*Rys. 19. Uszkodzenie otworu pod śrubą mocującą, w pokrywie rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej, na skutek nagłego zablokowania wirnika.*



Rys. 20. Uszkodzenie sprzęgła, na skutek nagłego zablokowania wirnika rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej.

Koszt naprawy uszkodzeń pokazanych na rysunkach od Rys. 16 do Rys. 19, jest na tyle duży, że w praktycznie każdym przypadku bardziej opłacalna jest wymiana pompy na nową niż podejmowanie prób napraw i regeneracji.

## 2.8 Aktualny stan wiedzy dotyczący diagnostyki łopatkowych pomp próżniowych

W szeroko pojętej literaturze, obejmującej publikacje naukowe [32] oraz dokumentację techniczną udostępnianą przez producentów [33] [34] [35], nie znajduje się informacji na temat metod diagnostyki rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych bazujących na pomiarze jej ciśnienia, pozwalających na szczegółową ocenę stanu pompy bez jej demontażu. [36] [37] Znane są metody diagnostyki opisane w pracach [38] [39] [40] [41] [42], bazujące na innych procesach resztkowych. Wszelkie znalezione przez autora i zalecane metody ich serwisowania, opierają się na reaktywnej, a nie na prewencyjnej i proaktywnej strategii utrzymania ruchu. [43] Niektórzy producenci [34], oferują czujniki temperatury pozwalające jedynie na pomiar temperatury oleju, zapobiegające przegrzaniu się maszyny lub czujniki ciśnienia w separatorze oleju sygnalizujące o konieczności wymiany separatora mgły olejowej. Stosowane są również metody oceny stanu, bazujące jedynie na pomiarze ciśnienia lub wydajności pompowania. Pomiary te pozwalają jedynie sprawdzić, czy zaistniała już konieczność wykonania remontu, lecz nie jest możliwe przeprowadzanie predykcji stanu maszyny. Nie są również znane metody pozwalające bezinwazyjnie ocenić stan łopatek pracujących w pompie, w których uszkodzenie może prowadzić do poważnej awarii całego urządzenia i przestojów w produkcji. W literaturze szeroko znane są natomiast metody diagnostyki pomp generujących nadciśnienie jak i pomp hydraulicznych [44] [45] [46].



## 2.9 Cel pracy

Celem niniejszej pracy jest opracowanie koncepcji bezinwazyjnej metody diagnostycznej, która może być zastosowana do ciągłego monitorowania stanu łopatek w rotacyjnej łopatkowej pompie próżniowej, jak i pozwalającej na okresową ocenę ich stanu. Opracowana metoda powinna bazować na rejestracji, zapisie i analizie sygnału ciśnienia generowanego przez pompę próżniową.

## 2.10 Tezy pracy

Na podstawie przeprowadzonych badań literaturowych, doświadczenia i badań rozpoznawczych, obejmujących analizę skutków uszkodzeń łopatek rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych, prowadzących do poważnych awarii tych urządzeń, postawiono następujące tezy pracy:

1. Przebieg ciśnienia generowanego przez rotacyjną łopatkową pompę próżniową, może być traktowany jako sygnał diagnostyczny niosący informację o jej stanie.
2. Analiza sygnału ciśnienia generowanego przez rotacyjną łopatkową pompę próżniową, pozwala na wykrycie niesprawności, jej lokalizację oraz określenie jej charakteru.
3. Możliwe jest zbudowanie kompaktowego oraz relatywnie taniego, w stosunku do kosztu małej rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej, urządzenia rejestrującego sygnał ciśnienia generowanego przez tę pompę, pozwalającego na ciągłe monitorowanie lub okresową kontrolę stanu pracujących w pompie łopatek.

Wykazanie słuszności tych tez, pozwoli na podjęcie prac mających na celu wydłużenie czasu pracy rozpatrywanych rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych, redukcję kosztów ich remontów oraz uniknięcie nieplanowych przerw w produkcji spowodowanych ich awariami.

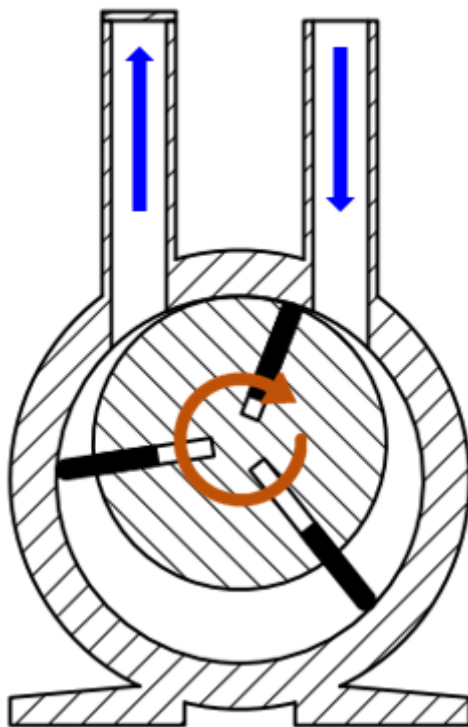
## 2.11 Zaplanowane zadania badawcze

W celu wykazania prawdziwości postawionych tez badawczych zdecydowano o zaplanowaniu i wykonaniu następujących zadań badawczych:

1. Zaprojektować i wykonać urządzenie badawcze pozwalające na wykonanie niezbędnych pomiarów, tj. pomiar i rejestrację sygnału ciśnienia z odpowiednio wysoką częstotliwością próbkowania i dokładnością pomiaru.
2. Opracowanie metody badania i analizy zarejestrowanego w czasie pomiarów sygnału ciśnienia.
3. Wytypowanie urządzeń i niesprawności do czynnego eksperymentu diagnostycznego.
4. Przeprowadzenie czynnego eksperymentu diagnostycznego, polegającego na zadawaniu badanej pompie określonych niesprawności i wyodrębnienie z generowanego przez nią sygnału ciśnienia symptomów tych uszkodzeń.
5. Przeprowadzenie biernego eksperymentu diagnostycznego, polegającego na rejestracji sygnału ciśnienia generowanego przez dostępne urządzenia, oraz ich analizę.
6. Przedstawienie rezultatów badań w postaci spostrzeżeń i wniosków.
7. Zaproponowanie sposobu klasyfikacji stanów łopatkowych rotacyjnych pomp próżniowych, bazującego na informacjach zawartych w sygnale ciśnienia.
8. Sformułowanie wniosków wynikających z przeprowadzonych badań.

### 3 Model sygnału ciśnienia generowanego przez pompę próżniową

Na rysunku Rys. 21 pokazano model fenomenologiczny badanej rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej wyposażonej w trzy łopatki. Tak jak w poprzednich rozdziałach niebieskimi strzałkami oznaczony został kierunek przepływu gazu, natomiast brązową strzałką zaznaczony został kierunek obrotów wirnika pompy.



Rys. 21. Model fenomenologiczny badanej pompy.

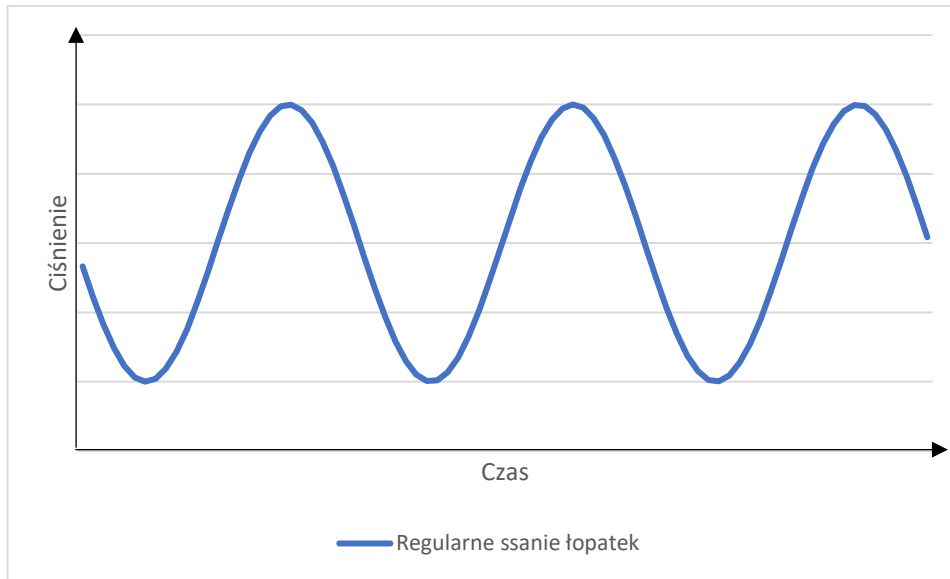
Podczas normalnego działania rozpatrywanej pompy oraz pod warunkiem, że jej łopatki są nieuszkodzone i każda z łopatek pracuje z taką samą wydajnością, to zgodnie z rozważaniami zawartymi w rozdziale 2 niniejszej pracy, należy stwierdzić po pompa ta podczas 1 obrotu wału wirnika będzie generowała 3 cykle ssania. Zakładając, że proces pompowania jest stacjonarny, tj. średnia wartość skuteczna ciśnienia  $P$  generowanego przez tę pompę jest stała:

$$P = const \quad (23)$$

To można stwierdzić, że w uproszczeniu funkcja czasu  $p(t)$ , której przebieg pokazano na rysunku Rys. 22, opisująca wartość ciśnienia generowanego przez tę łopatkową rotacyjną pompę próżniową będzie miała postać:

$$p(t) = P + A \cdot \sin(m \cdot \omega_n \cdot t + \varphi_1) + n(t) \quad (24)$$

Gdzie:  $A$  - amplituda zmian ciśnienia w trakcie jednego cyklu ssania,  $m$  – liczba łopatek pracująca w urządzeniu ( $m=3$ ),  $\omega_n$  – częstość obrotowa wirnika,  $t$  – czas,  $\varphi_1$  – przesunięcie fazowe wirnika względem pomiaru,  $n(t)$  – zakłócenia o zerowej wartości średniej.



Rys. 22. Teoretyczny sygnał ciśnienia generowane przez pompę sprawną.

Z chwilą pojawienia się niesprawności jednej z łopatek funkcja  $p(t)$  przyjmuje postać wyrażoną równaniem (25), model fenomenologiczny uszkodzonej pompy został pokazany na rysunku Rys. 23.

$$p(t) = P + A \cdot \sin(m \cdot \omega_n \cdot t + \varphi_1) + P_1(t) + P_2(t) + n(t) \quad (25)$$

We wzorze funkcji  $p(t)$  wyrażonym zależnością (25), pojawiły się dodatkowe dwie składowe  $P_1(t)$  i  $P_2(t)$ . Składowa  $P_1(t)$  opisuje wzrost ciśnienia na ssaniu wynikający z gorszych właściwości ssących uszkodzonej łopatki i opisana jest zależnością (26). Brak ujemnej części sinusoidy wynika z faktu, że funkcja  $P_1(t)$  opisuje wzrost ciśnienia generowanego przez badaną pompę, wynikający z niesprawności łopatki, więc nie może przyjmować wartości ujemnych, zmniejszających wartość generowanego ciśnienia.

$$P_1(t) = \begin{cases} S_1 + B_1 \cdot \sin(\omega_n \cdot t + \varphi_2) & \Leftrightarrow \sin(\omega_n \cdot t + \varphi_2) \geq 0 \\ 0 & \Leftrightarrow \sin(\omega_n \cdot t + \varphi_2) < 0 \end{cases} \quad (26)$$

Gdzie:  $B_1$  - amplituda zmian ciśnienia wynikająca z nieprawności jednej z łopatek,  $\varphi_2$  – przesunięcia fazowe niesprawnej łopatki,  $S_1$  – wzrost średniej wartości ciśnienia generowanego przez pompę wynikający z niesprawności jednej z łopatek.

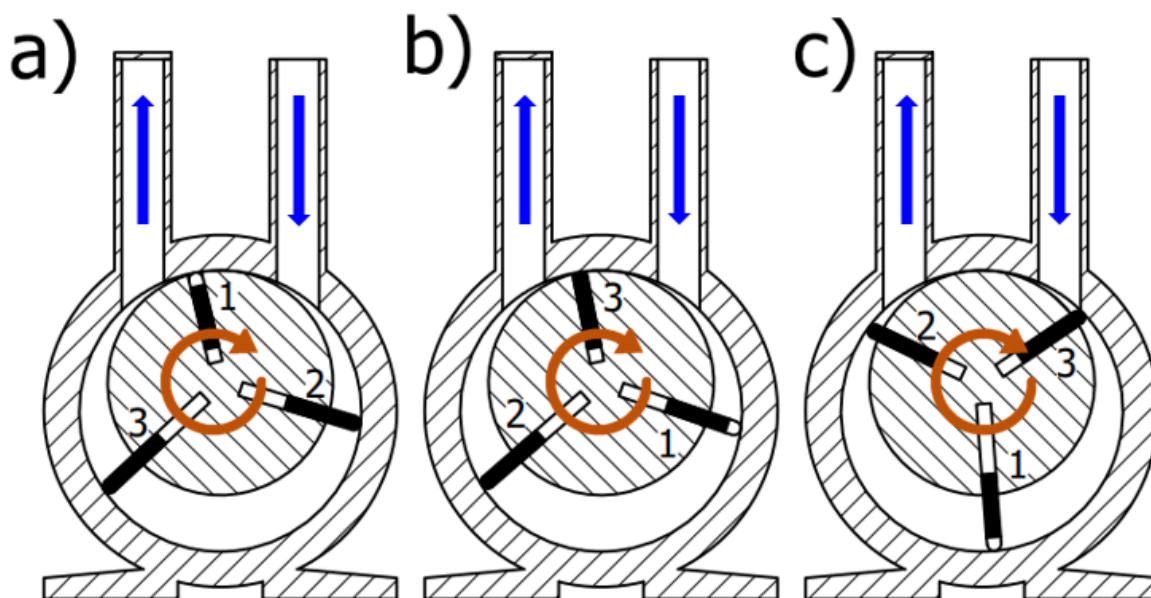
Składowa  $P_2$  natomiast opisuje wzrost ciśnienia związany z przeciekami pomiędzy przestrzeniami międzyłopatkowymi, które to są uszczelniane przez krawędź uszkodzonej łopatki. Składowa  $P_2$  opisana jest zależnością (27), i podobnie jak funkcja  $P_1(t)$  przyjmuje tylko wartości dodatnie.

$$P_2(t) = |B_2 \cdot \sin(2\omega_n \cdot t + \varphi_3)| \Leftrightarrow (2\omega_n \cdot t + \varphi_3) \in [\theta_1, \theta_2] \quad (27)$$

Gdzie:  $B_2$  - amplituda zmian ciśnienia wynikająca z nieprawności jednej z łopatek,  $\varphi_3$  – przesunięcia fazowe wzrostów generowanego ciśnienia związane z przeciekami. Kąty  $\theta_1$  i  $\theta_2$  są stałymi kątami zależnymi od specyficznej budowy danego modelu pompy. Spełniają one również warunek opisany zależnością (28), wynikający z faktu, iż opisywane przecieki pomiędzy przestrzeniami

międzyłopatkowymi będą miały wpływ na wartość generowane ciśnienia tylko dla pewnego zakresu kąta obrotu wału wirnika, co zostało pokazane na rysunku Rys. 23.

$$|\theta_1 - \theta_2| \cong \pi \quad (28)$$



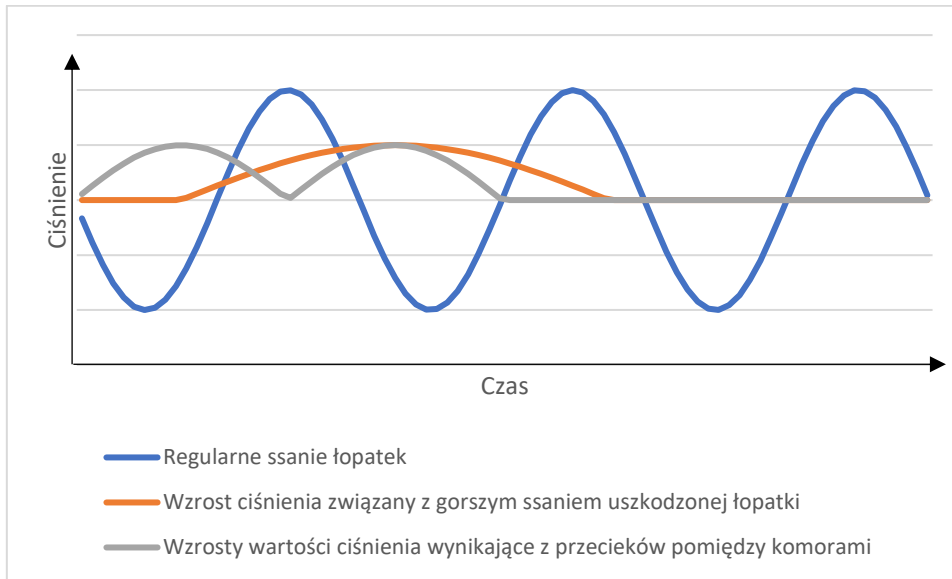
Rys. 23. Fazy obrotu wirnika pompy z uszkodzoną łopatką umożliwiającą przecieki pomiędzy komorami.

Na rysunku Rys. 23a pokazana została początkowa chwila obrotu, w której możliwy jest pierwszy przeciek pomiędzy komorami oddzielanymi przez uszkodzoną łopatkę. W pokazanej sytuacji, niesprawna łopatkę oddziela strefę, w której trwa faza ssania, tj. przestrzeń pomiędzy łopatkami 1 i 2, oraz strefę, w której trwa faza wydechu, tj. przestrzeń pomiędzy łopatkami 3 i 1. W przestrzeni pomiędzy łopatkami 1 i 2 panuje niższe ciśnienie niż w przestrzeni pomiędzy łopatkami 3 i 1, w związku z czym dochodzi do przecieku z przestrzeni o wyższym ciśnieniu do przestrzeni o ciśnieniu niższym, co spowoduje wzrost generowanego ciśnienia na ssaniu.

Na rysunku Rys. 23b, pokazano chwilowe położenie wału wirnika rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej, w którym to możliwy jest drugi przeciek z komory pomiędzy łopatkami 1 i 2, gdzie trwa faza przetaczania oraz sprężania, do komory pomiędzy łopatkami 3 i 1, gdzie trwa faza ssania. W tym chwilowym położeniu, rosnąca wartość ciśnienia przestrzeni pomiędzy łopatkami 1 i 2, staje wyższa niż w komorze pomiędzy łopatkami 3 i 1 oraz całej instalacji próżniowej. W związku z tym powstają możliwość drugiego przecieku pomiędzy przestrzeniami międzyłopatkowymi oddzielanymi uszkodzoną łopatką, co będzie obserwowane, jako wzrost ciśnienia generowanego przez łopatkową rotacyjną pompę próżniową.

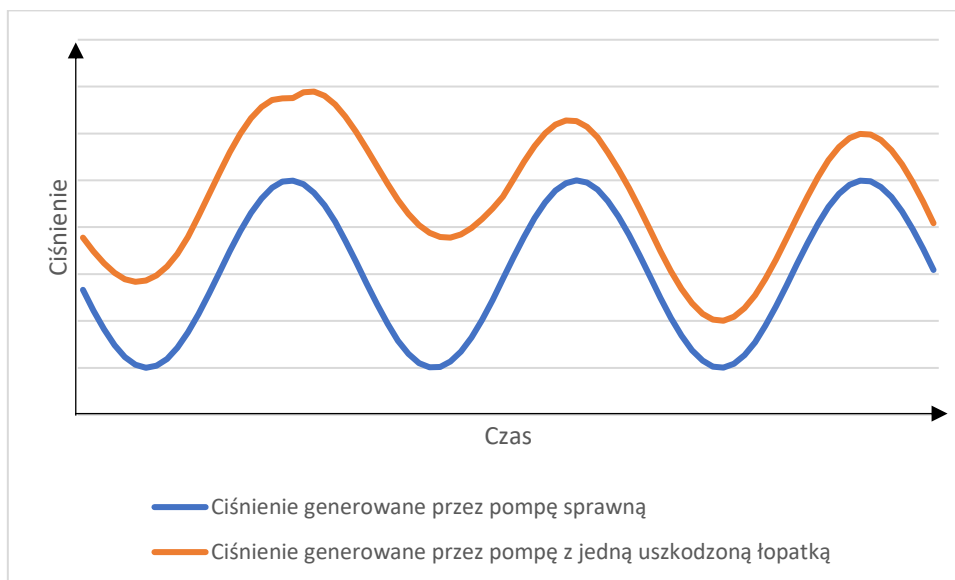
Na rysunku Rys. 23c, pokazane zostało chwilowe położenie kątowe wału wirnika pompy, które kończy możliwości przecieków pomiędzy przestrzeniami międzyłopatkowymi mającymi bezpośredni wpływ na wartość ciśnienie generowanego i mierzono na wlocie rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej.

Opisywany przebieg zmian generowane ciśnienia, po usunięciu ich składowych stałych pokazany został na rysunku Rys. 24. Kolorem niebieskim zaznaczono funkcję  $p(t)$ , kolorem pomarańczowym zaznaczono funkcję  $P_1(t)$ , natomiast kolorem szarym zaznaczono funkcję  $P_2(t)$ .



Rys. 24. Przebieg zmian ciśnienia generowanego przez rotacyjną łopatkową pompę próżniową z jedną uszkodzoną łopatką (bez składowych stałych).

Na rysunku Rys. 25 pokazano przebiegi ciśnienia generowanego przez pompę sprawną i pompę uszkodzoną, które zostały wygenerowane według zależności (24) – (28). Kolorem niebieskim zaznaczono pompę sprawną, natomiast kolorem pomarańczowym oznaczono pompę z jedną uszkodzoną łopatką.

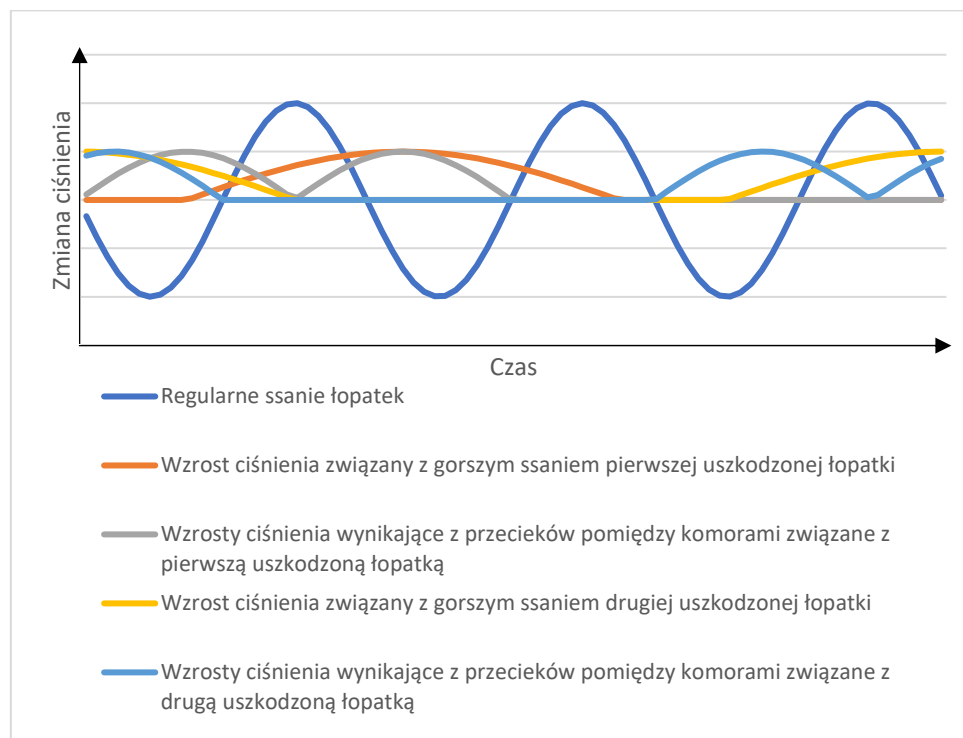


Rys. 25. Przebiegi ciśnienia generowanego przez pompę sprawną (kolor niebieski) oraz przez pompę z jedną uszkodzoną łopatką (kolor pomarańczowy).

Podobnie z chwilą pojawienia się niesprawności na dwóch łopatkach, zgodnie z zależnością (29), pojawiają się składniki  $P_3(t)$  i  $P_4(t)$ , odpowiadające kolejno składnikom  $P_1(t)$  i  $P_2(t)$ , z

odpowiednio zmienionymi przesunięciami fazowymi. Opisywany przebieg zmian generowanego ciśnienia, po usunięciu składowych stałych został pokazany rysunku Rys. 26.

$$p(t) = P + A \cdot \sin(m \cdot \omega_n \cdot t + \varphi_1) + P_1(t) + P_2(t) + P_3(t) + P_4(t) + n(t) \quad (29)$$



Rys. 26. Przebieg zmian ciśnienia generowanego przez rotacyjną łopatkową pompę próżniową z dwoma uszkodzonymi łopatkami (bez składowych stałych)

Na podstawie analizy wykresów zawartych na powyższych rysunkach, w celu diagnozowania stanu łopatkowych rotacyjnych pomp próżniowych, zaproponowano metody analizy sygnałów opartej na uśrednianiu synchronicznym, wyznaczeniu widma amplitudowego, wyznaczeniu znormalizowanej funkcji autokorelacji oraz nową heurystyczną [47] metodę analizy polegającą na zmianie dziedzinę czasu na dziedzinę drogi kątowej wału wirnika maszyny.

Przebiegi ciśnienia pokazane w niniejszym rozdziale, wynikają z modelu przyjętego przez autora niniejszej rozprawy i nie są one wynikiem obserwacji na rzeczywistej łopatkowej pompie próżniowej.

## 4 Opis zastosowanej metody badania i analizy sygnału ciśnienia

Jako pojęcie metody należy rozumieć: „logiczną podstawę sposobu działania polegającą na świadomym stosowaniu reguł postępowania ze względu na prawdopodobieństwo osiągnięcia zamierzonego celu w zidentyfikowanych okolicznościach działania” [48]. W znaczeniu rozpatrywanym przez autora, metodę należy rozumieć, jako algorytm działania zmierzający do identyfikacji stanu diagnostycznego pompy i pracujących w niej łopatek. Zaproponowana w pracy metoda, może być zastosowana przy założeniu, że badany obiekt pracuje w warunkach, dla których sygnał ciśnienia

generowanego przez ten obiekt jest stacjonarny, co najmniej w szerszym sensie. [7] Opisywane badania zostały pokazane w kilku etapach i zostały zreferowane w dalszej części rozdziału.

#### 4.1 Zestawienie toru pomiarowego

W celu pozyskania, rejestracji i archiwizowania sygnałów ciśnienia, generowanych przez urządzenia próżniowe, konieczne było zaprojektowanie i zbudowanie układu pomiarowego umożliwiającego ww. czynności. Skonstruowany układ pomiarowy, zdecydowano oprzeć na mikrokomputerze RaspberryPi 4 model B, ze względu na wygodę zarówno w programowaniu tegoż mikrokomputera, jego osiągi jak i możliwości fizycznego połączenia go z innymi urządzeniami i układami elektronicznymi. Ważniejsze dane techniczne zastosowanego mikrokomputera zostały zestawione w tabeli Tabela 2.

Tabela 2 Ważniejsze dane techniczne zastosowanego mikrokomputera.

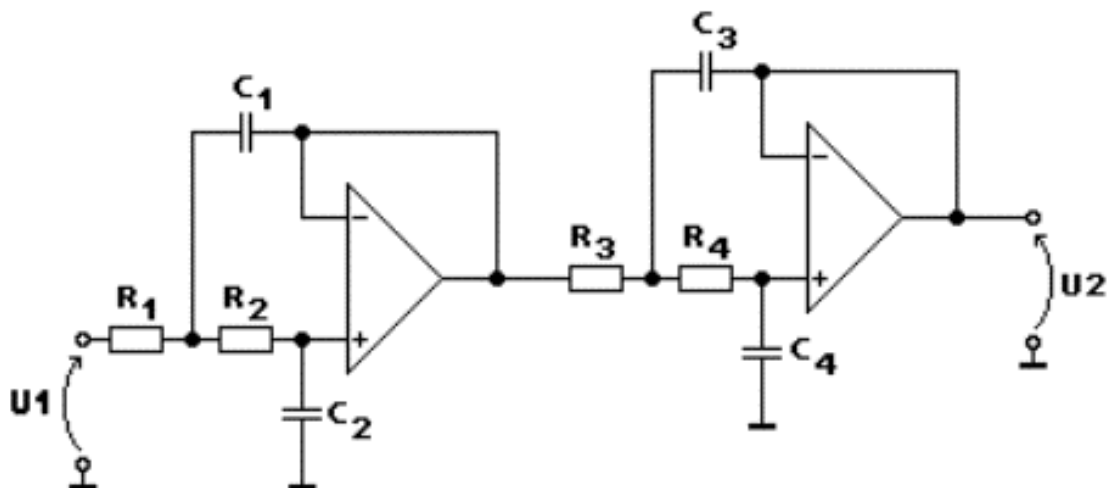
Procesor	Broadcom BCM2711, quad-core Cortex-A72 (ARM v8) 64-bit SoC @ 1.5GHz
Pamięć RAM	2 GB
Wejścia/wyjścia	40-pin GPIO
Wyjścia obrazu	2 x micro HDMI
Dysk	Karta SD
Zasilanie	3A 5V DC poprzez USB-C

Do rejestracji wartości ciśnienia wykorzystano analogowy czujnik ciśnienia bezwzględny, HONEYWELL ASDXRRX015PGAA5, który został umieszczony w sondzie, umożliwiającej łatwy pomiar ciśnienia generowanego przez badane urządzenie, bezpośrednio na końcu króćca ssawnego. Ważniejsze dane techniczne zastosowanego czujnika ciśnienia zostały zestawione w tabeli Tabela 3.

Tabela 3 Ważniejsze dane techniczne zastosowanego analogowego czujnika ciśnienia.

Napięcie zasilania	5 [V] DC
Prąd zasilania	2,5 [mA]
Czas odpowiedzi	1 [ms]
Zakres pomiarowy	15 [psi] $\cong$ 1034 [mbar]
Sygnal wyjściowy	Analogowy napięciowy

Sygnal wyjściowy z czujnika ciśnienia, przepuszczony został przez filtr dolnoprzepustowy Butterwortha czwartego rzędu. Zastosowany filtr dolnoprzepustowy, zaprojektowano i zbudowano tak żeby jego częstotliwość graniczna wynosiła  $700 [Hz]$ , a nachylenie charakterystyki filtra w paśmie zaporowym wynosiło  $24 [dB]$  na oktawę. Schemat elektryczny zbudowanego filtra dolnoprzepustowego został pokazany na rysunku Rys. 27. Opisywany filtr zbudowano z użyciem wzmacniacza operacyjnego LM358 oraz innych podstawowych komponentów elektronicznych, których wykaz znajduje się w tabeli Tabela 4.



Rys. 27 Schemat elektryczny zbudowanego filtra dolnoprzepustowego.

Tabela 4 Wykaz wybranych elementów elektronicznych zastosowanych do budowy filtra dolnoprzepustowego.

Element	Oznaczenie na schemacie	Wartość
Rezystor	R1	10 [kΩ]
	R2	11 [kΩ]
	R3	12 [kΩ]
	R4	13 [kΩ]
Kondensator	C1	47 [nF]
	C2	10 [nF]
	C3	22 [nF]
	C4	22 [nF]

Sygnal po przefiltrowaniu skierowany został do przetwornika analogowo cyfrowego MCP3208-CI/P, którego ważniejsze dane techniczne zostały zestawione w tabeli Tabela 5. Przetwornik analogowo cyfrowy, połączony został bezpośrednio do mikrokomputera, a komunikacja pomiędzy tymi urządzeniami realizowana została poprzez magistralę SPI. W celu odpowiedniego regulowania częstotliwości próbkowania sygnału, do układu wprowadzono zewnętrzny generator sygnału prostokątnego AD9850, co wyeliminowało nieprawidłowości związane z różnymi odstępami czasowymi pomiędzy pobranymi z sygnału próbkami. Dodatkowo na wentylatorze chłodzącym badane urządzenie, namalowany został refleksyjny znacznik, a w osłonie wentylatora badanego urządzenia zainstalowany został czujnik odbiciowy TCRT5000, pozwalający na obserwację położenia kąтового wirnika i umożliwiający określenie początku i końca pojedynczego obrotu wału maszyny. Do urządzenia dołączony został zasilacz oraz klawiatura z panelem dotykowym oraz dotykowy ekran zewnętrzny. Całe urządzenie zamknięte zostało w kompaktowej, wydrukowanej w 3D obudowie, natomiast sonda zawierająca czujnik ciśnienia została podłączona przy użyciu przewodu o długości około 1,5 [m], w celu umożliwienia bezpiecznego prowadzenia pomiarów. Widok zbudowanego urządzenia został pokazany na rysunkach od Rys. 28 do Rys. 30.

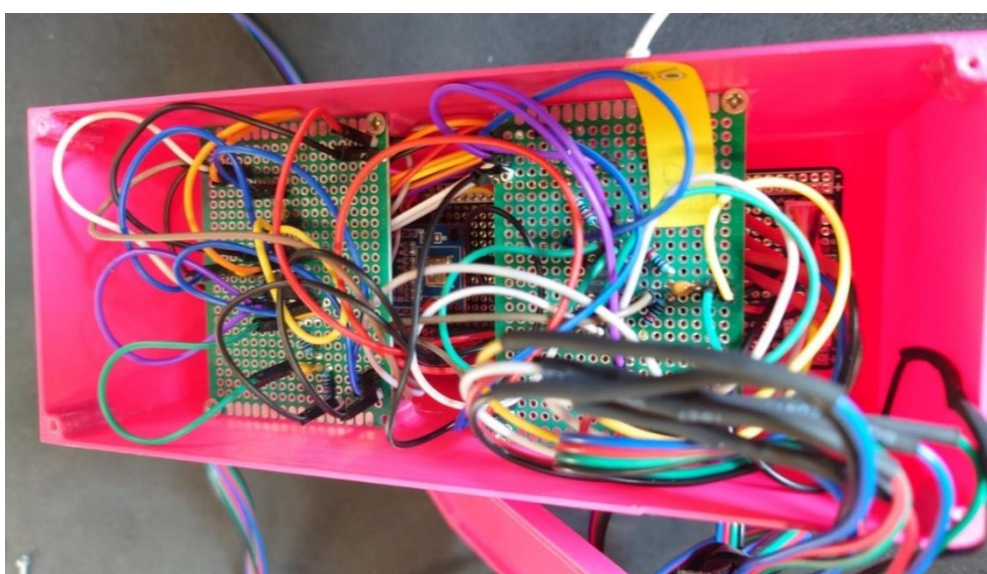


Tabela 5 Ważniejsze dane techniczne zastosowanego przetwornika analogowo-cyfrowego.

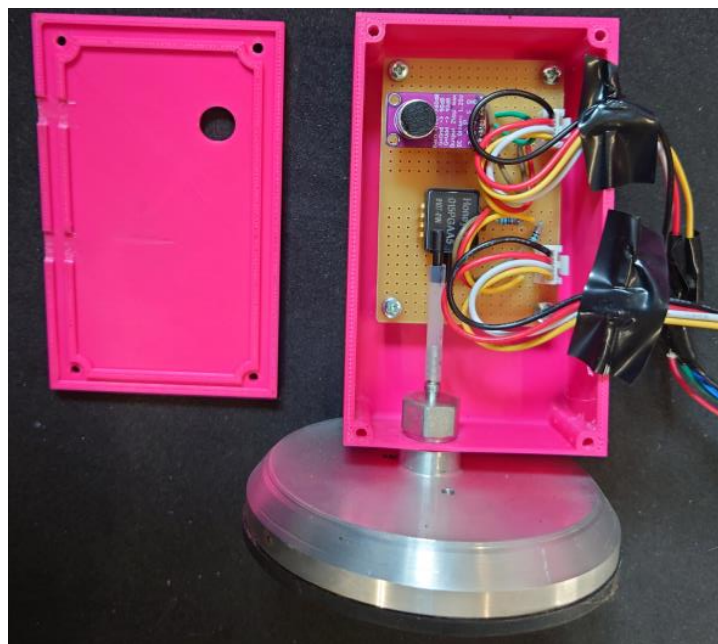
Rozdzielczość	12 bitów
Liczba kanałów wejściowych	8
Maksymalna częstotliwość próbkowania	100 [kHz]
Napięcie zasilania	5 [V] DC
Komunikacja	SPI



Rys. 28 Zbudowany rejestrator ciśnienia.



Rys. 29 Wnętrze zbudowanego rejestratora ciśnienia.



Rys. 30 Sonda zawierająca czujnik ciśnienia.

## 4.2 Procedura stosowana w trakcie rejestracji sygnału ciśnienia

W trakcie przeprowadzanych badań, realizowany był pomiar trwający 20 [s], w trakcie którego z częstotliwością równą 4096 [Hz] dokonywano próbkowania napięciowego sygnału wygenerowanego przez analogowy czujnik ciśnienia bezwzględny, mierzącego ciśnienie generowane przez rotacyjną łopatkową pompę próżniową. Dodatkowo rejestrowany był sygnał pochodzący z analogowego czujnika odbiciowego, rejestrującego przejście znacznika fazy obrotu, informującego o jednym pełnym obrocie wału wirnika pompy. Wyniki tak zrealizowanego pomiaru, zapisane zostały na karcie SD, w celu przeniesienia ich do obróbki na komputerze PC, gdzie dokonano analizy zarchiwizowanego sygnału w dziedzinie czasu, częstotliwości oraz drogi kątowej wału wirnika pompy próżniowej.

## 4.3 Analiza cech punktowych sygnału

Informacje diagnostyczne, mogą być wydobywane z sygnałów oddziaływań zewnętrznych i wewnętrznych poprzez ich analizę i ocenę. W celu dokonania estymacji cech sygnałów diagnostycznych, konieczne jest określenie zbioru rozpatrywanych cech, których wartości mają posłużyć do oceny zmian stanu analizowanego obiektu. Podczas określania zawartości tego zbioru, konieczne jest wzięcie pod uwagę ilości informacji dostarczanych przez poszczególne cechy sygnału.

Elementami tego zbioru mogą być zarówno cechy punktowe jak i cechy funkcyjne. Ze względu na stosowanie metod numerycznych w diagnostyce maszyn oraz szeroko pojętą automatyzację procesu diagnostyki technicznej, wartości cech funkcyjnych zapisywane i przetwarzane są jako zbiory wartości odpowiednio określonych cech punktowych. Takie założenia upraszczające, pozwalają na traktowanie zbioru cech diagnostycznych, jako zbioru cech punktowych sygnałów diagnostycznych.

Znakomita większość danych oraz informacji o progowych wartościach symptomów diagnostycznych maszyn pozyskiwana jest na podstawie odpowiednich cech punktowych [49]. Wśród znanych i szeroko stosowanych cech punktowych, można wyróżniać cechy amplitudowe, które

posiadają wymiar mający sens fizyczny, oraz cechy bezwymiarowe. [4] Klasyczne cechy punktowe sygnałów wyznaczone w dziedzinie czasu, które zostały użyte podczas początkowych etapów realizacji niniejszej pracy, wraz z ich definicjami, zostały zestawione w tabeli Tabela 6. Ze względu na znaczną liczebność zbioru cech, która może spowalniać proces diagnostyczny, konieczna jest budowa takiego podzbioru tychże cech, które charakteryzować się będą, maksymalną wrażliwością na zmiany stanu technicznego maszyny, co zmaksymalizuje szanse na szybkie i trafne rozpoznanie zmian stanu środka technicznego. [43] [50]

W większości przypadków, podczas wyznaczania optymalnych zbiorów cech sygnałów diagnostycznych, zadowalające wyniki otrzymuje się przy wykorzystaniu metod heurystycznych. Dlatego też istnieje konieczność zastosowania indywidualnego podejścia do zadania wyboru cech, uwzględniając zakres wartości przyjmowanych przez sygnały diagnostyczne i cechy stanu obiektu technicznego.

Tabela 6. Zbiór wyznaczonych cech punktowych. [51]

Nazwa cechy	Definicja cechy
Wartość średnia	$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i$
Wartość średnia bezwzględna	$x_{ave} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n  x_i $
Wartość średnio kwadratowa	$x_{ms} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i)^2$
Wartość skuteczna	$x_{rms} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i)^2}$
Wariancja	$\sigma^2 = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2$
Odchylenie szandarowe	$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}$
Wartość szczytowa bezwzględna	$x_{peak} = \max( x_n )$
Wartość szczytowa dodatnia	$x_{peak+} = \max(x_n)$
Wartość szczytowa ujemna	$x_{peak-} = \min(x_n)$
Wartość międzyszczytowa	$x_{p-p} = x_{peak+} - x_{peak-}$
Bezwymiarowy współczynnik kształtu	$K = \frac{x_{rms}}{\bar{x}}$
Bezwymiarowy współczynnik szczytu	$C = \frac{x_{peak}}{x_{rms}}$
Bezwymiarowy współczynnik impulsowości	$I = \frac{x_{peak}}{\bar{x}}$
Bezwymiarowy współczynnik luzu	$L = \frac{x_{peak}}{x_{sqrt}}$
Asymetria	$\mu_3 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^3$
Kurtoza	$\mu_4 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^4$

Powyżej przedstawiony zbiór cech punktowych, nie okazał się zbiorem, którego zawartość była wystarczająca do osiągnięcia celów i założeń niniejszej pracy, dlatego też podjęto próbę poszukiwania innych cech punktowych wrażliwych na zmianę stanu rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych.

#### 4.4 Uśrednianie synchroniczne

Badając maszyny, których działanie opiera się na ruchu elementów wirujących, najczęściej zakłada się, że zjawiska w nich występujące mają charakter procesu cyklostacjonarnego [52]. Metody analizy sygnałów, generowanych przez te zjawiska, w dziedzinie czasu sprowadzają się często do uśredniania. Wyróżnić tutaj należy uśrednianie synchroniczne, które polega na podziale analizowanego sygnału na jego podrealizacje o długości równej okresowi synchronizacji. Okres synchronizacji definiowany jest poprzez zewnętrzny sygnał, zwany sygnałem tachometrycznym, którym to najczęściej jest pełny obrót wału wirnika maszyny. Uśrednianie synchroniczne stosowane jest w celu eliminacji części stochastycznej z analizowanego sygnału i wygenerowanie sygnału zawierającego tylko okresową deterministyczną część sygnału pierwotnego. [53] [54] Uśrednianie synchroniczne można też interpretować, jako stłumienie bądź odfiltrowanie składowych subharmonicznych względem okresu uśredniania, jednak przed podjęciem decyzji o uśrednieniu sygnału należy dokładnie zweryfikować, czy w obserwowanym sygnale nie znajdują się istotne składowe subharmoniczne względem tegoż okresu. [55]

Zgodnie z opisaną metodą uśrednianie synchroniczne polega na tym, że sygnał  $x(t)$  jest uśredniany dla jednego pełnego obrotu  $T$ , poprzez wyliczenie średniej dla wszystkich próbek  $N$  oddzielonych od siebie interwałem czasowym  $T$ [53]:

$$m(t) = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} x(t + i \cdot T) \quad (30)$$

#### 4.5 Widmo amplitudowe

Podstawowym narzędziem analizy częstotliwościowej sygnałów, jest Transformacja Fouriera. Dla sygnałów ciągłych definiuje się ją jako:

$$X(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot e^{-i \cdot 2\pi \cdot f \cdot t} dt \quad (31)$$

Gdzie:  $f$  – częstotliwość wyrażona w hercach.

$X(f)$  nazywane jest zespolonym widmem Fouriera sygnału  $x(t)$ , i niesie informację o jego, tak zwanej zawartości częstotliwościowej. Ową zawartość częstotliwościową można rozumieć jako wartość  $X(f)$ , czyli ilość składowej harmonicznej o konkretnej składowej częstotliwości  $f$ , w analizowanym sygnale. Tak jak pokazuje zależność (31), Widmo Fouriera powstaje przez wymnożenie analizowanego sygnału  $x(t)$  z synchronicznymi sygnałami postaci

$$e^{-j \cdot 2\pi \cdot f \cdot t} = \cos(2\pi \cdot f \cdot t) - i \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t) \quad (32)$$

a więc sprzężonymi do  $e^{i2\pi ft}$ , a następnie scałkowaniu powstałego iloczynu. Równie dobrze, można tę operację rozumieć, jako wyznaczenie miary korelacji lub podobieństwa sygnału  $x(t)$ , do sygnału funkcji harmoniczej, charakteryzującej się poszczególnymi częstotliwościami. Jako że wykorzystywane funkcje harmoniczne są funkcjami zespolonymi, to widmo Fouriera  $X(f)$  również musi być zespolone. Tak więc jak każda liczba zespolona musi posiadać część rzeczywistą  $Re(X(f))$ , część urojoną  $Im(X(f))$ , a także moduł  $|X(f)|$  oraz fazę (ką, argument)  $Arg(X(f))$ .

Dla sygnałów dyskretnych transformacja Fouriera przyjmuje postać:

$$X(f) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} x(n \cdot \Delta t) \cdot e^{-i \cdot 2\pi \cdot \left(\frac{f}{f_n}\right) \cdot n} \quad (33)$$

Sygnał  $x(n \cdot \Delta t)$ , powstaje poprzez próbkowanie sygnału ciągłego  $x(t)$ , zachowując odstęp czasowy pomiędzy pobraniem próbek  $\Delta t = 1/f_n$ , gdzie  $f_n$  oznaczania częstotliwość próbkowania wyrażaną w [Hz].

Podczas wyznaczania transformacji Fouriera dla sygnałów dyskretnych, konieczne jest postępowanie zgodnie z twierdzeniem o próbkowaniu, mówiącym o tym, że dla ogółu przypadków, częstotliwość próbkowania powinna wynosić co najmniej dwa razy więcej niż najwyższa częstotliwość zawarta w sygnale próbkowanym.

Zgodnie z [56], rozróżnić można 4 rodzaje widm sygnałów:

- Widmo Amplitudowe – gdzie na osi rzędnych znajduje się moduł transformaty Fouriera.
- Widmo Fazowe – gdzie na osi rzędnych znajduje się faza transformaty Fouriera.
- Widmo Gęstości mocy – gdzie na osi rzędnych znajduje się stosunek kwadratu modułu transformaty Fouriera do czasu trwania realizowanego sygnału.

Szybka transformata Fouriera FFT, jest to algorytm obliczania dyskretnej transformaty Fouriera, który to umożliwia znaczącą redukcję wykonywanych działań arytmetycznych. Algorytm ten realizuje koncepcję podziału próbek transformowanego sygnału na próbki parzyste i próbki nieparzyste. Następnie wykonywana jest Dyskretna Transformata Fouriera osobno dla każdej z części, po czym odtwarza się widmo sygnału z dwóch widm cząstkowych. Algorytm FFT wymaga jednak by liczba analizowanych próbek sygnału dyskretnego i liczba uzyskiwanych wartości widma sygnału dyskretnego była potęgą liczby 2.

## 4.6 Znormalizowana funkcja autokorelacji

Funkcja autokorelacji, zwana również funkcją korelacji własnej, dla sygnałów ciągłych dana jest wzorem [7], dana jest wzorem (34).

$$R_{xx}(\tau) = R_x(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot x(t - \tau) dt \quad (34)$$

$R_{xx}(\tau)$  to iloczyn skalarny sygnału pierwotnego i tego samego sygnału przesuniętego w czasie o  $\tau$ . Zgodnie z wzorem (34) dla każdego  $\tau$ , otrzymuje się liczbę, informującą o ile opóźniony sygnał jest skorelowany (podobny) do sygnału pierwotnego. Dla sygnałów okresowych przyjmuje się definicję autokorelacji wyrażoną zależnością (35).

$$R_{xx}(\tau) = R_x(\tau) = \frac{1}{T} \int_0^T x(t) \cdot x(t - \tau) dt \quad (35)$$

Natomiast dla sygnałów dyskretnych:

$$R_{xx}(k) = R_x(k) = \sum_{n=-\infty}^{\infty} x(n) \cdot x(n - k) \quad (36)$$

Z kolei dla dyskretnych sygnałów okresowych o okresie  $N$ :

$$R_{xx}(k) = R_x(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=-\infty}^{\infty} x(n) \cdot x(n - k) \quad (37)$$

W praktyce nie dysponuje się nieskończoną liczbą próbek  $N$ , dlatego też wartości funkcji autokorelacji estymuje się zakładając wartość przesunięcia sygnału  $k$ , tak że:

$$-N + 1 \leq k \leq N - 1 \quad (38)$$

Dla  $k$ , takiego, że

$$-N + 1 \leq k \leq 0 \quad (39)$$

do wyznaczenia wartości funkcji autokorelacji stosuje się zależność (40):

$$R_{xx}(k) = \sum_{n=0}^{N-k-|k|} x(n) \cdot x(n - k) \quad (40)$$

Wraz ze wzrostem wartości bezwzględnej  $k$  liczba sumowanych składników jest coraz mniejsza, a więc maleje również wartość  $R_{xx}(k)$  wyrażona wzorem (40). Dlatego wprowadzono normowanie tej wartości wyrażone zależnością (41).

$$R_{xx}(k) = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-k-|k|} x(n) \cdot x(n - k) \quad (41)$$

Autokorelację wyznaczaną ze wzoru (40) nazywa się nieunormowaną, natomiast autokorelację wyznaczoną za pomocą wzoru (41) unormowaną bądź znormalizowaną. [1] [7] [57]

## 4.7 Dziedzina drogi kątowej

Trudnością wynikającą z powyższych sposobów analizowania sygnału jest konieczność posiadania pewnego wzorca charakterystyki pracy dla urządzenia sprawnego i uszkodzonego, uwzględniającego podział na poszczególne niesprawności. Konieczne również byłoby dostosowanie charakterystyk urządzeń do instalacji próżniowych współpracujących z diagnozowanymi pompami, ze względu na bezwładność i tłumienie instalacji. Sytuacja taka utrudniałaby również ewentualną, planowaną w przyszłości, automatyzację procesu diagnostycznego.

W związku z powyższym, podjęto próbę poszukiwania jednej lub niewielkiej ilości cech punktowych analizowanego sygnału, pozwalających na ocenę i klasyfikację stanu technicznego obiektu na podstawie granicznych wartości wspólnych dla rozpatrywanej grupy obiektów i różnych stanów ich obciążenia. Cechy te, pozwoliłyby na rezygnację z potrzeby ustalania indywidualnych wzorcowych charakterystyk pracy każdego egzemplarza pompy. [58]

Wprowadzono zmianę dziedziny, w której przeprowadzono uśrednianie wartości ciśnienia, z dziedziny czasu na dziedzinę drogi kątowej wału wirnika rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej. W wyniku tak przeprowadzanej analizy, otrzymano szeregi wartości ciśnienia bezwzględnego  $p(t)$ , dla każdej chwili czasu  $t$ , wyznaczonej przez częstotliwość próbkowania sygnału ciśnienia. Zaproponowana metoda, zakłada rozpatrywanie wartości szeregu  $p(t)$  jako szeregu wartości zespolonych  $z(t)$ , wyrażonych w zależności (42).

$$z(t) = (p(t) + b) \cdot e^{i\varphi t} \quad (42)$$

Po przejściu do zapisu trygonometrycznego liczby zespolonej otrzymuje się zależność (43),

$$z(t) = (p(t) + b) \cdot (\cos(\varphi(t)) + i \cdot \sin(\varphi(t))) \quad (43)$$

gdzie  $b$  jest offsetem wyznaczanym według zależności (44).

$$b = a \cdot \min(p(t)) \quad (44)$$

Wartość współczynnika  $a$  została przyjęta empirycznie zgodnie z zależnością (45).

$$a = -1,1 \quad (45)$$

Z kolei  $\varphi(t)$  jest drogą kątową wału wirnika maszyny, wyznaczaną z zależności (46)

$$\varphi(t) = 2\pi \cdot \frac{t}{T} \quad (46)$$

Dla  $T$  oznaczającego czas trwania jednego obrotu wału rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej  $\varphi_n$ .

## 4.8 Procedura obliczeniowa

Pierwszym krokiem w takcie przeprowadzanej analizy uprzednio zarejestrowanego oraz przefiltrowanego sygnału ciśnienia, było dokonanie obliczeń wartości ciśnienia bezwzględnego, na podstawie surowego odczytu pochodzącego z analogowego czujnika ciśnienia oraz przetwornika analogowo cyfrowego.

Następnie, w zarchiwizowanym ciągu próbek sygnału, zidentyfikowano pozycję próbek, które odpowiadają rozpoczęciu i zakończeniu kolejnych obrotów wału wirnika. Po dokonaniu podziału pomiaru na fragmenty odpowiadające kolejnym obrotom wału wirnika, możliwe było usunięcie początkowych i końcowych fragmentów pomiaru zawierających niepełne obroty wału wirnika badanej maszyny. Tak wstępnie przetworzony sygnał posłużyć mógł do wyznaczenia jego wybranych cech punktowych w dziedzinie czasu oraz wyznaczenia wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji właściwej dla tegoż sygnału.

W następstwie podziału zarejestrowanego sygnału na fragmenty zawierające pojedyncze obroty wirnika, możliwe było przeprowadzenie operacji uśredniania synchronicznego zarejestrowanego sygnału, polegającego na obliczeniu średniego przebiegu sygnału ciśnienia w dziedzinie czasu, a po odpowiednich przekształceniach opisanych w rozdziale poprzednim, również w dziedzinie kąta obrotu wału wirnika badanej pompy.

W celu dokonania analizy sygnału dziedzinie częstotliwości, zdecydowano się na podział sygnału na fragmenty, które następnie oddzielnie zostały poddane analizie widmowej. Wpierw „a priori” założono rozdzielność widmową równą 0,25 [Hz]. Następnie korzystając z tego założenia oraz z informacji o częstości próbkowania analizowanego sygnału, obliczona została wymagana liczba próbek sygnału, a co za tym idzie, liczba obrotów wału wirnika zarejestrowanych w trakcie realizacji analizowanego sygnału. Następnie obrobiony w sposób opisany powyżej sygnał, podzielony został na fragmenty tak, aby analizowany fragment zaczynał się kończył się w tym samym położeniu kątowym wału wirnika badanej pompy oraz aby liczba próbek w fragmencie odpowiadała liczbie próbek koniecznych o uzyskania założonej z góry rozdzielności widmowej, a także spełniała warunek o konieczności bycia potęgą liczby 2. Podejście takie, umożliwia skorzystanie z własności FFT do wyliczenia widma amplitudowego badanego sygnału. Z opisanych powyżej fragmentów sygnału, wyliczone zostało trzykrotnie widmo amplitudowe. Następnie otrzymane widma uśredniono w celu zwiększenia dokładności i minimalizacji obecności zakłóceń w analizowanym widmie. [59]

## 5 Weryfikacja metody

Weryfikacja zaproponowanej i opisanej wyżej metody wymagała pozyskania odpowiednich uczących oraz testowych sygnałów diagnostycznych, które mogą być pozyskane na podstawie symulacji lub eksperymentu diagnostycznego. Wyróżnia się trzy rodzaje eksperymentów diagnostycznych [60], [61]:

- czynny eksperyment diagnostyczny,
- czynno-bierny eksperyment diagnostyczny,
- bierny eksperyment diagnostyczny.

W toku realizacji niniejszej pracy, zdecydowano się na przeprowadzenie czynnego oraz biernego eksperymentu diagnostycznego.

Czynny eksperyment diagnostyczny, jest to eksperyment polegający na celowej i zamierzonej zmianie parametrów stanu obiektu badań (maszyny) i obserwacji skutków, powodowanych przez wprowadzone zmiany. [60] Przeprowadzenia tego typu badań na rzeczywistych obiektach przemysłowych, wymaga ingerencji w ich strukturę, co nierzadko jest możliwe. Dodatkowo każdorazowa ingerencja strukturę maszyny prowadzi do zmiany parametrów jej pracy, co mimo że jest zamierzone jest też niekorzystne dla badanego obiektu, a także może być źródłem niemiarodajnych informacji.

Metoda opisana w rozdziale poprzednim została zweryfikowana w czterech etapach: na postawie sygnałów wygenerowanych za pomocą modelu matematycznego sygnału ciśnienia rejestrowanego podczas działania rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej, na podstawie badań przeprowadzonych w trakcie czynnego eksperymentu diagnostycznego oraz na podstawie badań przeprowadzonych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego. Czynny eksperyment diagnostyczny przeprowadzony został na obiekcie rzeczywistym, będącym reprezentatywnym przykładem rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej stosowanej w przemyśle. Natomiast bierny eksperyment diagnostyczny został



przeprowadzony na grupie pomp tego samego typu o charakteryzujących się różnym stanem technicznym.

Dla każdego z analizowanych sygnałów, pokazane zostały wyniki analiz w dziedzinie czasu, przy użyciu transformacji Fouriera, uśredniania synchronicznego, znormalizowanej funkcji autokorelacji oraz zmiany dziedziny sygnału na drogę kątową wału wirnika maszyny.

## 5.1 Weryfikacja metody na podstawie symulowanych sygnałów wygenerowanych w oparciu o model matematyczny

Sygnały ciśnienia generowane przez rotacyjne łopatkowe pompy próżniowe, mają specyficzną budowę opisaną w rozdziale 3. Przy użyciu uogólnionej budowy tych sygnałów wygenerowano trzy sygnały testowe, które zostały użyte w podczas weryfikacji metody diagnostycznej opisaną w niniejszej pracy.

### 5.1.1 Opis generowania sygnałów

Przebieg ciśnienia generowanego przez łopatkową rotacyjną pompę próżniową został opisany w rozdziale 2 i 3. Na podstawie uogólnionego modelu sygnału ciśnienia generowanego przez te urządzenie, opisanego w rozdziale 3 wygenerowano sygnały testowe, które zostały wykorzystane w pierwszym etapie procesu weryfikacyjnego metody opisaną w niniejszej pracy. Sygnały te, zostały wygenerowane w oparciu o zależności (23) – (29), a ich struktura powinna być zbliżona do sygnału ciśnienia generowanego przez sprawną pompę próżniową, przez pompę wyposażoną w jedną uszkodzoną łopatkę oraz przez pompę wyposażoną w dwie uszkodzone łopatki. Sygnały ciśnienia generowanego przez pompy, które są w pełni sprawne lub takie, w których jedynymi niesprawnościami występującymi w pompie są uszkodzenia tylko jednej lub tylko dwóch łopatek, są niezwykle rzadkie. Rzeczywiste sygnały, są najczęściej złożeniem wielu składowych będących wynikowymi kilku niesprawności występującymi w układzie. Użyte sygnały testowe, są więc znacznym uproszczeniem sygnałów rejestrowanych podczas pomiarów ciśnienia wykonywanych na obiektach rzeczywistych, a weryfikacja opisaną w pracy metody, na ich podstawie ma jedynie wykazanie poprawności uzyskiwanych wyników uzyskiwanych w trakcie jej stosowania.

Poniżej przedstawiona została tabela Tabela 7, zawierająca opis użytych sygnałów testowych, wygenerowanych na potrzeby weryfikacji metody.

Tabela 7. Opis użytych sygnałów testowych.

Oznaczenie sygnału	S1	S2	S3
Częstotliwość obrotowa	25 [Hz]	25 [Hz]	25 [Hz]
Ilość łopatek	3	3	3
Częstotliwość próbkowania	4096 [Hz]	4096 [Hz]	4096 [Hz]
Długość realizacji sygnału	12 [s]	12 [s]	12 [s]
Niesprawność	Brak	Jedna uszkodzona łopatką	Dwie uszkodzone łopatki

### 5.1.2 Wyniki analizy cech punktowych

Z sygnałów testowych, otrzymanych z modelu matematycznego, wyliczone zostały niektóre z cech punktowych zestawionych w tabeli Tabela 6. Wyniki zostały przedstawione w tabeli Tabela 8. Wartości tych cech punktowych, silnie zależą od przyjętych wartości liczbowych współczynników zawartych w opisie matematycznym modelu, więc nie mogą być one traktowane jako bezwzględne wskaźniki granicznych wartości cech, na podstawie których można dokonywać klasyfikacji stanu obiektów na obiekt sprawny i uszkodzony. Należy je jedynie traktować, jako wskazówki dające informację o ewentualnej możliwości ich zastosowania w procesie diagnostycznym.

Tabela 8. Zbiór cech punktowych wyznaczonych na podstawie sygnałów testowych pochodzących z modelu matematycznego.

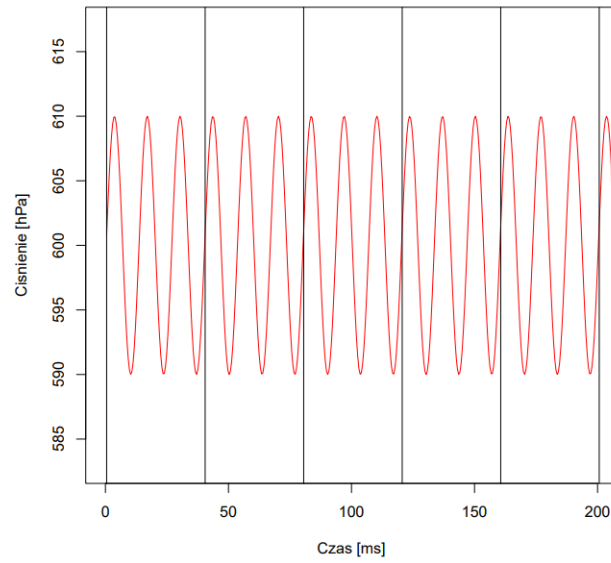
Oznaczenie sygnału	S1	S2	S3
Wartość średnia	600,00 [mbar]	608,69 [mbar]	617,86 [mbar]
Kurtoza	-1,50	-1,08	-1,01
Odchylenie szandarowe	7,07 [mbar]	6,95 [mbar]	6,08 [mbar]
Wartość szczytowa bezwzględna	610 [mbar]	620,50 [mbar]	627,15 [mbar]
Wartość szczytowa dodatnia	610 [mbar]	620,50 [mbar]	627,15 [mbar]
Wartość szczytowa ujemna	590 [mbar]	595,01 [mbar]	605,17 [mbar]
Pierwsza Wartość międzyszczytowa	20 [mbar]	25.49[mbar]	21,98 [mbar]
Bezwymiarowy współczynnik kształtu	1,00	1,00	1,00
Bezwymiarowy współczynnik szczytu	1,02	1,02	1,01
Bezwymiarowy współczynnik impulsowości	1,02	1,02	1,02
Bezwymiarowy współczynnik luzu	24,90	25,15	25,23

Na podstawie wartości liczbowych wyznaczonych cech punktowych, zestawionych w tabeli Tabela 8, można wysnuć wniosek, że żadna z analizowanych cech punktowych nie jest istotnym symptomem, niosącym informacje o stanie analizowanego urządzenia.

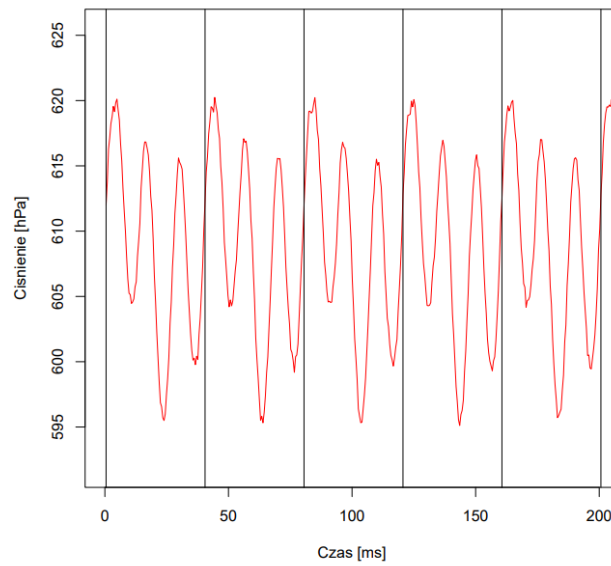
Zarówno wartość średnia, odchylenie standardowe oraz wartości szczytowe, będą silnie zależały od obciążenia, pod jakim dana pompa pracuje. Natomiast wartości bezwymiarowych współczynników kształtu, szczytu, impulsowości i luzu, nie różnią się znacząco od siebie w grupie analizowanych sygnałów.

### 5.1.3 Wyniki analizy przy zastosowaniu Uśredniania Synchronicznego

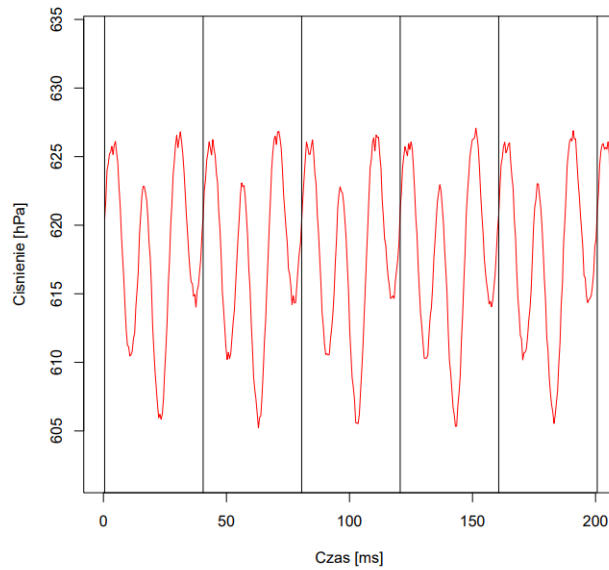
Sygnały testowe zestawione w tabeli Tabela 7, zostały poddane analizie w dziedzinie czasu polegającej na ich uśrednianiu synchronizowanym, synchronizowanym symulowanym pełnym obrotem wału wirnika maszyny. Na rysunkach do Rys. 31 do Rys. 33, pokazano symulowane przebiegi ciśnienia generowanego przez sprawną rotacyjną łopatkową pompę próżniową, pompę wyposażoną w jedną uszkodzoną łopatkę oraz pompę wyposażoną w dwie uszkodzone łopatki. Na rysunkach tych kolorem czerwonym przedstawiono przebieg generowanego ciśnienia w czasie, a czarnymi pionowymi liniami oddzielono od siebie symulowane pełne obroty wału wirnika pompy.



Rys. 31. Symulowany przebieg ciśnienia w czasie dla pompy sprawnej.

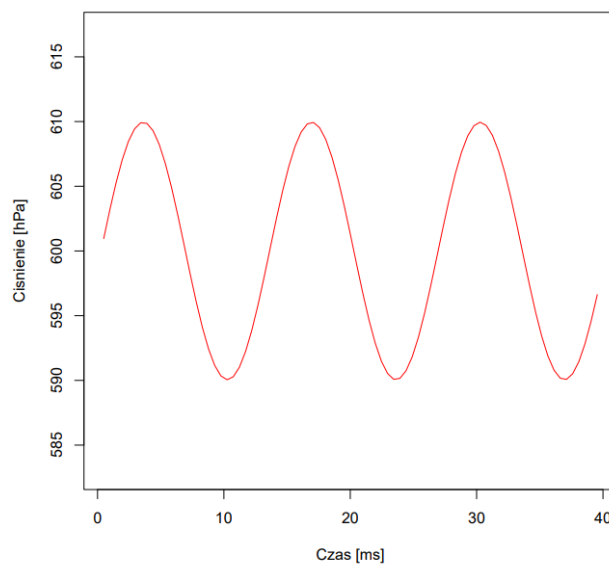


Rys. 32. Symulowany przebieg ciśnienia w czasie dla pompy wyposażonej w jedną uszkodzoną łopatkę.

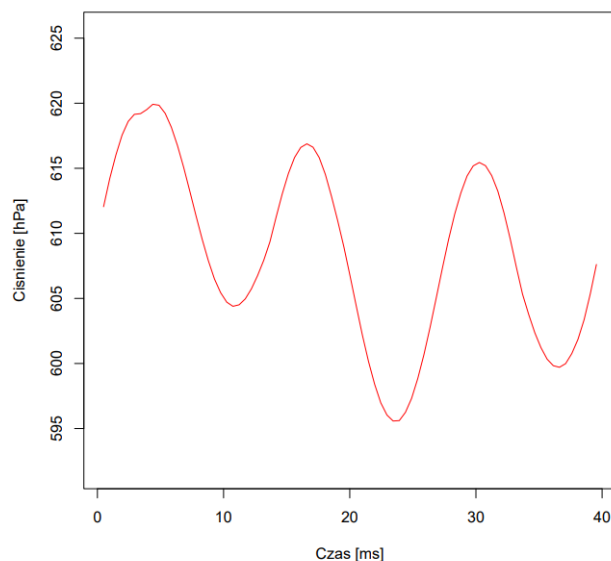


Rys. 33. Symulowany przebieg ciśnienia w czasie dla pompy wyposażonej w dwie uszkodzone łopatki.

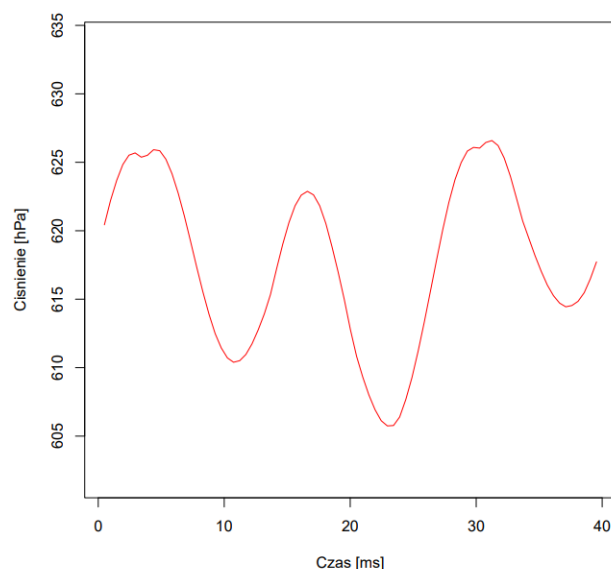
W celu ułatwienia „ręcznej” analizy sygnału w dziedzinie czasu, dokonano uśredniania synchronicznego gdzie, jako sygnał tachometryczny, względem którego prowadzone było uśrednianie, zastosowano symulowany znacznik pełnego obrotu wału wirnika. W wyniku uzyskano średnie przebiegi ciśnienia, pokazane na rysunkach od Rys. 34 do Rys. 36.



Rys. 34. Uśredniony symulowany przebieg ciśnienia dla pompy sprawnej.



Rys. 35. Uśredniony symulowany przebieg ciśnienia w czasie dla pompy wyposażonej w jedną uszkodzoną łopatkę.



Rys. 36. Uśredniony symulowany przebieg ciśnienia w czasie dla pompy wyposażonej w dwie uszkodzone łopatki.

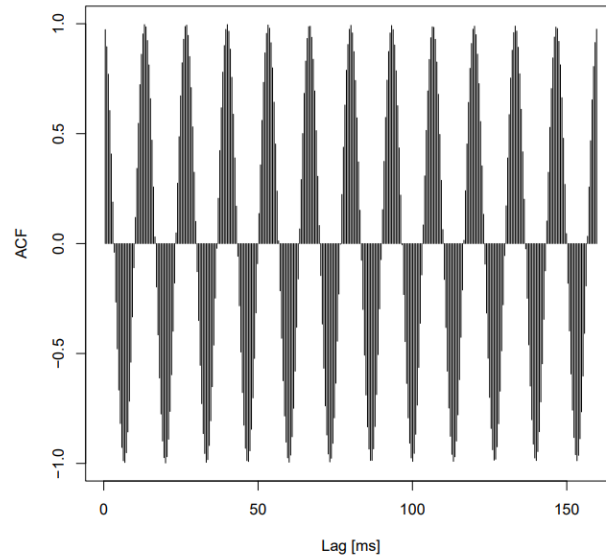
Synchroniczne uśrednienia sygnału ciśnienia pozwoliło na eliminację zakłóceń w sygnale i wygładziło jego przebieg oraz umożliwiło jego „ręczną” analizę. Na rysunku Rys. 34 pokazany został symulowany przebieg ciśnienia dla pompy sprawnej. Jego kształt to sinusoida, która jest odpowiednio przesunięta w fazie. Nie można zaobserwować gwałtownego spadku lub wzrostu wartości ciśnienia bezwzględne w trakcie jednego pełnego obrotu.

Na rysunku Rys. 35 pokazany został przebieg ciśnienia symulowany dla pompy wyposażonej w jedną uszkodzoną łopatkę. Można na nim zaobserwować pewne zniekształcenie sinusoidy odpowiadającej przebiegowi generowanego ciśnienia przez pompę sprawną. Widoczne są również zmienne wartości minimów i maksimów lokalnych generowanego ciśnienia.

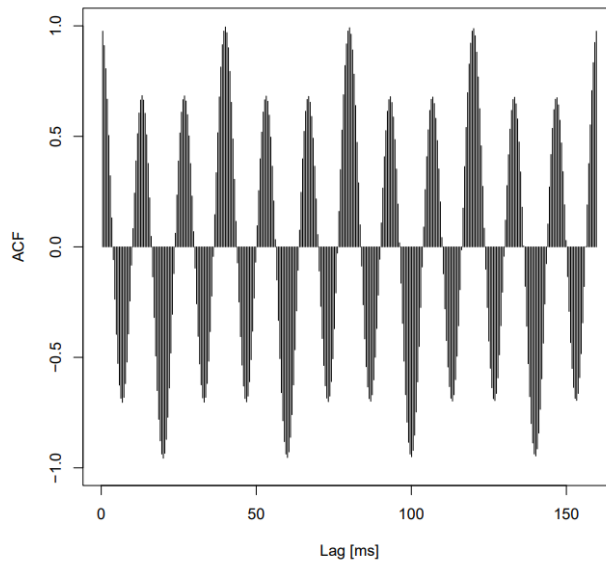
Na rysunku Rys. 36 przedstawiony został przebieg ciśnienia wyposażonej w dwie uszkodzone łopatki. Można na nim zaobserwować wzrost wartości jednego z minimów i maksimów lokalnych, względem przebiegu odpowiadającego pompie wyposażonej w jedną uszkodzoną łopatkę.

#### 5.1.4 Wyniki analizy przy zastosowaniu Znormalizowanej funkcji autokorelacji

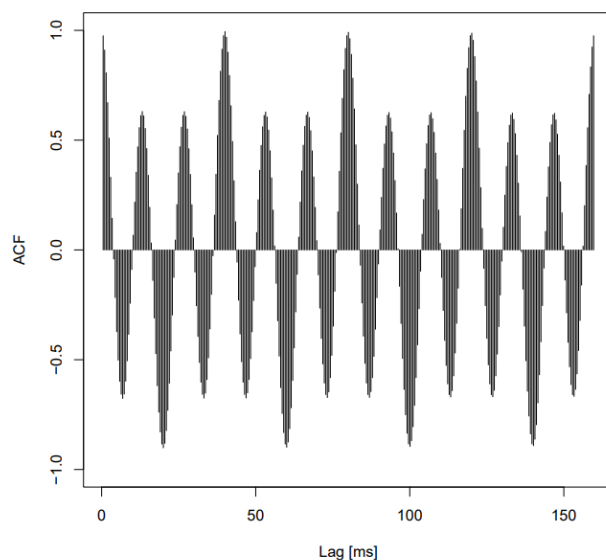
Sygnaly testowe zestawione w tabeli Tabela 7, zostały poddane analizie w dziedzinie czasu polegającej na wyznaczaniu na ich podstawie znormalizowanej funkcji autokorelacji (ACF – ang. autocorrelation function). Na rysunkach od Rys. 37 do Rys. 39, na osi pionowej pokazano wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji dla odpowiedniego przesunięcia w czasie zaznaczonego na osi poziomej.



Rys. 37. Znormalizowana funkcja autokorelacji symulowanego sygnału ciśnienia generowanego przez pompę sprawną.



Rys. 38. Znormalizowana funkcja autokorelacji dla symulowanego sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedną uszkodzoną łopatkę.



Rys. 39. Znormalizowana funkcja autokorelacji dla symulowanego sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w dwie uszkodzone łopatki sprawnej.

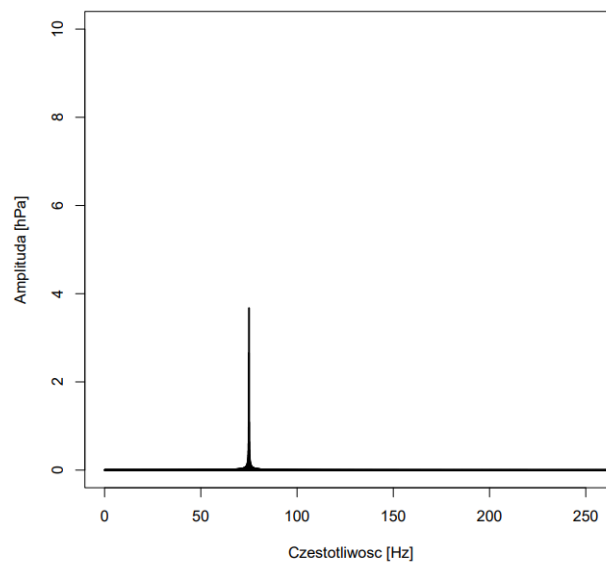
Na podstawie wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji, możliwa jest ocena stopnia podobieństwa charakteru pracy łopatki, względem innych łopatek pracujących w tej pompie. Na rysunku Rys. 37, widoczna jest stała wartość znormalizowanej funkcji autokorelacji dla opóźnień odpowiadających 1/3 obrotu, w przybliżeniu równa 1. Oznacza to, że charakter pracy wszystkich 3 łopatek pracujących w pompie jest taki sam, i żadna łopatka nie odstaje od pozostałych jakością generowanego podciśnienia. Na rysunkach od Rys. 38 do Rys. 39, widoczny jest wyraźny spadek wartości funkcji autokorelacji dla opóźnienia równego 1/3 i 2/3 pełnego obrotu wirnika maszyny. Oznacza to, że jakość pracy tych łopatek spadła ze względu na powstałe uszkodzenie. W tabeli Tabela 9 zestawione zostały wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji dla sygnałów wygenerowanych przy użyciu modelu matematycznego.

Tabela 9. Wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji dla sygnałów testowych wygenerowanych przy użyciu modelu matematycznego.

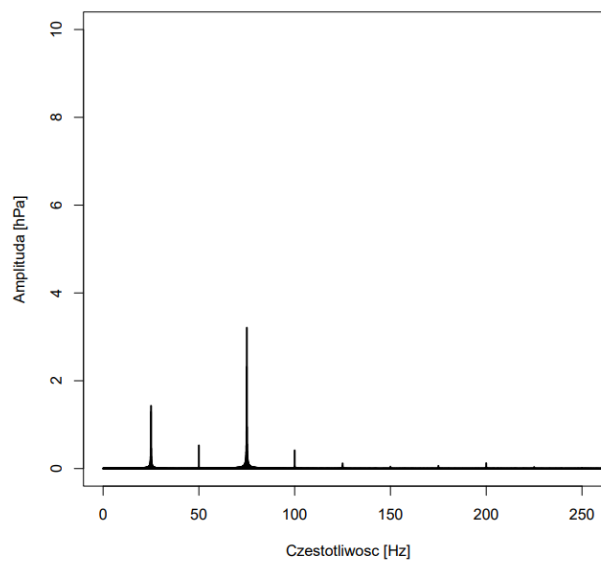
Oznaczenie sygnału	S1	S2	S3
Wartość znormalizowanej funkcji autokorelacji dla 1/1 obrotu	0,997	0,995	0,994
Wartość znormalizowanej funkcji autokorelacji dla 2/3 obrotu	0,996	0,685	0,630
Wartość znormalizowanej funkcji autokorelacji dla 1/3 obrotu	0,996	0,685	0,630

### 5.1.5 Wyniki analizy przy zastosowaniu Transformacji Fouriera

Sygnaly testowe zestawione w tabeli Tabela 7, poddane zostały analizie opartej na FFT, uzyskując w ten sposób widma amplitudowe analizowanych sygnałów. Na rysunkach od Rys. 40 do Rys. 42, pokazano widma amplitudowe symulowanych sygnałów ciśnienia generowanego przez pompę sprawną, przez pompę wyposażoną w jedną niesprawną łopatkę oraz przez pompę wyposażoną w dwie niesprawne łopatki. Częstotliwość obrotowa symulowanej pompy wynosi 25 [Hz] i jest ona wyposażona w 3 łopatki umieszczone w wirniku, z czego wynika, że dominującą częstotliwością w sygnale ciśnienia generowanego przez pompę sprawną, powinna być składowa 75 [Hz]. Natomiast z chwilą pojawienia się uszkodzenia którejkolwiek łopatki, w widmie sygnału powinien pojawić się znaczący udział składowej 25 [Hz] i 50 [Hz].

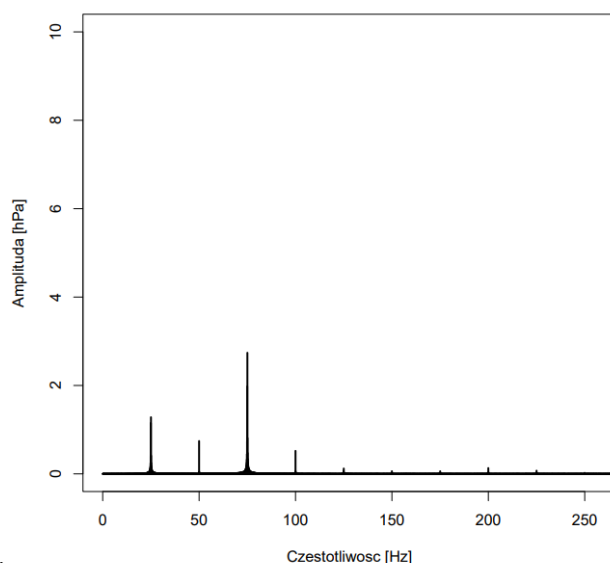


Rys. 40. Widmo amplitudowe symulowanego sygnału ciśnienia generowanego przez pompę sprawną.



Rys. 41. Widmo amplitudowe symulowanego sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedną uszkodzoną łopatkę.





Rys. 42. Widmo amplitudowe symulowanego sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w dwie uszkodzoną łopatki.

Na rysunku Rys. 40, pokazane zostało widmo symulowanego sygnału ciśnienia generowanego przez pompę sprawną. Zgodnie z poczynionymi wcześniej przypuszczeniami, jedyną dominującą częstotliwością jest składowa odpowiadająca potrójnej częstotliwości obrotowej, wynikającej z liczby pracujących łopatek. Na wykresach pokazanych na rysunkach Rys. 41 i Rys. 42, dodatkowo pojawia się składowa 25 [Hz] odpowiadająca częstotliwości obrotowej wału wirnika, czyli częstotliwości przechodzenie łopatki uszkodzonej przez światło króćca ssawnego. Pojawia się również składowa 50 [Hz] związana z przeciekami pomiędzy komorami oddzielanymi przez uszkodzone łopatki.

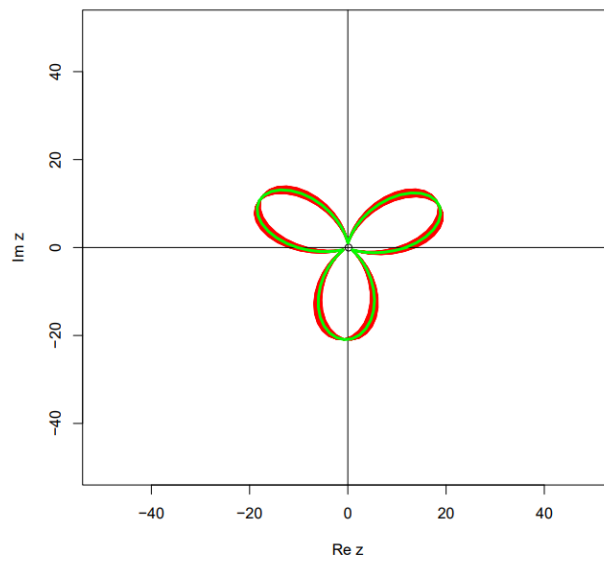
Tabela 10. Procentowy udział poszczególnych składowych częstotliwościowych w mocy sygnałów wygenerowanych przy pomocy modelu matematycznego.

Oznaczenie sygnału	S1	S2	S3
Procentowy udział mocy o składowej $1f_n$	0,010 %	18,869 %	19,708 %
Procentowy udział mocy o składowej $2f_n$	0,0287 %	1,183 %	3,048 %
Procentowy udział mocy o składowej $3f_n$	99,821 %	78,667 %	74,976 %
Procentowy udział mocy o składowej $>6f_n$	< 0,002 %	0,279 %	0,462 %

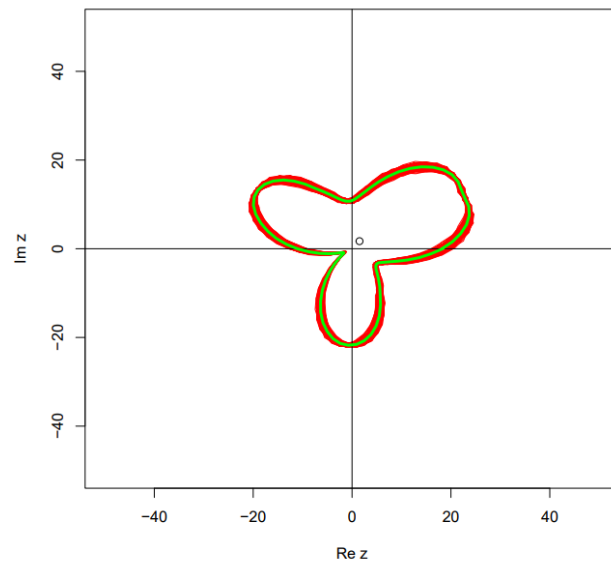
### 5.1.6 Wyniki analizy przy zmianie dziedziny analizowanego sygnału

Sygnały testowe zestawione w tabeli Tabela 7, zostały poddane analizie zgodnie z metodą opisaną w podrozdziale 4.4. W wyniku czego zostały wygenerowane wykresy biegunowe pokazane na rysunkach od Rys. 43 do Rys. 45, właściwe dla symulowanych sygnałów ciśnienia generowanych przez pompę sprawną, przez pompę wyposażoną w jedną uszkodzoną łopatkę oraz przez pompę wyposażoną w dwie uszkodzone łopatki. Na wykresach tych kolorem czerwonym zaznaczono wykres szeregu wartości zespolonych  $z(t)$  wyznaczony według zależności (43), natomiast kolorem jasnozielonym

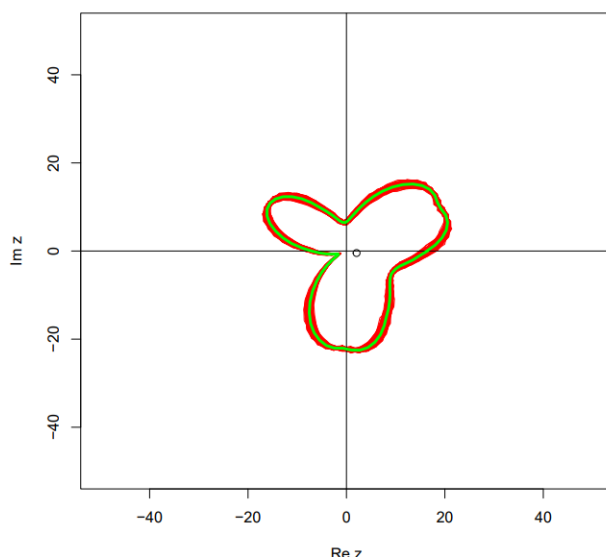
zaznaczony został uśredniony szereg wartości, synchronizowany jednym pełnym obrotem wału wirnika pompy. Małym okręgiem zaznaczono położenie środka ciężkości figury kreślonej na wykresie biegunowym.



Rys. 43. Wykres biegunowy dla symulowanej sprawnej pompy.



Rys. 44. Wykres biegunowy dla symulowanej pompy wyposażonej w jedną uszkodzoną łopatkę.



Rys. 45. Wykres biegunowy dla symulowanej pompy wyposażonej w dwie uszkodzone łopatki.

Na rysunku Rys. 43 przedstawiono wykres biegunowy dla symulowanego sygnału ciśnienia właściwego dla pompy sprawnej. Kształt wykresu zbliżony jest do trójlistnej koniczyny o trzech osiach symetrii. Kreślona figura, posiada trzy osie symetrii a jej środek ciężkości znajduje się w początku układu współrzędnych. Opisana kombinacja cech świadczy o równomiernej i stałej pracy wszystkich trzech łopatek, w trakcie jednego pełnego obrotu.

Na rysunku Rys. 44 przedstawiono wykres biegunowy symulowanego sygnału ciśnienia właściwego dla pompy wyposażonej w jedną uszkodzoną łopatkę. Kształt wykresu również zbliżony jest do trójlistnej koniczyny, jednak pojawia się swoisty „przerost” jednego z „liści”, a ilość osi symetrii figury na wykresie została zredukowana do jednej. Położenie środka ciężkości również uległo zmianie, przesuwał się w stronę „liścia” odpowiadającego niesprawnej łopatce.

Na rysunku Rys. 45 przedstawiono wykres biegunowy dla symulowanego sygnału ciśnienia właściwego dla pompy wyposażonej w dwie uszkodzone łopatki. Podobnie jak w przypadku wykresu sporządzonego dla pompy sprawnej i pompy wyposażonej w jedną uszkodzoną łopatkę, kształt figury na wykresie zbliżony jest do trójlistnej koniczyny. Pojawiają się natomiast dwa przerosty „liści”. Widoczne jest również przesunięcie środka ciężkości kreślonej figury względem początku układu współrzędnych.

W tabeli Tabela 11 zestawione zostały wartości odległości środków ciężkości kreślonych figur od początku układu współrzędnych, oznaczone symbolem  $R$ .

Tabela 11 Wartości odległości środków ciężkości kreślonych figur od początku układu współrzędnych.

Oznaczenie sygnału	S1	S2	S3
$R$ [mbar]	0,143	2,276	2,105

## 5.2 Weryfikacja metody na podstawie czynnego eksperymentu diagnostycznego

Czynny eksperyment diagnostyczny został przeprowadzony przy użyciu rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej, której dane techniczne zostały zestawione w tabeli Tabela 12. Sygnały generowane i analizowane na tym etapie, były zbliżonymi do sygnałów rzeczywistych generowanych przez urządzenia pracujące w warunkach przemysłowych, podczas ich normalnego działania lub w warunkach możliwych do osiągnięcia w trakcie ich okresowych przeglądów.

Tabela 12. Dane techniczne urządzenia, na którym przeprowadzono czynny eksperyment badawczy.

Producent	BUSCH
Model	RA0100 F
Ciśnienie maksymalne	0,1 [hPa]
Nominalna moc silnika	2,7 [kW]
Nominalne obroty silnika	1500 [min <sup>-1</sup> ]
Pobór mocy przy ciśnieniu 100 [mbar]	1,9 [kW]
Pobór mocy przy ciśnieniu maksymalnym	1,2 [kW]
Poziom hałas (ISO 2151)	65 [dB]
Pojemność oleju	2 [l]
Masa	73 [kg]
Wymiary	701x406x290 [mm]

Konfiguracja stanowiska pomiarowego pozwala na symulację dowolnych typowych niesprawności łopatkowych rotacyjnych pomp próżniowych. W trakcie badań eksperymentalnych ograniczono się do symulowania niesprawności polegających na uszkodzeniach łopatek oraz na niedostatecznym smarowaniu pompy.

### 5.2.1 Opis generowania sygnałów

W czynnym eksperymencie diagnostycznym została wykorzystana rotacyjna łopatkowa pompa próżniowa o niskim stopniu zużycia wyposażona w 3 łopatki, a jej nominalna wydajność wynosiła 100 [m<sup>3</sup>/h]. Wlot urządzenia został zaślepiiony sondą z czujnikiem ciśnienia bezwzględnego. W głowicy sondy znajdował się otwór, o średnicy 5 [mm] łączącym wnętrze pompy z otoczeniem, co symulowało pracę urządzenia pod obciążeniem. Szczegółowy opis toru pomiarowego i sposobu rejestracji sygnału został zawarty w rozdziale 4.

W trakcie czynnego eksperymentu diagnostycznego, w celu wygenerowania sygnału ciśnienia wytwarzanego przez rotacyjną łopatkową pompę próżniową, badane urządzenie wyposażano w łopatki o różnym, celowo zadanym stopniu uszkodzenia. Następnie tak skonfigurowaną pompę uruchamiano na czas rozgrzania i dokonania pomiarów. Kontrolowane uszkodzanie łopatek wykorzystanych w badaniach, polegało na mechanicznym ręcznym wykonaniu ubytków na krawędzi natarcia łopatki, współpracującej z głazdą cylindra. Zdecydowano się na taką metodę zadania uszkodzeń, ze względu na dobre odwzorowanie defektów łopatek wymienianych w czasie prac serwisowych, przy jednoczesnej minimalizacji ryzyka trwałego uszkodzenia pompy w trakcie badań eksperymentalnych.

W opisywany powyżej sposób uszkodzono dwie łopatki, które następnie zostały użyte podczas czynnego eksperymentu diagnostycznego. Łopatki wykorzystane w trakcie badań zostały pokazane na rysunku Rys. 46.



Rys. 46 Łopatki użyte w trakcie czynnego eksperymentu diagnostycznego (a - łopatka nieuszkodzona, b - łopatka lekko uszkodzona, c - łopatka mocno uszkodzona). [15]

Szczegóły sygnałów zarejestrowanych podczas przeprowadzania czynnego eksperymentu badawczego zostały zestawione w tabeli Tabela 13.

Tabela 13. Opis sygnałów rejestrowanych w trakcie czynnego eksperymentu badawczego

Oznaczenie sygnału	S4	S5	S6	S7	S8
Częstotliwość obrotowa	25 [Hz]	25 [Hz]	25 [Hz]	25 [Hz]	25 [Hz]
Ilość łopatek	3	3	3	3	3
Częstotliwość próbkowania	4096 [Hz]	4096 [Hz]	4096 [Hz]	4096 [Hz]	4096 [Hz]
Długość realizacji sygnału	20 [s]	20 [s]	20 [s]	20 [s]	20 [s]
Niesprawność	Brak	Jedna słabo uszkodzona łopatka	Jedna mocno uszkodzona łopatka	Dwie w różnym stopniu uszkodzone łopatki	Brak smarowania

### 5.2.2 Wyniki analizy cech punktowych

Prosta analiza cech punktowych sygnałów ciśnienia wyznaczonych w dziedzinie czasu, nie daje możliwości jednoznacznej klasyfikacji urządzeń na sprawne i uszkodzone. Wartość średnia sygnału ciśnienia, która w przypadku wygenerowanych sygnałów rośnie wraz ze wzrostem uszkodzenia, silnie zależy również od obciążenia, pod jakim pracuje badana pompa. Co za tym idzie, by poprawnie przeprowadzić proces diagnostyczny, konieczne byłoby wykonanie odpowiednich pomiarów zawsze w tych samych warunkach, co w znacznym stopniu zmniejsza uniwersalność opracowywanej metody. Odchylenie standardowe wyznaczone z wygenerowanych sygnałów, podobnie jak wartość średnia rośnie wraz z postępującym stopniem uszkodzenia, lecz również zależy ono będzie od sposobu eksploracji badanego obiektu. Ten sam argument można przytoczyć również dla wartości szczytowych,

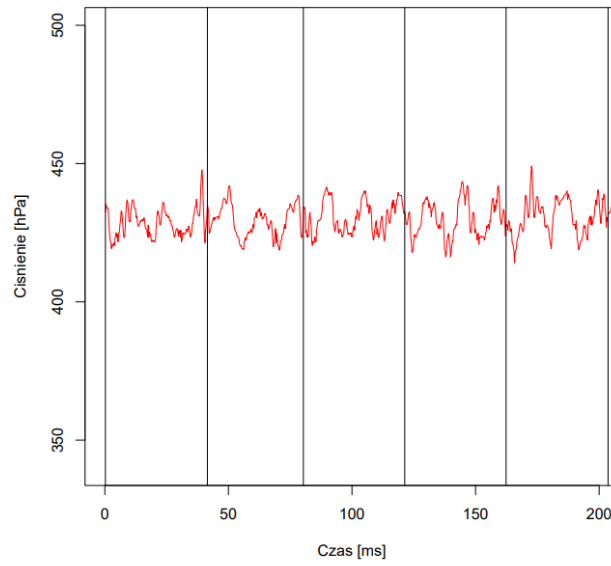
natomiast bezwymiarowe współczynniki kształtu, szczytu, impulsowości oraz luzu, nie różnią się znacząco pomiędzy poszczególnymi sygnałami. W tabeli Tabela 14 zebrano wybrane cechy punktowe wyznaczone z sygnałów ciśnienia wygenerowanych podczas czynnego eksperymentu diagnostycznego.

Tabela 14 Zbiór cech punktowych wyznaczonych na podstawie sygnałów testowych pochodzących z czynnego eksperymentu diagnostycznego matematycznego.

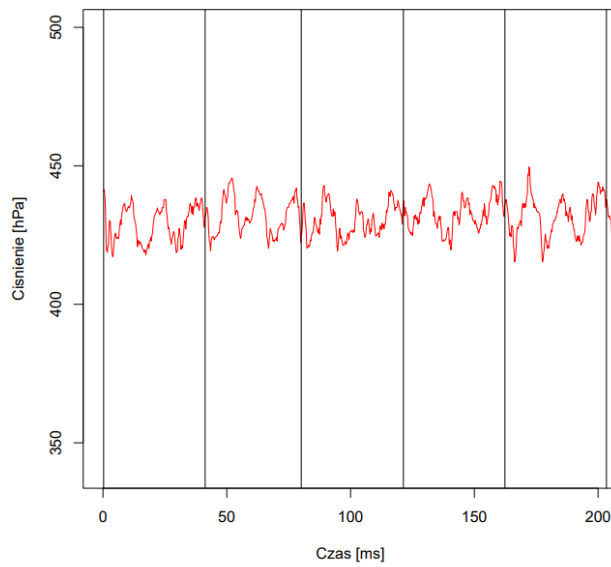
Oznaczenie sygnału	S4	S5	S6	S7	S8
Wartość średnia	428,383	432,936	440,921	445,076	432,735
Kurtoza	-0,518	-0,488	-0,034	0,221	-0,928
Odchylenie szandarowe	5,995	6,138	16,242	13,997	10,225
Wartość szczytowa bezwzględna	450,141	456,202	490,486	490,108	462,832
Wartość szczytowa dodatnia	450,141	456,202	490,486	490,108	462,832
Wartość szczytowa ujemna	407,711	412,636	409,227	415,856	404,681
Pierwsza wartość międzyszczytowa	42,429	43,566	81,260	74,251	58,151
Bezwymiarowy współczynnik kształtu	1,000	1,000	1,001	1,000	1,000
Bezwymiarowy współczynnik szczytu	1,051	1,054	1,112	1,101	1,069
Bezwymiarowy współczynnik impulsowości	1,051	1,054	1,112	1,101	1,070
Współczynnik luzu	21,749	21,926	23,362	23,234	22,251

### 5.2.3 Wyniki analizy przy zastosowaniu Uśredniania Synchronicznego

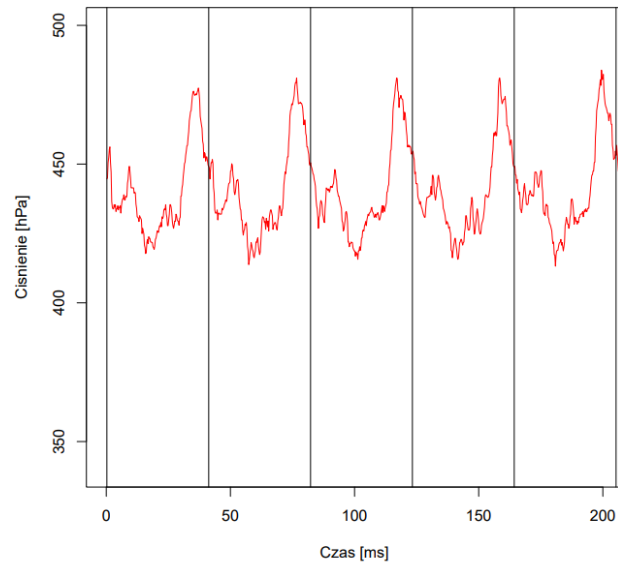
Sygnały wygenerowane w trakcie czynnego eksperymentu diagnostycznego, zostały poddane analizie w dziedzinie czasu polegającej na obliczeniu wybranych cech punktowych oraz ich uśrednianiu synchronicznym, synchronizowanym poprzez znacznik pełnego obrotu wału wirnika. Na rysunkach od Rys. 47 do Rys. 51 pokazane zostały, fragmenty przebiegów czasowych zarejestrowanych sygnałów zestawionych w tabeli Tabela 13. Czarnymi pionowymi liniami został zaznaczony początek pełnego obrotu wału maszyny.



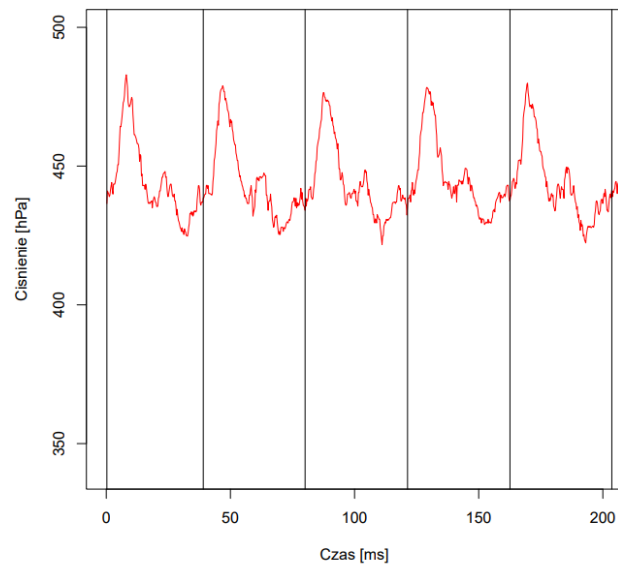
*Rys. 47 Fragment zarejestrowanego przebiegu ciśnienia wygenerowanego przez pompę sprawną.*



*Rys. 48 Fragment zarejestrowanego przebiegu ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko uszkodzoną łopatkę.*

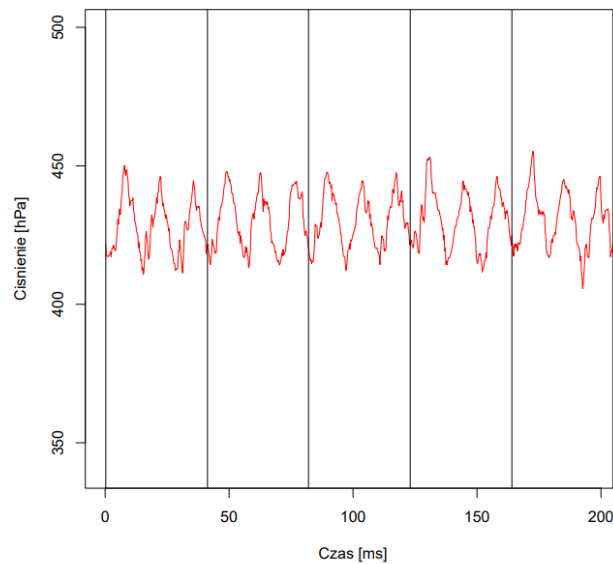


*Rys. 49 Fragment zarejestrowanego przebiegu ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną mocno uszkodzoną łopatkę.*



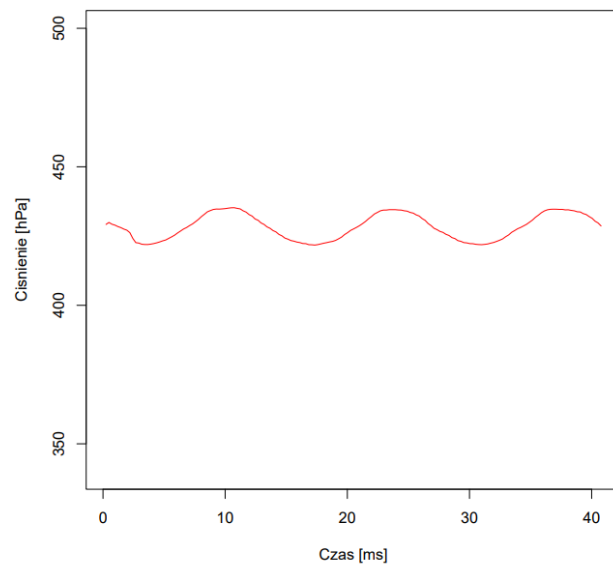
*Rys. 50 Fragment zarejestrowanego przebiegu ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko i jedną mocno uszkodzoną łopatkę.*



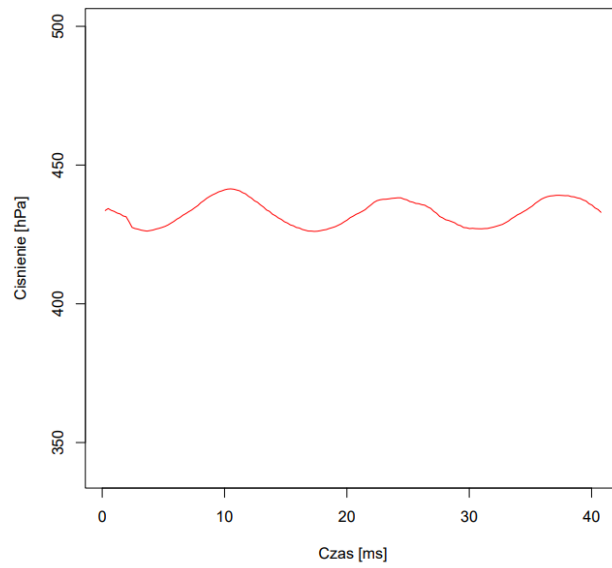


*Rys. 51 Fragment zarejestrowanego przebiegu ciśnienia wygenerowanego przez pompę w warunkach niepełnego smarowania.*

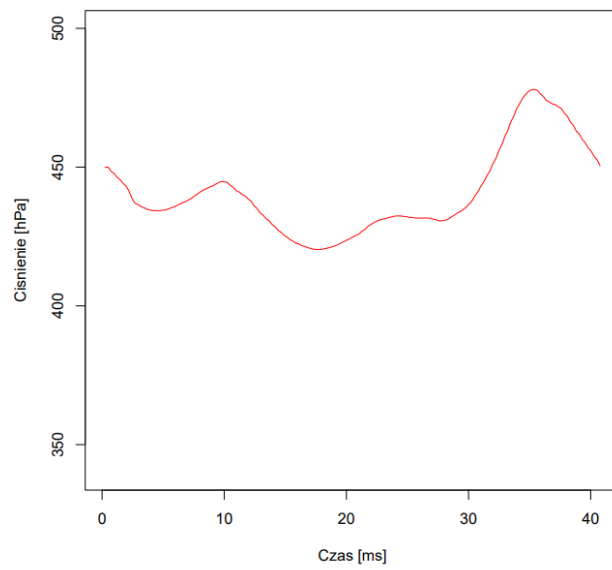
Analiza w dziedzinie czasu zarejestrowanych sygnałów ciśnienia generowanego przez pompy o różnym stanie technicznym, jest trudna do przeprowadzenia i nie jest możliwe wyciągnięcie rzetelnych i pełnych wniosków o ich stanie. W celu ułatwienia analizy sygnału w dziedzinie czasu, przeprowadzono proces uśredniania synchronicznego zarejestrowanych sygnałów, który to był synchronizowany pełnym obrotem wału wirnika badanej pompy. Efekt opisywanego uśredniania synchronicznego został przedstawiony postaci wykresów znajdujących się na rysunkach do Rys. 52 do Rys. 56.



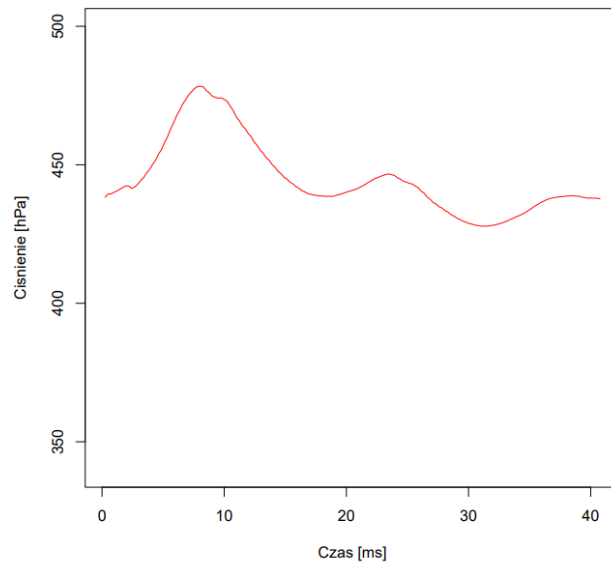
*Rys. 52 Uśredniony przebieg sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę sprawną.*



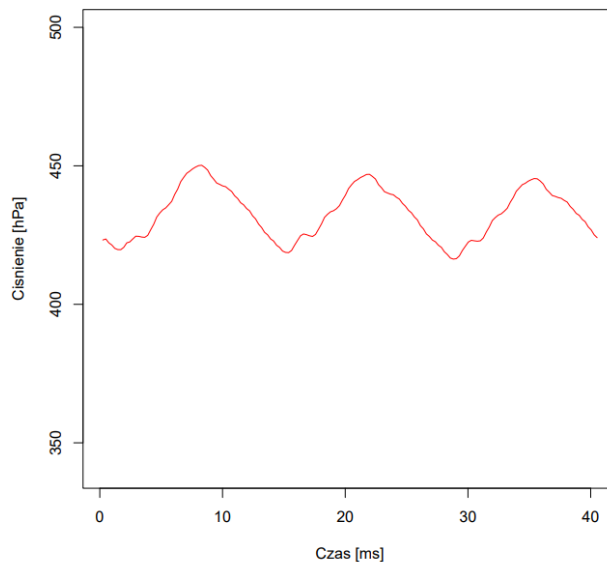
*Rys. 53 Uśredniony przebieg sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko uszkodzoną łopatkę.*



*Rys. 54 Uśredniony przebieg sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną mocno uszkodzoną łopatkę.*



Rys. 55 Uśredniony przebieg sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko i jedną mocno uszkodzoną łopatkę.



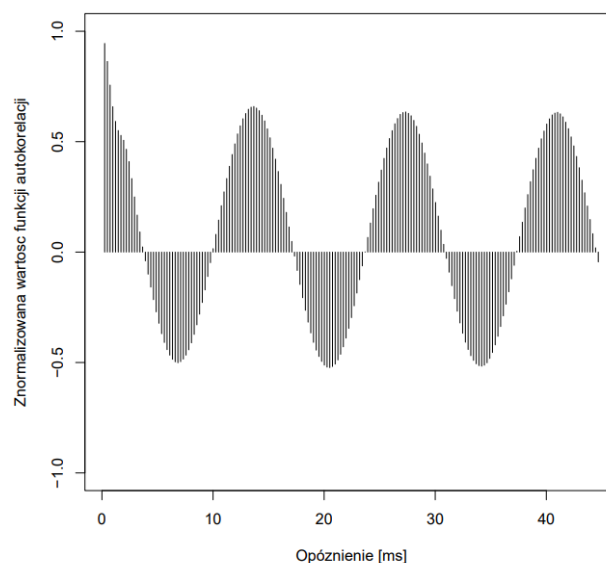
Rys. 56 Uśredniony przebieg sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę w warunkach niepełnego smarowania.

Na podstawie analizy zarejestrowanych i uśrednionych synchronicznie sygnałów ciśnienia, zauważono istotne różnice występujące pomiędzy analizowanymi wykresami. Zgodnie z prezentowanym w poprzednich rozdziałach modelem matematycznym, uśredniony przebieg ciśnienia generowanego przez badane urządzenie, w istocie zbliżony jest do przebiegu sinusoidalnego. W przypadku urządzenia sprawnego jest to wręcz idealna sinusoida. W przypadku urządzenia wyposażonego w jedną lekko uszkodzoną łopatkę, można zauważyć, że jeden z pików odpowiadający ssaniu przez łopatkę uszkodzoną, jest ostrzejszy i wyraźniejszy, a co za tym idzie chwilowa wzrasta wartość ciśnienia międzyszczytowego. W przypadku urządzenia wyposażonego zarówno w jedną mocno uszkodzoną łopatkę, jak i urządzenia wyposażonego w łopatki o różnym stopniu uszkodzenia, widoczne są bardzo wyraźne zaburzenia odpowiadające wykonywanemu cyklowi ssania przez łopatkę uszkodzoną w stopniu znacznym. Można zauważyć, że uszkodzenie ma wpływ nie tylko na chwilową

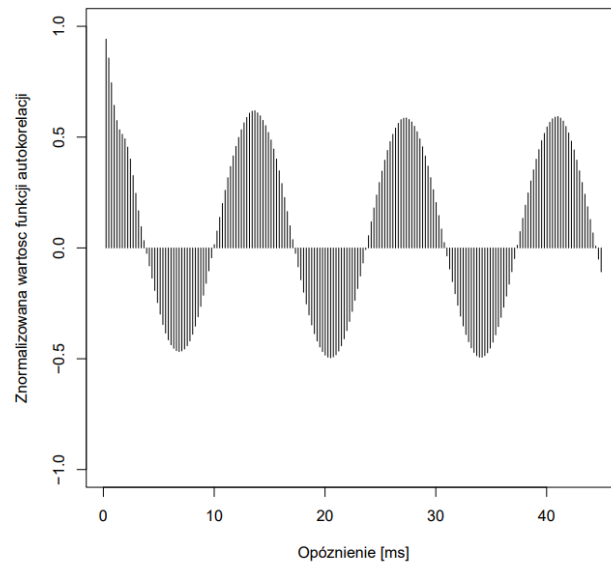
międzyszczytową wartość ciśnienia w skali jednego cyklu ssania, lecz także na wartość międzyszczytową w skali pełnego obrotu wału wirnika. Dla pompy z niesprawnym układem smarowania, widoczna jest regularna praca poszczególnych łopatek, jednak kształt wykresu znacząco odbiega od przebiegi sinusoidalnego i zbliżony jest do kształtu łamanej „zygzakowatej”. Związane jest to ze zwiększoną ilością przecieków pojawiających się pomiędzy chwilowymi strefami zasysania, przetłaczania, sprężania i wydechu.

#### 5.2.4 Wyniki analizy przy zastosowaniu Znormalizowanej funkcji autokorelacji

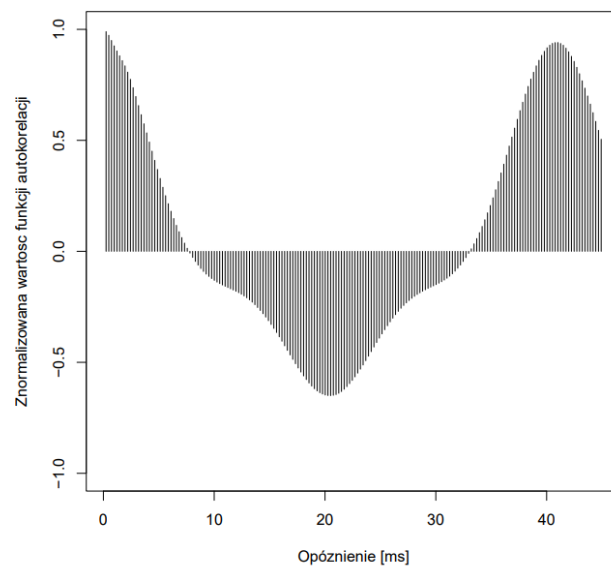
Sygnaly wygenerowane w trakcie czynnego eksperymentu diagnostycznego, zostały również poddane analizie w dziedzinie czasu polegającej na wyznaczeniu ich znormalizowanej funkcji autokorelacji (ang. ACF). Analiza ta, jak szczegółowo opisano w poprzednich rozdziałach, dostarcza informacji o stopniu podobieństwa sygnału do tego samego sygnału, lecz przesuniętego wstecznie w czasie. W związku z tym, na wykresie prezentującym wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji, w przypadku pompy wyposażonej w sprawne łopatki, powinny być widoczne takie liczby maksimum lokalnych, ile wynosi liczba sprawnych łopatek pracujących w pompie. Na rysunkach od Rys. 57 do Rys. 61, zaprezentowane zostały wykresy znormalizowanej funkcji autokorelacji dla sygnałów wygenerowanych w trakcie czynnego eksperymentu badawczego.



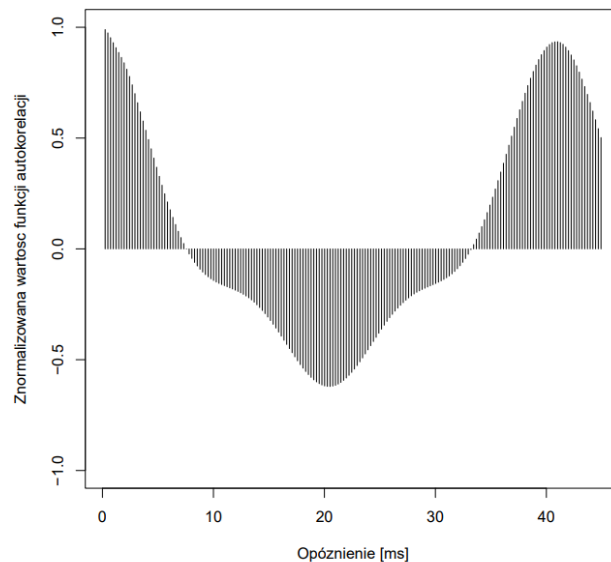
Rys. 57 Wykres znormalizowanej funkcji autokorelacji wyznaczonej dla sygnału ciśnienia generowanego przez pompę sprawna.



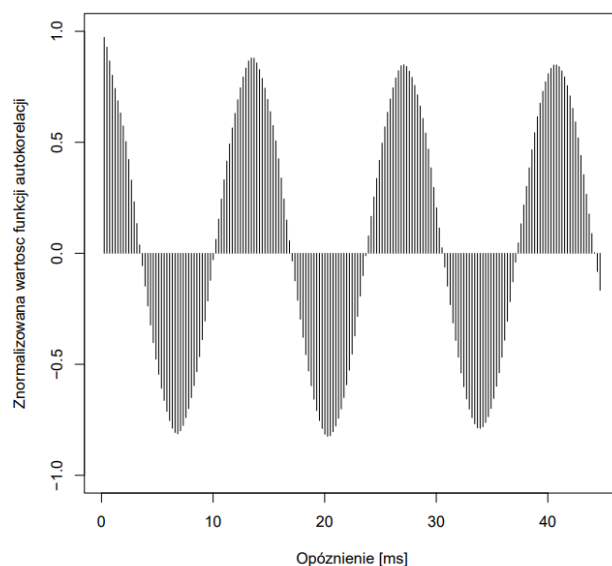
Rys. 58 Wykres znormalizowanej funkcji autokorelacji wyznaczonej dla sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko uszkodzoną łopatkę.



Rys. 59 Wykres znormalizowanej funkcji autokorelacji wyznaczonej dla sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedną mocno uszkodzoną łopatkę.



Rys. 60 Wykres znormalizowanej funkcji autokorelacji wyznaczonej dla sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedną mocno oraz jedną lekko uszkodzoną łopatkę.



Rys. 61 Wykres znormalizowanej funkcji autokorelacji wyznaczonej dla sygnału ciśnienia generowanego przez pompę pracującą w warunkach niepełnego smarowania.

Podczas analizy wykresów znormalizowanej funkcji autokorelacji, zauważyć można, że maksimum lokalne analizowanej funkcji, nie przypada idealnie na czas trwania pełnego teoretycznego obrotu wirnika maszyny, który to równy jest 40 [ms]. Wynika to z faktu, iż znamionowa częstotliwość wirowania wału wirnika badanej pompy wynosiła 25 [Hz], natomiast rzeczywista częstotliwość obrotowa wirnika przyjmowała wartość z zakresu od 24,47 [Hz] do 24,56 [Hz].

W tabeli Tabela 15, zestawione zostały maksymalne wartości znormalizowanej wartości funkcji autokorelacji, odpowiadające opóźnieniu sygnału o pełny obrót oraz o czasy odpowiadające cyklom pracy kolejnych łopatek.

Tabela 15 Wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji, wyznaczonych w trakcie czynnego eksperymentu diagnostycznego, dla opóźnień właściwych dla poszczególnych części obrotu wału wirnika.

Oznaczenie sygnału	S4	S5	S6	S7	S8
Wartość znormalizowanej funkcji autokorelacji dla 1/1 obrotu	0,659	0,593	0,940	0,935	0,849
Wartość znormalizowanej funkcji autokorelacji dla 2/3 obrotu	0,635	0,587	-0,301	-0,295	0,850
Wartość znormalizowanej funkcji autokorelacji dla 1/3 obrotu	0,633	0,619	-0,312	-0,307	0,880

Na podstawie analizy wartości znormalizowanych funkcji autokorelacji wyznaczonych dla analizowanych sygnałów ciśnienia można wysnuć wniosek, iż wielkość ta może być traktowana jako symptom diagnostyczny. Niedoskonałość tego symptomu, polega jednak na tym, że jest on mało wrażliwy na nieduże uszkodzenia łopatek. Szczególnie widoczne jest to podczas porównywania wartości właściwych dla urządzenia sprawnego (sygnał S4), urządzenia wyposażonego w jedną lekko uszkodzoną łopatkę (sygnał S5) oraz dla urządzenia wyposażonego w jedną mocno uszkodzoną łopatkę.

Zarówno w przypadku urządzenia sprawnego i wyposażonego jedną uszkodzoną łopatkę, wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji są praktycznie identyczne, dla poszczególnych opóźnień, w obrębie analizowanego sygnału. Widoczny jest jedynie niewielki spadek wartości dla pompy charakteryzującej się niewielkim stopniem uszkodzenia.

Natomiast w przypadku znacznego uszkodzenia łopatki, widoczna jest nie tylko diametralna zmiana wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji sygnału ciśnienia, ale też zmianie ulega cały kształt obwiedni wykresu tejże funkcji, gdzie na jeden obrót przypadają tylko dwa wyraźne dodatnie piki.

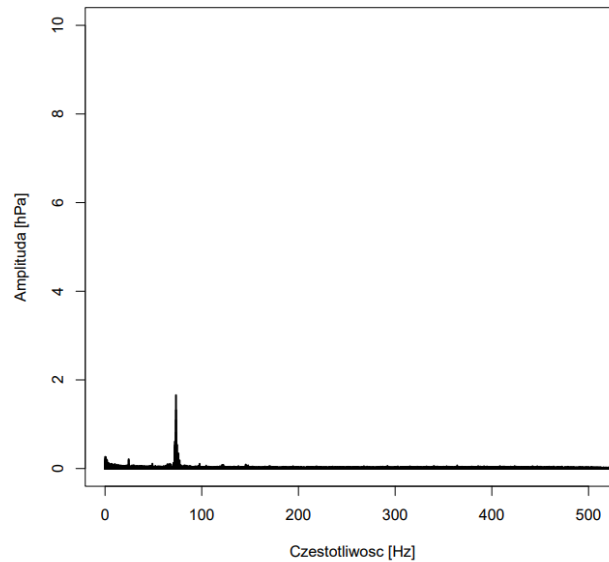
W przypadku urządzenia wyposażonego w dwie łopatki o różnym stopniu uszkodzenia (sygnał S6), nie obserwuje się znaczących różnic w stosunku do urządzenia wyposażonego w jedną mocno uszkodzoną łopatkę. Związane jest to z dominującym wpływem łopatki uszkodzonej w stopniu znacznym, na całokształt przebiegu czasowego sygnału ciśnienia.

Uszkodzenie badanej pompy, polegające na niepełnym smarowaniu, podczas analizy znormalizowanej funkcji autokorelacji, objawiło się zarówno wzrostem jej wartości jak i regularności na przestrzeni pełnego obrotu. Wartości maksimum lokalnych znormalizowanej funkcji autokorelacji, przypadającej na poszczególne części obrotu, były nawet wyższe niż w przypadku urządzenia sprawnego. Przyczyn tego zjawiska trzeba się doszukiwać w kształcie wykresu wygenerowanego dla przebiegu czasowego tegoż urządzenia. Należy zważyć, że wykres ten jest fragmentarycznie zbliżony do wykresu liniowego, co znacząco zwiększa wartość znormalizowanej funkcji autokorelacji, którą można w uproszczeniu interpretować jako współczynnik korelacji liniowej Pearsona.

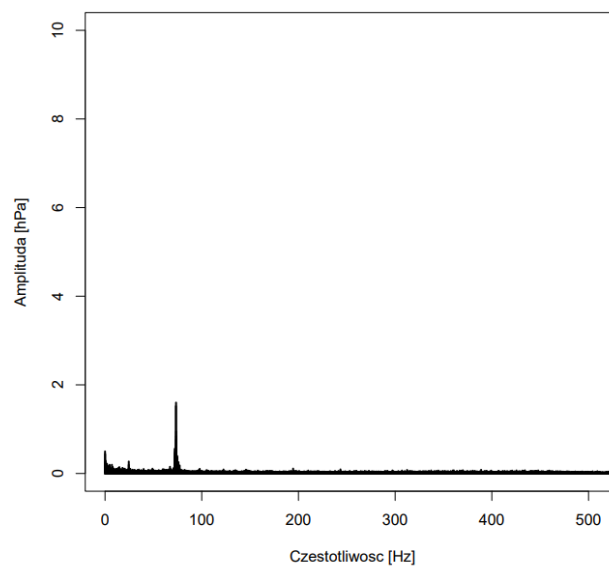
### 5.2.5 Wyniki analizy przy zastosowaniu Transformacji Fouriera

Sygnały wygenerowane w trakcie czynnego eksperymentu diagnostycznego, zostały również poddane analizie w dziedzinie częstotliwości, polegającej na wyznaczaniu widm amplitudowych z zarejestrowanych sygnałów. Analiza ta, której szczegóły zostały opisane w poprzednich rozdziałach niniejszej pracy, dostarcza informacji o występujących częstotliwościach składowych w badanym

sygnale. Częstotliwościami, dla których powinny występować najwyższe prążki widma, powinny być częstotliwości będące całkowitymi wielokrotnościami częstotliwości obrotowej wału wirnika rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej. Na rysunkach od Rys. 62 do Rys. 66, zostały przedstawione widna amplitudowe, wyznaczone z sygnałów ciśnienia wygenerowanych w trakcie czynnego eksperymentu diagnostycznego.

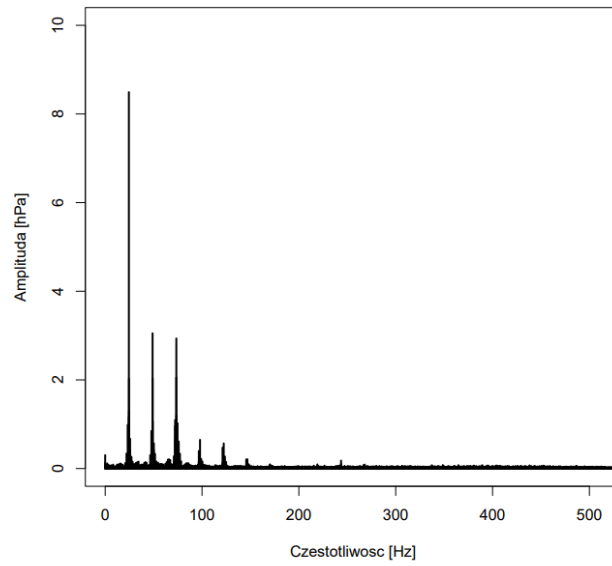


Rys. 62 Widmo amplitudowe wyznaczone dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę sprawną.

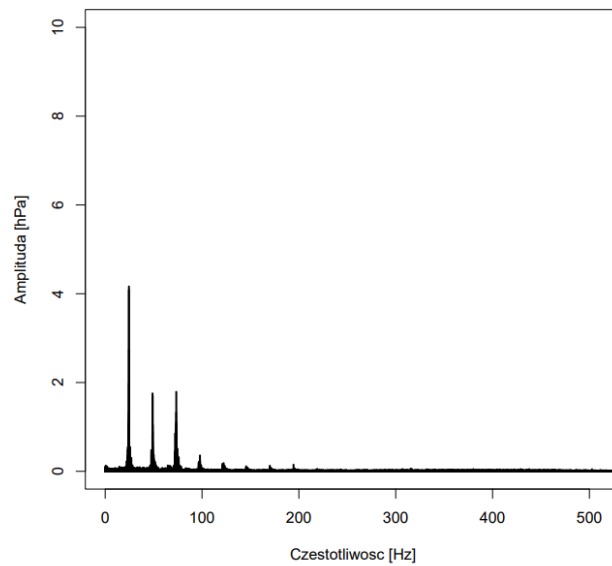


Rys. 63 Widmo amplitudowe wyznaczone dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko uszkodzoną łopatkę.

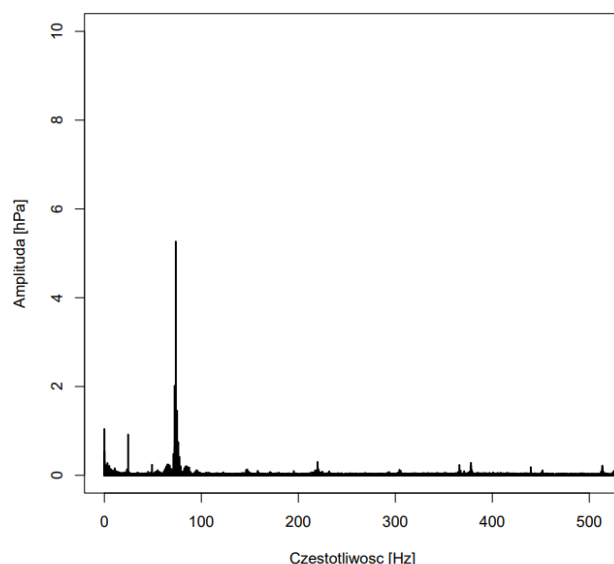




Rys. 64 Widmo amplitudowe wyznaczone dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną mocno uszkodzoną łopatkę.



Rys. 65 Widmo amplitudowe wyznaczone dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko i jedną mocno uszkodzoną łopatkę.



Rys. 66 Widmo amplitudowe wyznaczone dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę pracującą w warunkach niepełnego smarowania.

Zgodnie z przewidywaniami, dominującą częstotliwością występującą w sygnale ciśnienia wygenerowanym przez pompę sprawną, jest składowa 75 [Hz], która jest iloczynem liczby łopatek pracujących w badanej pompie i częstotliwości obrotowej wału wirnika badanej pompy, wynoszącej 25 [Hz]. Wraz z postępującym uszkodzeniem łopatek, zwiększeniu ulegają prążki widma odpowiadające składowym 25 [Hz] oraz 50 [Hz]. Spowodowane jest to bardziej „indywidualnym” charakterem pracy łopatek o uszkodzonych krawędziach natarcia oraz pojawiającymi się przeciekami na krawędziach tychże łopatek. W przypadku widma sygnału wygenerowanego przez pompę z niesprawnym układem smarowania zespołu cylindra, widoczne jest pojawienie się nowych składowych o częstotliwościach znacznie wyższych niż w przypadkach omawianych wcześniej. Związane jest to z większą ilością zakłóceń w sygnale ciśnienia.

W tabeli Tabela 16 przedstawione zostały procentowe udziały mocy poszczególnych składowych częstotliwości, w mocy widmowej całego zarejestrowanego sygnału. Zdecydowano się na analizę procentowych udziałów mocy poszczególnych wielokrotności składowych w mocy całego sygnału, by zwiększyć uniwersalność opracowywanej metody diagnostycznej. Wyeliminowano ten sposób wpływ sposobu i stopnia obciążenia badanego urządzenia na uzyskiwane podczas analizy wartości.

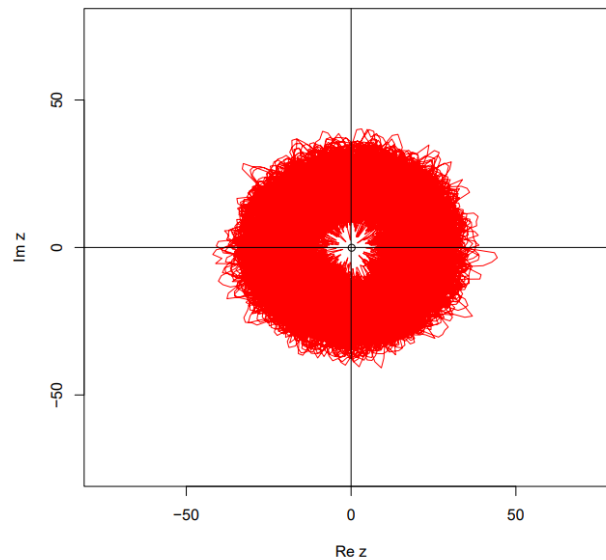
Tabela 16 Procentowy udział poszczególnych składowych częstotliwościowych w mocy sygnałów, wygenerowanych podczas czynnego eksperymentu diagnostycznego.

Oznaczenie sygnału	S4	S5	S6	S7	S8
Procentowy udział mocy o składowej $1f_n$	2,88%	3,46%	64,27%	63,20%	2,00%
Procentowy udział mocy o składowej $2f_n$	1,52%	1,83%	14,42%	15,78%	0,48%
Procentowy udział mocy o składowej $3f_n$	60,75%	57,33%	15,94%	15,83%	83,14%
Procentowy udział mocy o składowej $>6f_n$	18,15%	20,06%	2,81%	2,52%	7,31%

Zgodnie z wcześniejszymi spostrzeżeniami, wraz wzrostem stopnia uszkodzenia łopatki, rośnie udział mocy składowej częstotliwościowej wynoszącej 25 [Hz], co może być traktowane jako symptom diagnostyczny. Jednakże wnioskowanie o stanie badanego obiektu, tylko na podstawie widma sygnału ciśnienia generowanego przez te urządzenie, nie pozwala na określenie liczby uszkodzonych łopatek ani na identyfikację ich położenia względem znacznika fazy.

### 5.2.6 Wyniki analizy przy zmianie dziedziny analizowanego sygnału

Sygnały wygenerowane w trakcie czynnego eksperymentu diagnostycznego, poddano również analizie polegającej na zamianie dziedziny czasu na dziedzinę kąta obrotu wału wirnika, która to szczegółowo została opisana w rozdziałach poprzednich. Początkowo podjęto próbę wygenerowania wykresów biegunowych przy użyciu zależności (46), która podczas analizy przeprowadzanej dla sygnałów wygenerowanych na podstawie praktycznie idealnego modelu matematycznego sprawdzała się bardzo dobrze. Jednakże, podczas badań przeprowadzanych na urządzeniach pracujących zarówno w warunkach testowych jak i w warunkach przemysłowych, zauważono, że wirniki tych urządzeń nie obracają się ze stałą prędkością obrotową. Te niewielkie wahania prędkości obrotowej, spowodowane zarówno czynnikami zewnętrznymi jak i wewnętrznymi, powodują niewielkie fluktuacje czasu trwania pojedynczych obrotów wirnika pompy. Skutkuje to całkowitym brakiem okresowości na kreślonym wykresie biegunowym, co zostało pokazane na rysunku Rys. 67.



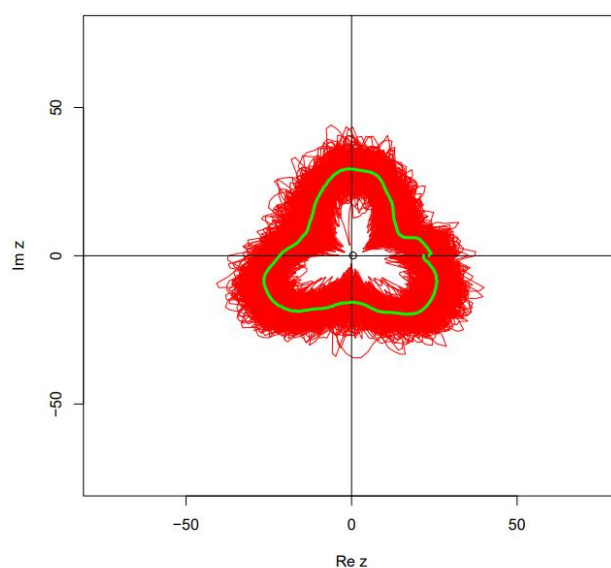
Rys. 67 Wykres biegunowy wykonany dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę sprawna, z wykorzystaniem zależności (46).

W związku z powyższym, konieczne było zmodyfikowanie sposobu generowania wykresów biegunowych w ten sposób, aby wyeliminować wpływ zmian prędkości obrotowej na ich kształt. W tym celu w zależności (43), zastąpiono drogę kątową  $\varphi(t)$  wyznaczaną z zależności (46) i liczoną od początku analizowanej serii obrotów wirnika, przez drogę kątową  $\varphi_n(t)$  wyznaczaną z zależności (47) i liczoną dla aktualnego obrotu wału, który rozpoczął się w chwili  $t_n$  i którego czas trwania wynosił  $T_n$ .

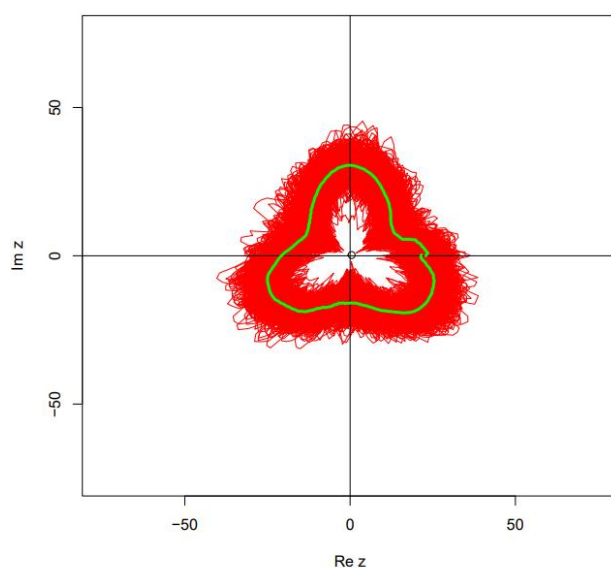
$$\varphi_n(t) = 2\pi \frac{t - t_n}{T_n} \quad (47)$$

Wykresy biegunowe przedstawione na rysunkach od Rys. 68 do Rys. 72, zostały wygenerowane przy użyciu zależności (43) z uwzględnieniem zależności (47). W tabeli Tabela 17 zestawiono wartości odległości środka ciężkości wyznaczonej chmury punktów od początku układu współrzędnych. Odległość ta, może być rozumiana przez analogię do biegunowego układu współrzędnych, jako promień wodzący punktu. W tabeli zostały zestawione długości omawianych promieni wodzących środków ciężkości chmur punktów, wygenerowanych na podstawie sygnałów pochodzących z czynnego eksperymentu diagnostycznego.

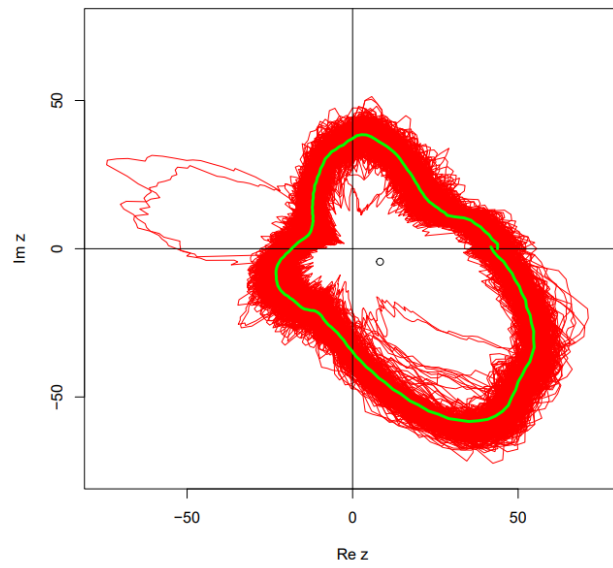
Czerwonym kolorem wykreślony został przebieg szeregu ciśnienia w dziedzinie drogi kątowej wału, natomiast kolorem zielonym zaznaczony został ten sam przebieg po jego uśrednieniu. Małym okręgiem zaznaczono położenia środka ciężkości przedstawianej chmury punktów.



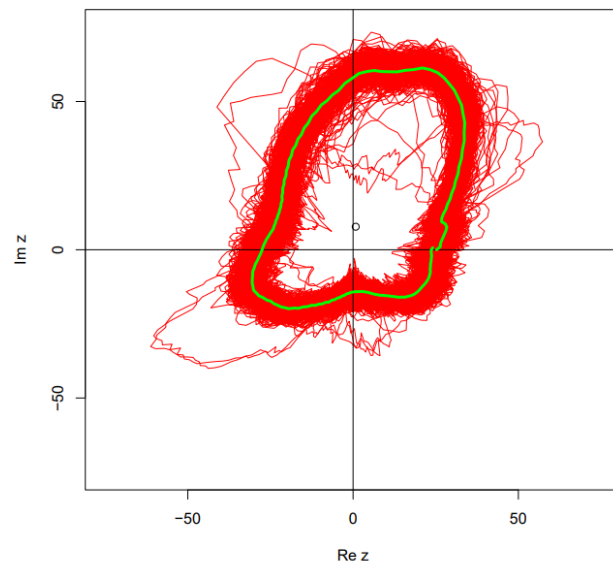
Rys. 68 Wykres biegunowy wykonany dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę sprawną.



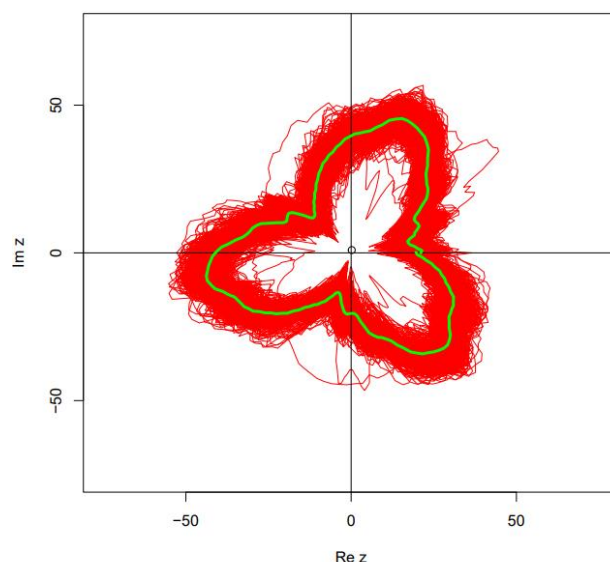
Rys. 69 Wykres biegunowy wykonany dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko uszkodzoną łopatkę.



Rys. 70 Wykres biegunowy wykonany dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną mocno uszkodzoną łopatkę.



Rys. 71 Wykres biegunowy wykonany dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko i jedną mocno uszkodzoną łopatkę.



Rys. 72 Wykres biegunowy wykonany dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę pracującą w warunkach niepełnego smarowania.

Tabela 17 Wartości odległości środków ciężkości kreślonych figur od początku układu współrzędnych, dla sygnałów wygenerowanych w trakcie czynnego eksperymentu diagnostycznego.

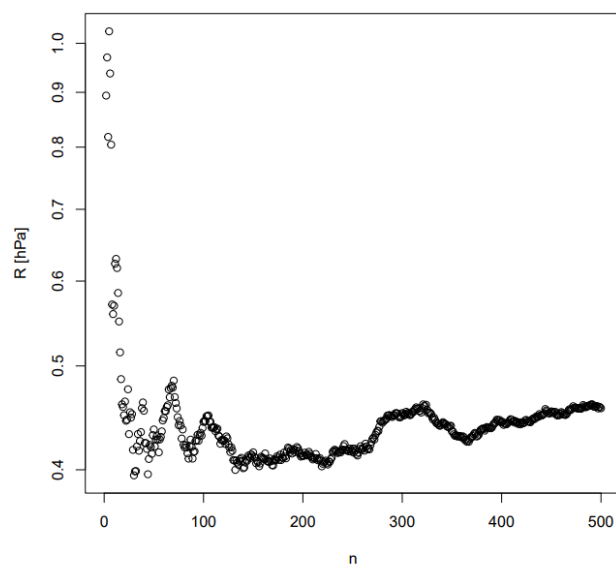
Oznaczenie sygnału	S4	S5	S6	S7	S8
$R$ [mbar]	0,456	0,518	9,361	7,809	0,967

Na przedstawionych wykresach biegunowych, wyraźnie widoczna jest regularność pracy łopatek. Objawiająca się trójosiową symetrycznością kreślonej chmury punktów. Z góry można założyć, że odległość środka ciężkości kreślonej figury od początku układu współrzędnych rosnąć będzie wraz z postępującym uszkodzeniem, a kształt wykresu będzie się rozrastał w kierunku wyznaczonym przez położenie uszkodzonej łopatki w wirniku badanego urządzenia. Dowód tego rozumowania, widoczny jest w na wyżej prezentowanych wykresach oraz tabeli, gdzie widoczna jest nie tylko zmiana ułożenia rozpatrywanej chmury punktów, ale także istotna zmiana długości promienia wodzącego jej środka ciężkości. Wyjątek stanowi jedynie wykres przedstawiający szereg opracowany na podstawie sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko uszkodzoną łopatkę, jednakże w tym przypadku widoczny jest wzrost o ponad 10% długości promienia wodzącego środka ciężkości chmury punktów.

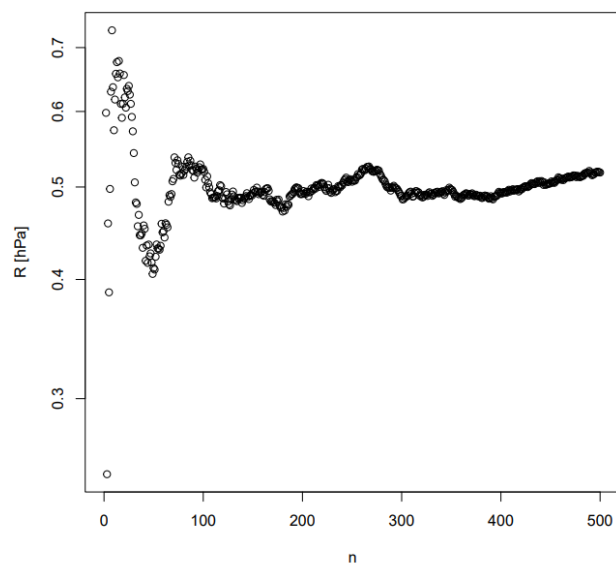
Pojawianie się kolejnych uszkodzonych łopatek, powoduje spadek odległości środka ciężkości od początku układu współrzędnych, co również jest zgodne z poczynionymi przewidywaniami. Sytuację te można poprzez analogię odnieść do metody diagnostyki łożysk tocznych, w której to wartość kurtozy sygnału przyspieszeń drgań w początkowej fazie powstawania uszkodzeń rośnie, by po przekroczeniu pewnej krytycznej wartości, zaczyna maleć wraz z postępującym uszkodzeniem [1]. [62] [63] [64]

Ważnym problemem, z którym zmierzono się podczas opracowywania opisywanej metody, było ustalenie wymaganej długości serii pomiarowej, pozwalającej na zautomatyzowanie procesu diagnostyki i nadzorowania maszyn pracujących w warunkach przemysłowych. W tym celu podjęto próbę określenia ilości obrotów, jaka powinna się znaleźć w serii pomiarowej. Obliczone zostały współrzędne środków ciężkości i ich odległości od początku układów współrzędnych chmur punktów reprezentujących szeregi ciśnienia, generowanego na podstawie sygnałów zebranych w trakcie czynnego eksperymentu diagnostycznego. Długości promieni wodzących środków ciężkości w funkcji

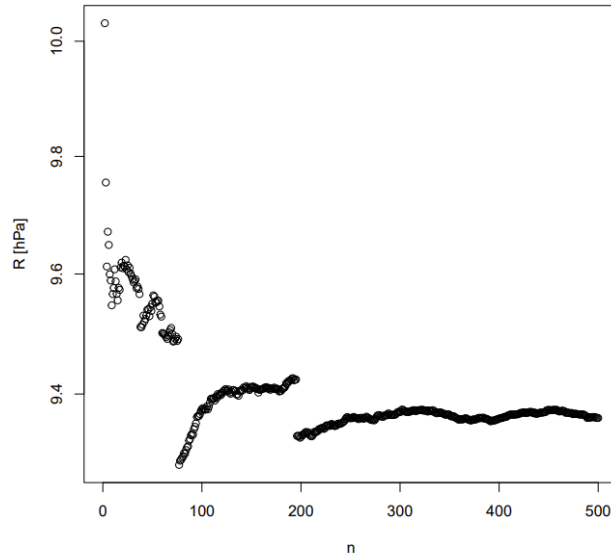
ilości obrotów, z których zostały one wyznaczone zostały przedstawiane na rysunkach od Rys. 73 do Rys. 77.



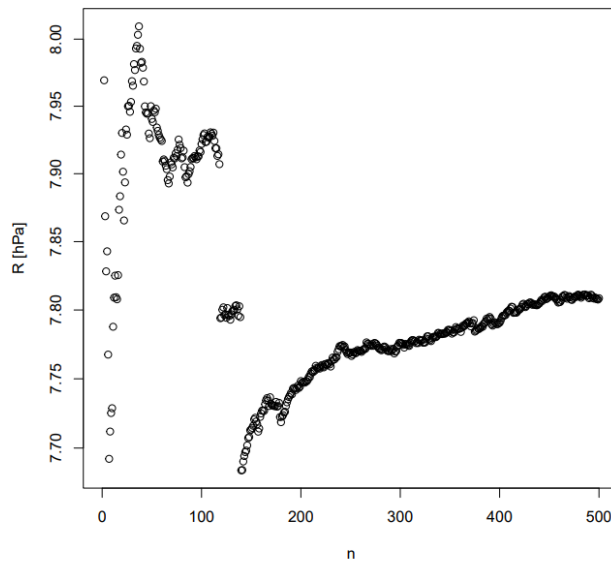
Rys. 73 Odległość środka ciężkości chmury punktów, wyznaczonej na podstawie sygnału ciśnienia generowanego przez pompę sprawną, w funkcji liczby obrotów w analizowanym fragmencie serii pomiarowej.



Rys. 74 Odległość środka ciężkości chmury punktów, wyznaczonej na podstawie sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedno lekko uszkodzoną łopatkę, w funkcji liczby obrotów w analizowanym fragmencie serii pomiarowej.

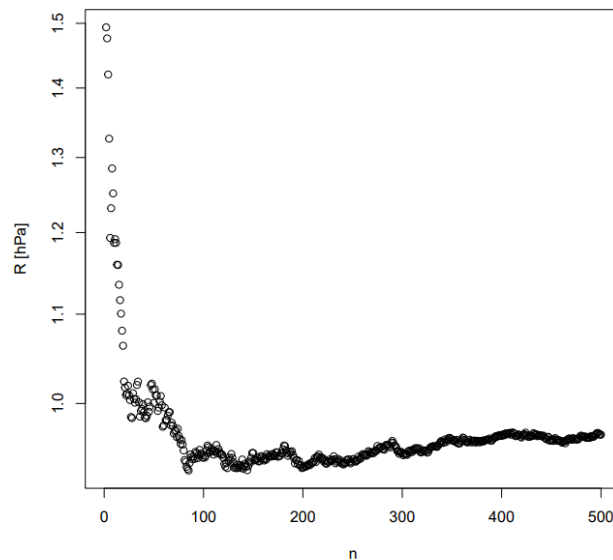


Rys. 75 Odległość środka ciężkości chmury punktów, wyznaczonej na podstawie sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedną mocno uszkodzoną łopatkę, w funkcji liczby obrotów w analizowanym fragmencie serii pomiarowej.



Rys. 76 Odległość środka ciężkości chmury punktów, wyznaczonej na podstawie sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko i jedną mocno uszkodzoną łopatkę, w funkcji liczby obrotów w analizowanym fragmencie serii pomiarowej.





Rys. 77 Odległość środka ciężkości chmury punktów, wyznaczonej na podstawie sygnału ciśnienia generowanego przez pompę pracującą w warunkach niepełnego smarowania, w funkcji liczby obrotów w analizowanym fragmencie serii pomiarowej.

Na podstawie analizy wyżej przedstawionych wykresów, można stwierdzić, że odległości środka ciężkości od początku układu współrzędnych, na ogół stabilizuje się po przekroczeniu ilości 400 obrotów, z których jest wyznaczana. Pozwala to oszacować minimalną wymaganą długość serii pomiarowej. Podczas czynnego eksperymentu diagnostycznego, badane było urządzenie, które tę ilość obrotów wirnika generowało w czasie 16 [s]. Zarówno w przemysłowych warunkach warsztatowych jak i eksploatacyjnych, możliwe jest prowadzenie pomiaru parametrów ciśnienia przez taki czas w stabilnych warunkach.

### 5.3 Weryfikacja metody na podstawie biernego eksperymentu diagnostycznego

Bierny eksperyment diagnostyczny został przeprowadzony przy użyciu tego samego rejestratora i tych samych metod analizy sygnałów, które zostały opisane w części dotyczącej czynnego eksperymentu diagnostycznego. Polegał on na rejestracji i analizie sygnałów ciśnieniach generowanych przez 47 różne rotacyjne łopatkowe olejowe pompy próżniowe, posiadające różne parametry techniczne pracy i o zróżnicowanej historii eksploatacji. Badane w eksperymencie urządzenia, podzielić można na dwie rozdzielne grupy. Grupę pierwszą stanowią urządzenia skierowane do prac remontowych z powodu nieodpowiednich parametrów ciśnienia przez je generowanego, które nazwano urządzeniami „Niesprawnymi”. Drugą zaś grupę stanowiły urządzenia sprawne, których parametry pracy nie budziły zastrzeżeń personelu obsługi, urządzenia te nazwano urządzeniami „Sprawnymi”. W tabeli zestawione zostały ważniejsze, z diagnostycznego punktu widzenia, cechy punktowe sygnałów zebranych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego. Na rysunkach od Rys. 78 do Rys. 89 pokazane zostały cechy punktowe wygenerowane z sygnałów uzyskanych w trakcie przeprowadzania biernego eksperymentu diagnostycznego, w różnych konfiguracjach osi układu współrzędnych. Kropkami w kolorze czerwonym zaznaczone zostały cechy punktowe odpowiadające urządzeniom „Niesprawnym”, a w kolorze czarnym zaznaczone zostały cechy punktowe opowiadające urządzeniom „Sprawnym”. Przy kropkach oznaczających położenie pompy w rozpatrywanej przestrzeni cech punktowych, umieszczony został numer identyfikacyjny obiektu. Cechy punktowe sygnałów pochodzących z biernego eksperymentu diagnostycznego zostały zestawione w tabeli Tabela 18.

Tabela 18 Ważniejsze, z diagnostycznego punktu widzenia, cechy punktowe sygnałów pochodzących z biernego eksperymentu diagnostycznego.

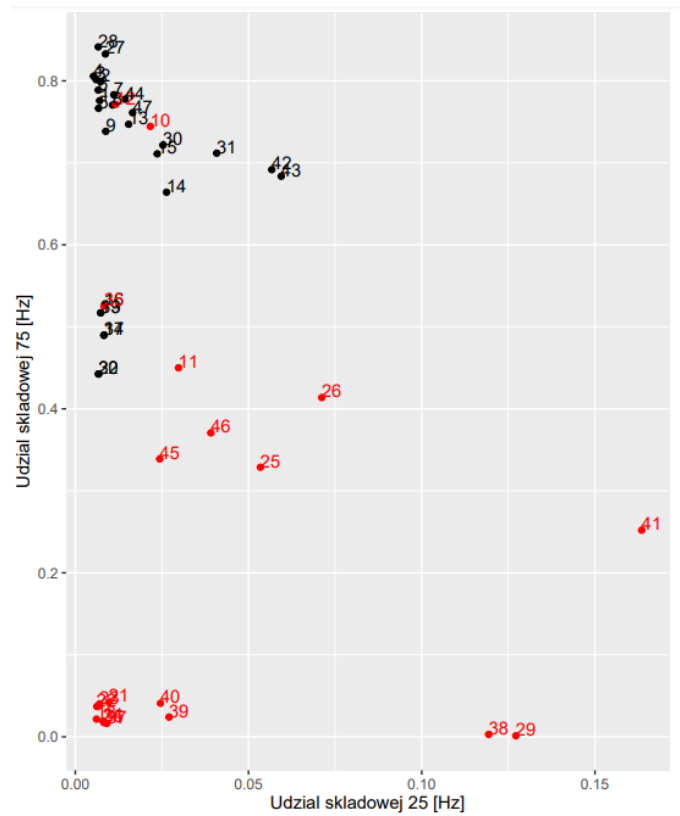
Nr	Klasa stanu	Udział składowej 25 [Hz]	Udział składowej 50 [Hz]	Udział składowej 75 [Hz]	Udział składowej >150 [Hz]	ACF dla 1 obrotu	ACF dla 2/3 obrotu	ACF dla 1/3 obrotu	R [mbar]
1	Sprawne	0,70%	0,70%	77,58%	14,16%	0,849	0,764	0,764	0,395
2	Sprawne	0,73%	0,75%	79,89%	13,62%	0,824	0,771	0,771	0,390
3	Sprawne	0,60%	0,84%	80,15%	14,07%	0,819	0,761	0,761	0,365
4	Sprawne	0,53%	0,64%	80,57%	14,05%	0,843	0,775	0,775	0,325
5	Sprawne	0,67%	0,95%	76,64%	14,67%	0,773	0,763	0,763	0,343
6	Sprawne	0,66%	0,68%	78,86%	14,56%	0,770	0,770	0,770	0,265
7	Sprawne	1,11%	0,76%	78,30%	14,71%	0,788	0,774	0,774	0,362
8	Sprawne	1,07%	0,89%	77,05%	14,64%	0,770	0,766	0,766	0,357
9	Sprawne	0,88%	0,86%	73,84%	12,36%	0,787	0,787	0,787	0,341
10	Niesprawne	2,17%	1,50%	74,45%	9,71%	0,837	0,799	0,799	0,685
11	Niesprawne	2,98%	4,28%	45,00%	32,58%	0,585	0,480	0,480	0,288
12	Niesprawne	1,17%	1,34%	77,14%	13,86%	0,764	0,761	0,761	0,409
13	Sprawne	1,54%	1,32%	74,70%	12,45%	0,766	0,766	0,766	0,081
14	Sprawne	2,63%	1,82%	66,42%	13,91%	0,710	0,710	0,710	0,189
15	Sprawne	2,36%	1,63%	71,10%	13,25%	0,734	0,734	0,734	0,206
16	Sprawne	0,83%	0,18%	52,57%	7,04%	0,885	0,885	0,885	0,371
17	Sprawne	0,83%	0,30%	48,97%	8,94%	0,848	0,848	0,848	0,400
18	Niesprawne	0,61%	0,24%	2,16%	1,65%	0,969	0,969	0,969	0,391
19	Sprawne	0,73%	0,29%	51,71%	6,68%	0,884	0,884	0,884	0,320
20	Sprawne	0,67%	0,27%	44,25%	5,40%	0,899	0,899	0,899	0,308
21	Niesprawne	0,97%	0,84%	4,24%	6,46%	-0,309	0,637	-0,309	0,502
22	Niesprawne	0,62%	0,29%	3,70%	13,93%	-0,670	0,824	-0,668	0,899
23	Niesprawne	0,70%	0,32%	4,01%	14,21%	-0,662	0,830	-0,660	0,923
24	Niesprawne	0,81%	0,68%	1,90%	4,42%	-0,257	0,645	-0,257	0,521
25	Niesprawne	5,34%	1,27%	32,87%	19,06%	0,724	0,649	0,649	0,440
26	Niesprawne	7,12%	2,88%	41,38%	28,26%	0,610	0,506	0,506	0,432
27	Sprawne	0,87%	0,45%	83,28%	10,96%	0,849	0,849	0,849	0,472
28	Sprawne	0,66%	0,42%	84,14%	11,29%	0,851	0,851	0,851	0,401
29	Niesprawne	12,72%	0,35%	0,12%	0,25%	-0,281	-0,037	0,933	4,359
30	Sprawne	2,53%	0,88%	72,15%	11,42%	0,785	0,785	0,785	0,583
31	Sprawne	4,08%	0,97%	71,18%	11,38%	0,766	0,766	0,766	0,686
32	Sprawne	0,67%	0,27%	44,25%	5,40%	0,899	0,899	0,899	0,308
33	Sprawne	0,73%	0,29%	51,71%	6,68%	0,884	0,884	0,884	0,320
34	Sprawne	0,83%	0,30%	48,97%	8,94%	0,848	0,848	0,848	0,400
35	Niesprawne	0,83%	0,18%	52,57%	7,04%	0,885	0,885	0,885	0,371
36	Niesprawne	0,82%	0,21%	1,73%	1,79%	0,965	0,965	0,965	0,412
37	Niesprawne	0,91%	0,25%	1,64%	2,00%	0,963	0,963	0,963	0,449
38	Niesprawne	11,93%	0,20%	0,29%	0,16%	-0,316	0,941	0,941	3,446
39	Niesprawne	2,71%	2,64%	2,41%	58,87%	-0,012	0,027	-0,012	0,263

40	Niesprawne	2,46%	2,12%	4,09%	59,84%	0,039	0,039	0,007	0,618
41	Niesprawne	16,35%	5,47%	25,20%	19,44%	0,624	0,321	0,321	0,620
42	Sprawne	5,67%	0,91%	69,17%	10,75%	0,718	0,693	0,693	0,896
43	Sprawne	5,94%	0,86%	68,36%	10,47%	0,723	0,674	0,674	1,071
44	Sprawne	1,43%	0,62%	77,76%	8,76%	0,828	0,828	0,828	0,551
45	Niesprawne	2,44%	3,86%	33,89%	12,01%	0,648	0,537	0,537	0,351
46	Niesprawne	3,91%	4,25%	37,07%	14,05%	0,651	0,485	0,485	0,428
47	Sprawne	1,65%	0,54%	76,12%	10,05%	0,817	0,817	0,817	0,597

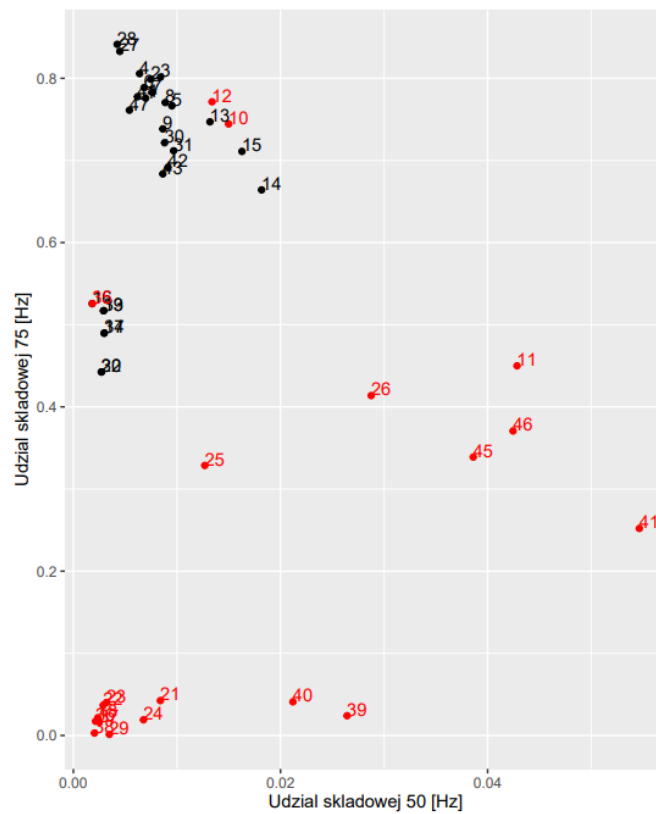
W badaniach diagnostycznych konieczne jest określenie, czy wartości cech punktowych analizowanych sygnałów, wyznaczanych dla różnych przyjętych klas stanu, znacząco statystycznie się od siebie różnią. W tym celu korzysta się ze statystycznych metod rangowych, takich jak na przykład test Kruskalla-Wallisa, lub jeżeli, tak jak w niniejszej pracy, rozpatrywany jest przypadek dwóch rozdzielnych stanów obiektów, stosowany jest test Manna-Whitneya. [50] [65] W tabeli Tabela 19 przedstawiony został raport z przeprowadzonej analizy statystycznej z użyciem testu Manna-Whitneya. Wartość poziomu istotności przyjęto 0,05. Otrzymane wartości p, dla poszczególnych zmiennych grupujących, pozwalają w znaczącej większości odrzucić hipotezy zerowe mówiące o braku istotnych różnic pomiędzy populacjami. Wyjątek stanowi udział składowych 50 [Hz] i >150 [Hz] w widmie analizowanego sygnału, gdzie założona wartość poziomu istotności została znacznie przekroczona.

Tabela 19 Wyniki przeprowadzonych testów Manna-Whitneya

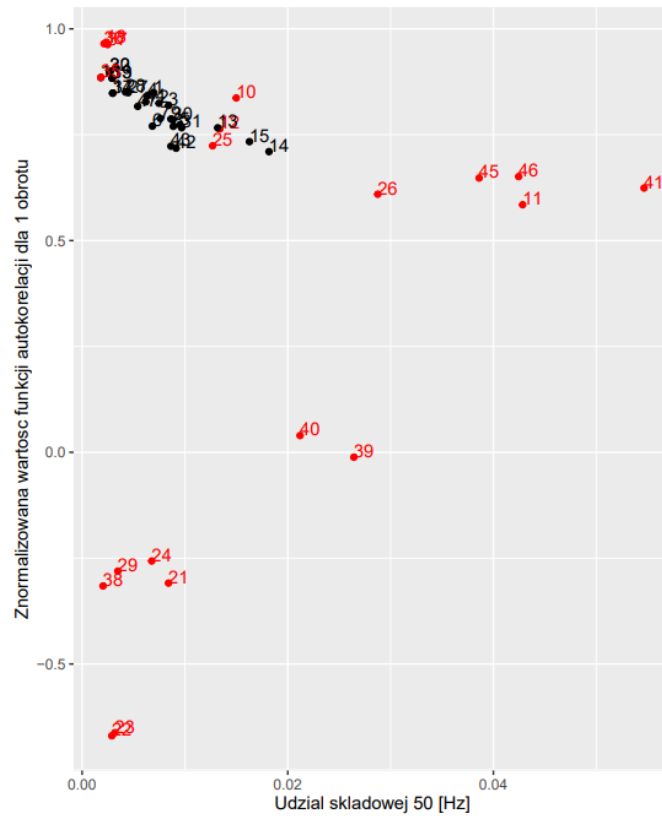
Klasa obiektu	Sprawne	Niesprawne	Klasa obiektu	Sprawne	Niesprawne
Liczność grupy	27	20	Liczność grupy	27	20
Zmienna grupująca	Udział składowej 25 [Hz]		Zmienna grupująca	ACF dla 1 obrotu	
Średnia rang grupy	20,4	28,8	Średnia rang grupy	29,2	16,9
Suma rang grupy	551,5	576,5	Suma rang grupy	789,5	338,5
Statystyka U	173,5		Statystyka U	128,5	
Wartość p	0,04		Wartość p	<0,01	
Zmienna grupująca	Udział składowej 50 [Hz]		Zmienna grupująca	ACF dla 2/3 obrotu	
Średnia rang grupy	22,4	26,1	Średnia rang grupy	27,1	19,9
Suma rang grupy	605,5	522,5	Suma rang grupy	730,5	397,5
Statystyka U	227,5		Statystyka U	187,5	
Wartość p	0,36		Wartość p	0,08	
Zmienna grupująca	Udział składowej 75 [Hz]		Zmienna grupująca	ACF dla 1/3 obrotu	
Średnia rang grupy	32,5	12,5	Średnia rang grupy	27,4	19,5
Suma rang grupy	877,5	250,5	Suma rang grupy	738,5	389,5
Statystyka U	40,5		Statystyka U	179,5	
Wartość p	<0,01		Wartość p	0,05	
Zmienna grupująca	Udział składowej >150 [Hz]		Zmienna grupująca	R [mbar]	
Średnia rang grupy	23,9	24,2	Średnia rang grupy	19,6	29,9
Suma rang grupy	644,5	483,5	Suma rang grupy	529,5	598,5
Statystyka U	266,5		Statystyka U	151,5	
Wartość p	0,94		Wartość p	0,01	



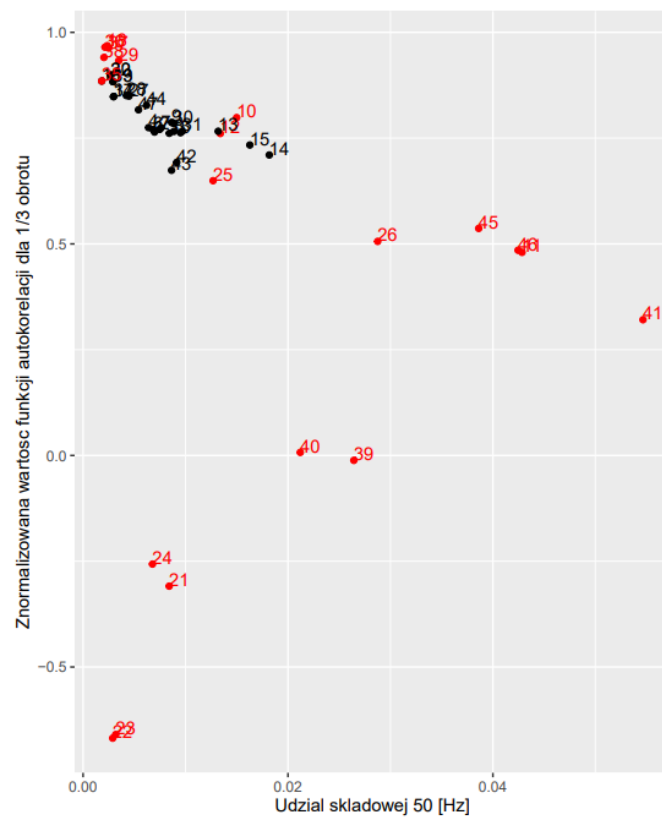
Rys. 78 Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.



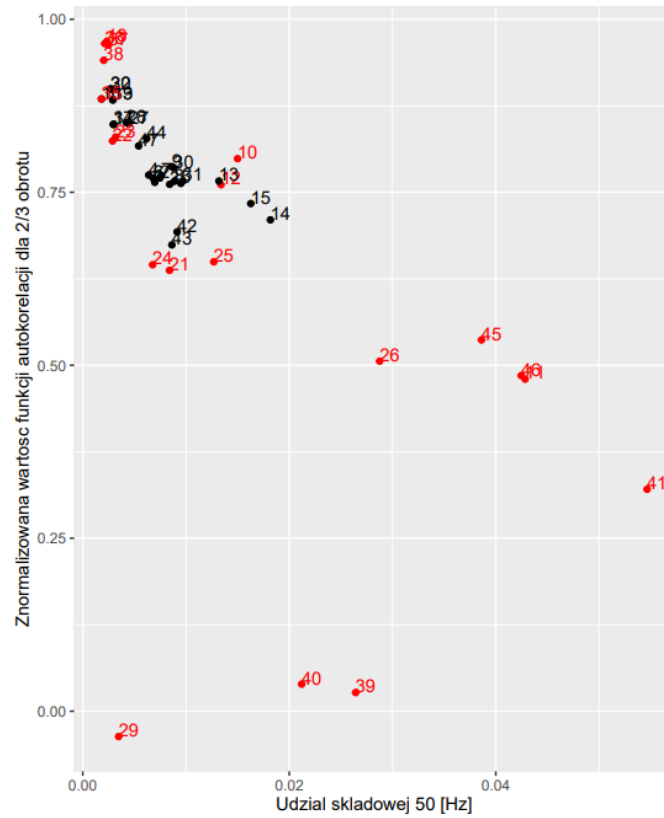
Rys. 79 Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.



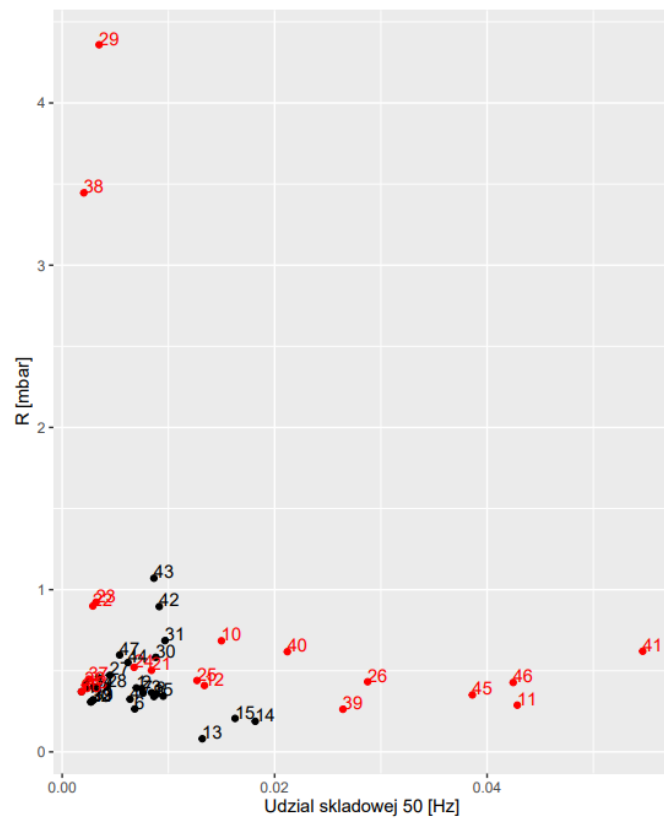
Rys. 80 Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.



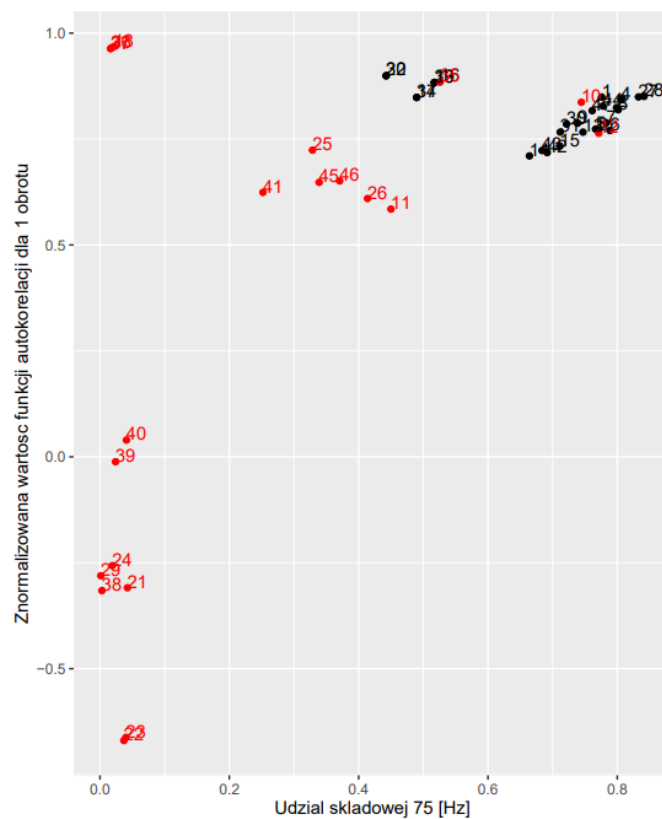
Rys. 81 Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.



Rys. 82 Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.



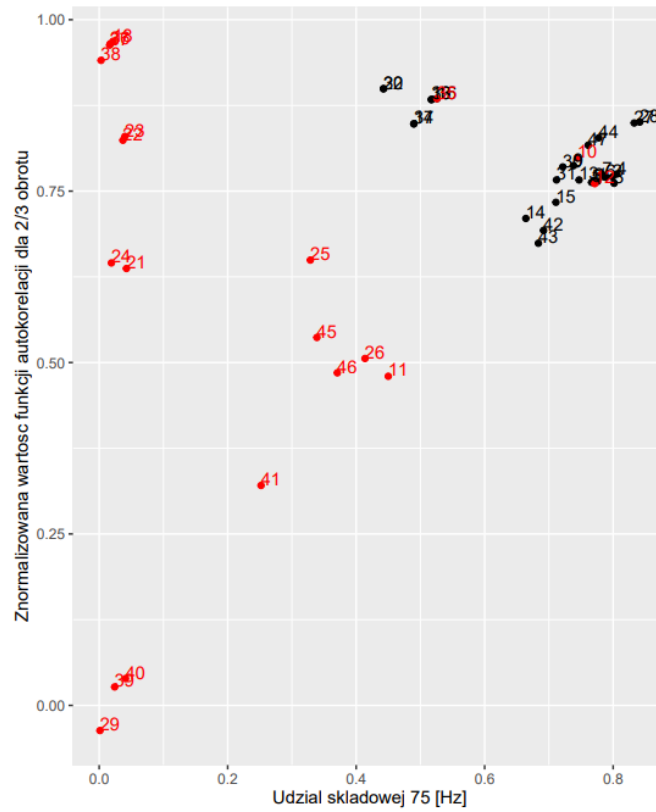
Rys. 83 Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.



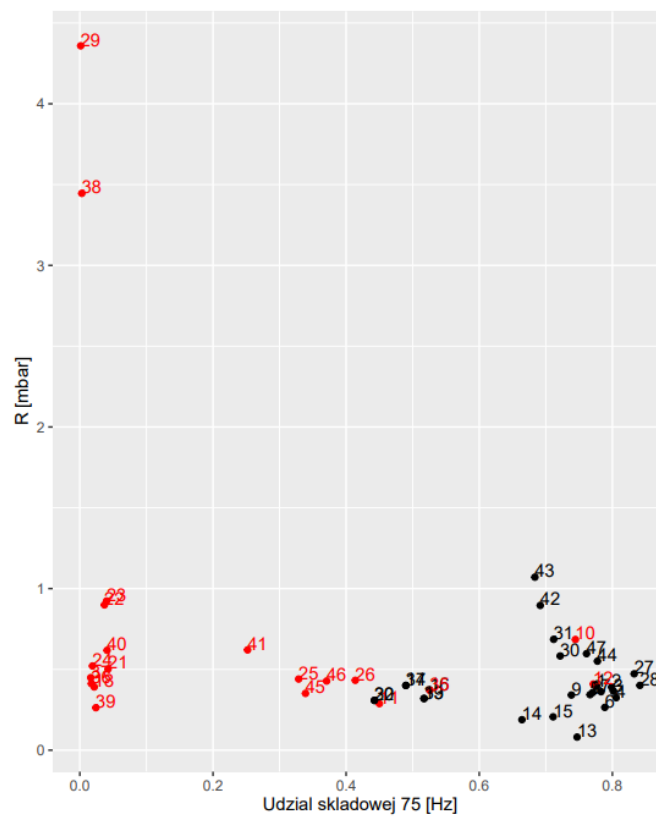
Rys. 84 Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.



Rys. 85 Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.

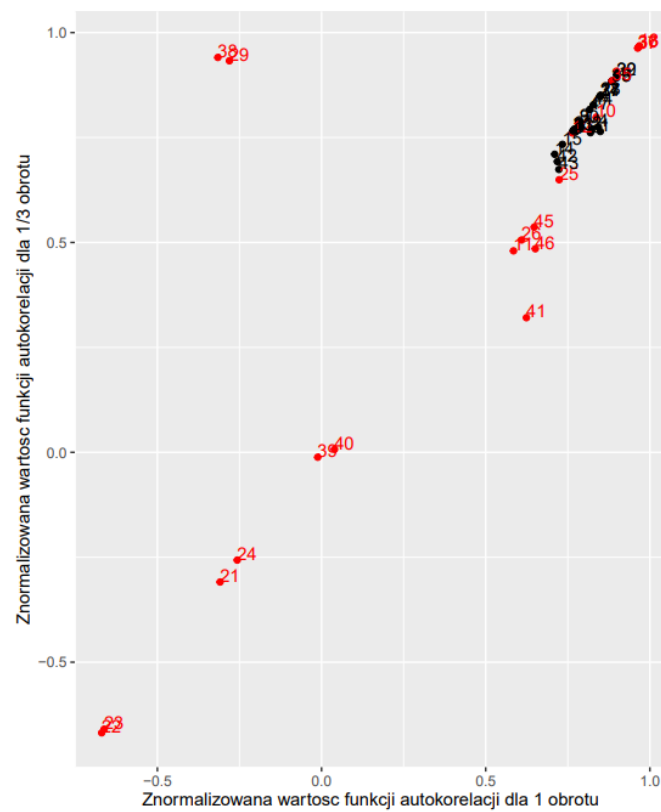


Rys. 86 Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.



Rys. 87 Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.





Rys. 88 Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.



Rys. 89 Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.

Na podstawie przeprowadzonej analizy statystycznej oraz analizy wykresów zawartych na rysunkach od Rys. 78 do Rys. 89, zauważyć można, że pompy oznaczone jako „Sprawne”, grupują się blisko siebie rozpatrywanych przestrzeni cech punktowych. Natomiast pompy oznaczone jako „Niesprawne”, znakomitej większości przypadków, odstają od grupy pomp „Sprawnych”. Nasuwa się więc wniosek, mówiący o tym, że możliwa jest identyfikacja stanu badanej pompy na podstawie odpowiednich cech punktowych jej sygnału ciśnienia.

Zgodnie z wnioskami zawartymi w pracy [50], cechy punktowe brane pod uwagę w procesie grupowania, powinny się charakteryzować się wysoką wrażliwością indywidualną na zmianę stanu badanego obiektu, oraz możliwie niską wzajemną korelacją. W tabeli Tabela 20 zestawione zostały wyznaczone współczynniki korelacji rang Spearmana dla poszczególnych par analizowanych cech punktowych sygnałów, pochodzących z biernego eksperymentu diagnostycznego.

Tabela 20 Współczynniki wzajemnej korelacji rang Spearmana wyznaczone dla poszczególnych analizowanych par cech punktowych.

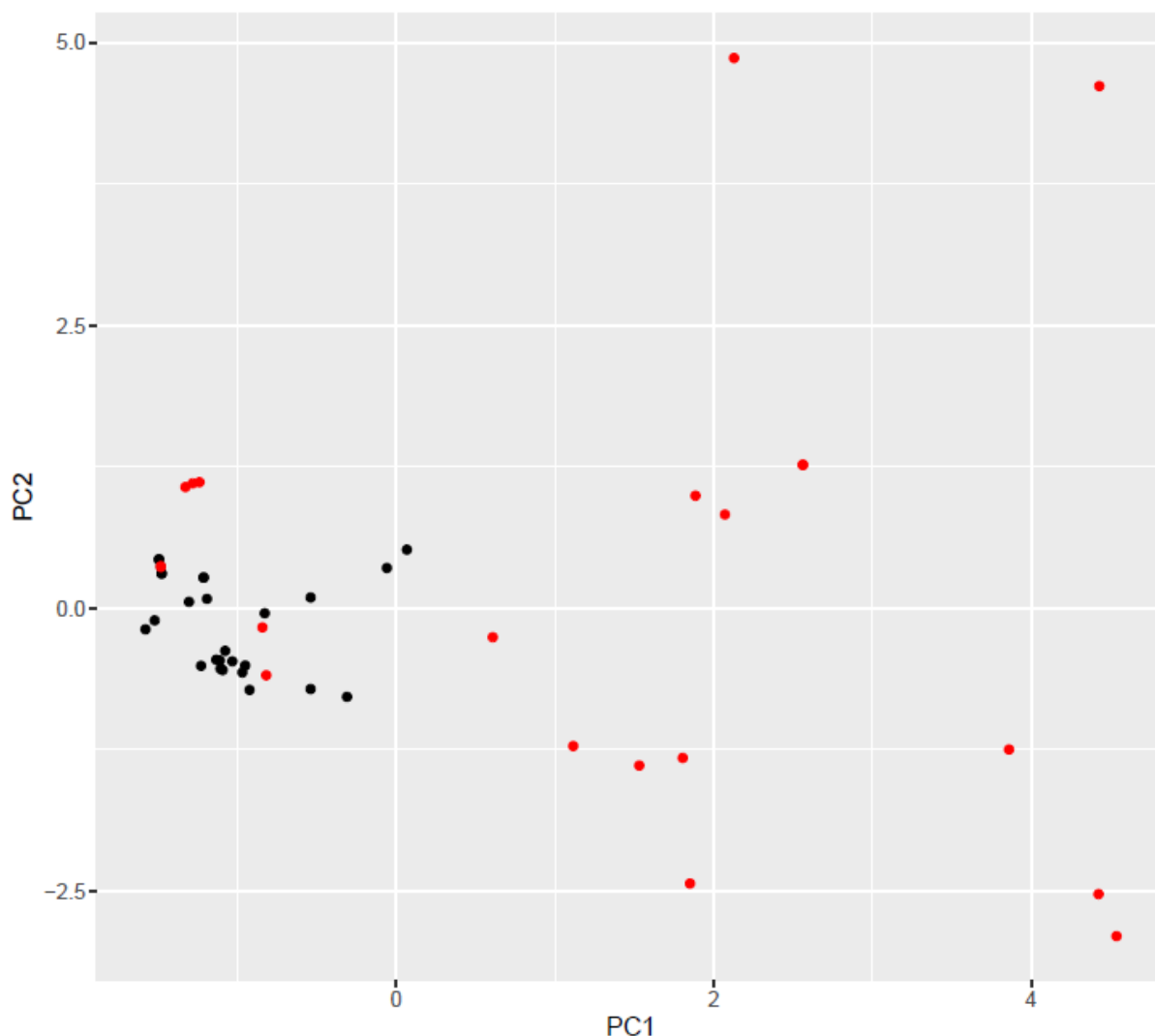
	Udział składowej 25 [Hz]	Udział składowej 50 [Hz]	Udział składowej 75 [Hz]	Udział składowej >150 [Hz]	ACF dla 1 obrotu	ACF dla 2/3 obrotu	ACF dla 1/3 obrotu	R [mbar]
Udział składowej 25 [Hz]	X	0,83	-0,14	0,55	-0,20	0,66	0,69	0,80
Udział składowej 50 [Hz]	0,83	X	0,41	0,82	0,26	0,41	0,44	0,69
Udział składowej 75 [Hz]	-0,14	0,41	X	0,58	0,16	0,05	0,12	0,34
Udział składowej >150 [Hz]	0,55	0,82	0,58	X	0,08	0,15	0,16	0,52
ACF dla 1 obrotu	-0,20	0,26	0,16	0,08	X	0,87	0,92	0,64
ACF dla 2/3 obrotu	0,66	0,41	0,05	0,15	0,87	X	0,95	0,74
ACF dla 1/3 obrotu	0,69	0,44	0,12	0,16	0,92	0,95	X	0,71
R [mbar]	0,80	0,69	0,34	0,52	0,64	0,74	0,71	X

Dodatkowo, ze względu na brak pełnych i pewnych informacji na temat stanu technicznego urządzeń badanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego., przeprowadzono analizę składowych głównych (PCA). Analiza ta pozwala na ekstrakcję ze zbioru wejściowego takich cech punktowych, które mimo tego że są trudne do fizycznej interpretacji, pozwalają na wyjaśnienie największej zmienności atrybutów obiektów w analizowanym zbiorze danych. [66] W tabeli Tabela 21 zebrane zostały wyniki analizy PCA pokazujące jaki procent zmienności wyjaśnia poszczególne składowe główne (PC1, PC2, ... , PC8). Natomiast na rysunku Rys. 90 pokazany został rozkład badanych obiektów w dwuwymiarowym układzie współrzędnych, po zrzutowaniu na dwie pierwsze

składowe główne, które w sumie wyjaśniają 65,39 % zmienności w analizowanym zbiorze. Tak jak na poprzednich rysunkach, czarnymi kropkami zaznaczono obiekty zakwalifikowane jako „Sprawne”, natomiast czerwonymi zaznaczono obiekty zakwalifikowane jako „Niesprawne”.

Tabela 21 Wartość zmienności danych, wyjaśniana przez wyznaczone składowe główne.

PC1	PC2	PC3	PC4	PC5	PC6	PC7	PC8
41,87 %	23,52 %	18,84 %	7,07 %	2,28 %	2,07 %	1,18 %	>0,01 %



Rys. 90 Wykres przedstawiający zbiór badanych obiektów, w dwuwymiarowym układzie współrzędnych, po zrzutowaniu na dwie pierwsze składowe stałe.

Na rysunku Rys. 90, widoczne jest wyraźne grupowanie się urządzeń zakwalifikowanych jako „Sprawne”, w jednej ciasnej grupie. Natomiast urządzenia zakwalifikowane jako niesprawne znajdują się w większości w dużych odległościach od siebie.

### 5.3.1 Dane wejściowe do procesu grupowania

Cechy punktowe otrzymane po analizie sygnałów pochodzących z biernego eksperymentu diagnostycznego, potraktowane zostały jako dane wejściowe do procesu grupowania, w wyniku którego otrzymano podział zbioru zbadanych urządzeń na grupy o podobnych cechach, zgodnie z założoną z góry funkcją podobieństwa. Prace te są wstępnym oszacowaniem możliwości zautomatyzowania diagnostyki i klasyfikacji stanu badanych pomp, podobnych do tych obecnych w literaturze [67] [68] [69] [70] [71] [72]

W przeciwieństwie do klasyfikacji, w procesie grupowania, tak jak w przypadku zagadnienia opisywanego przez autora, nie jest znana wiedza na temat faktycznego stanu technicznego badanego obiektu. [73] Badane rotacyjne łopatkowe pompy próżniowe nie mogły zostać odłączone od współpracujących z nimi układów i innych maszyn, co zaowocowało brakiem możliwości rozłożenia i dokładnej inspekcji tychże obiektów.

Proces grupowania został przeprowadzony przy użyciu algorytmu  $k$ -średnich++. Jest to algorytm grupowania będący ulepszeniem popularnego algorytmu grupowania  $k$ -średnich. Algorytm  $k$ -średnich, polega na iteracyjnym podziale danego zbioru obiektów na zadaną z góry ilość grup. Początkowo algorytm losowo wybiera obiekty jako środki grup, a pozostałe obiekty są przyporządkowane do grup dla których odległość euklidesowa pomiędzy obiektem a środkiem grupy jest najmniejsza. W kolejnych krokach algorytmu, uaktualniane są środki (średnie) grup, oraz następuje relokacja obiektów pomiędzy grupami. Algorytm kończy działanie w kroku, w którym nie następuje dalsze przemieszczanie obiektów pomiędzy grupami. [73]

Relokacja pomiędzy grupami, oceniana jest przy pomocy funkcji kryterialnej. W tym algorytmie, rolę funkcji kryterialnej pełni funkcja sumy błędów średniokwadratowych wewnątrz grupy WCSSE (ang. Within Cluster Sum of Squared Error). Dla pojedynczej grupy jest to suma kwadratów odległości wszystkich obiektów od punktu środkowego grupy. Wartość funkcji kryterialnej jest sumą WCSSE dla wszystkich grup. [73] W przypadku algorytmu grupowania  $k$ -średnich, jego znaczącą wadą jest fakt, iż końcowy efekt procesu podziału wejściowego zbioru obiektów na grupy silnie zależy od losowego, początkowego wyboru obiektów pełniących rolę środków tychże grup.

Modyfikacja algorytmu  $k$ -średnich do algorytmu  $k$ -średnich++, który to został zastosowany w opisywanych badaniach, ma na celu eliminację problemu osiągnięcia zaledwie minimum lokalnego funkcji kryterialnej, zamiast minimum globalnego. Wspomniana modyfikacja polega na sterowaniu wyborem początkowych punktów, w ten sposób by reprezentowały one obiekty najbardziej oddalone od pozostałych w rozpatrywanej przestrzeni. [74]

Problem wyboru początkowej liczby grup, rozwiązano przeprowadzając proces grupowania wielokrotnie, zmieniając liczbę grup, na które dzielony był dany zbiór obiektów. Wartość funkcji kryterialnej jest najwyższa dla podziału zbioru obiektów na jedną grupę i maleje, wraz ze wzrostem ilości grup. Wybór końcowej, optymalnej, liczby grup określany jest przy użyciu metody opisanej w literaturze angielskojęzycznej jako "Elbow Method" [75] [76], polegającej na poszukiwaniu załamania i wygładzenia wykresu WCSSE w funkcji liczby grup zastosowanych w wykonywanym podziale. [77]

Danymi wejściowymi do procesu grupowania, jak wspomniano wcześniej, były cechy punktowe otrzymane z analizy sygnałów ciśnienia pochodzących z badań przeprowadzonych na 47 różnych urządzeniach. Na podstawie informacji pochodzących z analizy statystycznej uzyskanych cech punktowych, które zostały zestawione w tabeli Tabela 19 oraz w tabeli Tabela 20, podjęto próbę wyboru pary cech punktowych charakteryzujących się wysoką indywidualną wrażliwością na zmianę stanu badanego obiektu oraz słabą wzajemną korelacją. Taka kombinacja właściwości zbioru cech punktowych, wykorzystanych w procesie grupowania, powinna się charakteryzować najwyższą możliwą trafnością rozpoznawania klasy stanu badanego obiektu.

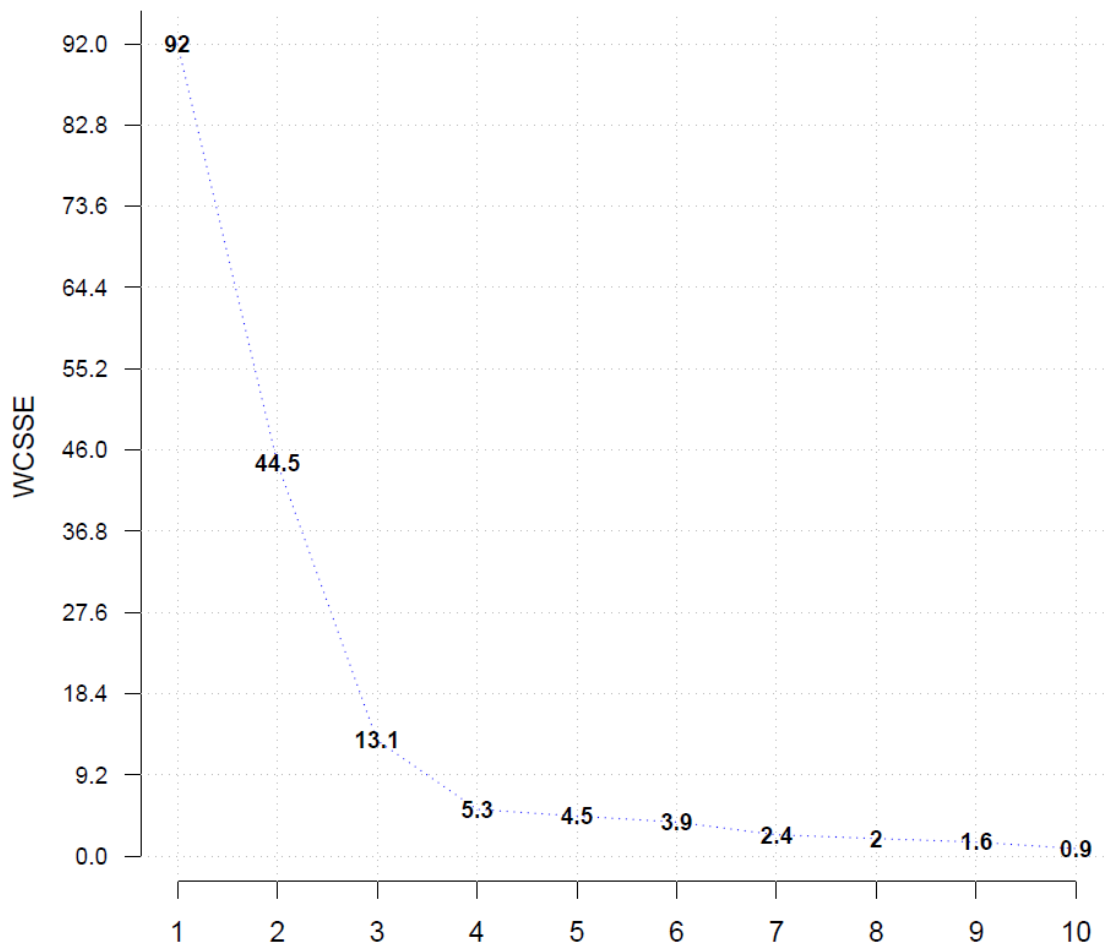
Na podstawie wyżej przedstawionych kryteriów, jako dwie cechy punktowe, na których został oparty model grupujący, wybrano „Udział składowej 75 [Hz]” oraz „R [mbar]”. Cechy te charakteryzują się wysoką wrażliwością na zmiany stanu badanych obiektów. Nie są to jednak cechy, które spośród wszystkich analizowanych cech, są najsłabiej wzajemnie ze sobą skorelowane. Jednakże argumentem przemawiającym za wyborem takiego zestawu cech, jest fakt iż cecha „Udział składowej 75 [Hz]” charakteryzuje się najwyższą wrażliwością, natomiast cecha „R [mbar]”, w przeciwieństwie do innych analizowanych cech punktowych, wrażliwa jest na pojawienie się nagłych skoków wartości sygnału ciśnienia generowanego przez badaną rotacyjną łopatkową pompę próżniową, które świadczą o możliwości pojawienia się najniebezpieczniejszych uszkodzeń tychże maszyn. Cechy te, z uwzględnieniem klasy obiektów dla nich właściwych, zostały zestawione w tabeli Tabela 22.

Tabela 22 Zestawienie danych wejściowych do procesu grupowania.

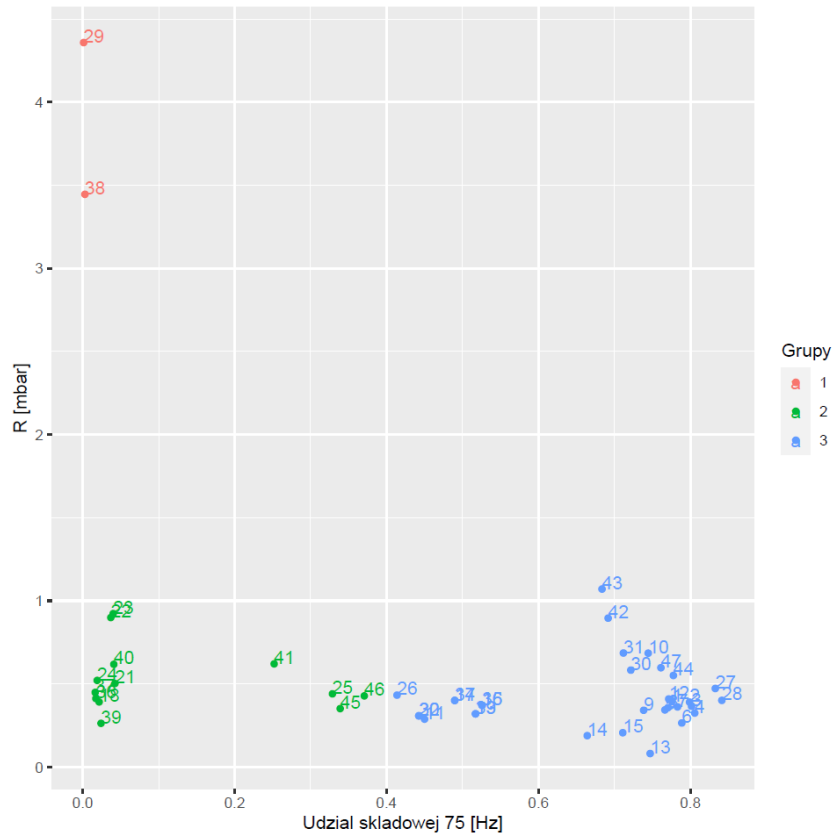
Sprawne			Niesprawne		
Nr obiektu	Udział składowej 75 [Hz]	R [mbar]	Nr obiektu	Udział składowej 75 [Hz]	R [mbar]
1	0,78	0,39	28	0,744	0,685
2	0,80	0,39	29	0,450	0,288
3	0,80	0,36	30	0,771	0,409
4	0,81	0,32	31	0,022	0,391
5	0,77	0,34	32	0,042	0,502
6	0,79	0,26	33	0,037	0,899
7	0,78	0,36	34	0,040	0,923
8	0,77	0,36	35	0,019	0,521
9	0,74	0,34	36	0,329	0,440
10	0,75	0,08	37	0,414	0,432
11	0,66	0,19	38	0,001	4,359
12	0,71	0,21	39	0,526	0,371
13	0,53	0,37	40	0,017	0,412
14	0,49	0,40	41	0,016	0,449
15	0,52	0,32	42	0,003	3,446
16	0,44	0,31	43	0,024	0,263
17	0,83	0,47	44	0,041	0,618
18	0,84	0,40	45	0,252	0,620
19	0,72	0,58	46	0,339	0,351
20	0,71	0,69	47	0,371	0,428
21	0,44	0,31			
22	0,52	0,32			
23	0,49	0,40			
24	0,69	0,90			
25	0,68	1,07			
26	0,78	0,55			
27	0,76	0,60			

### 5.3.2 Wyniki procesu grupowania

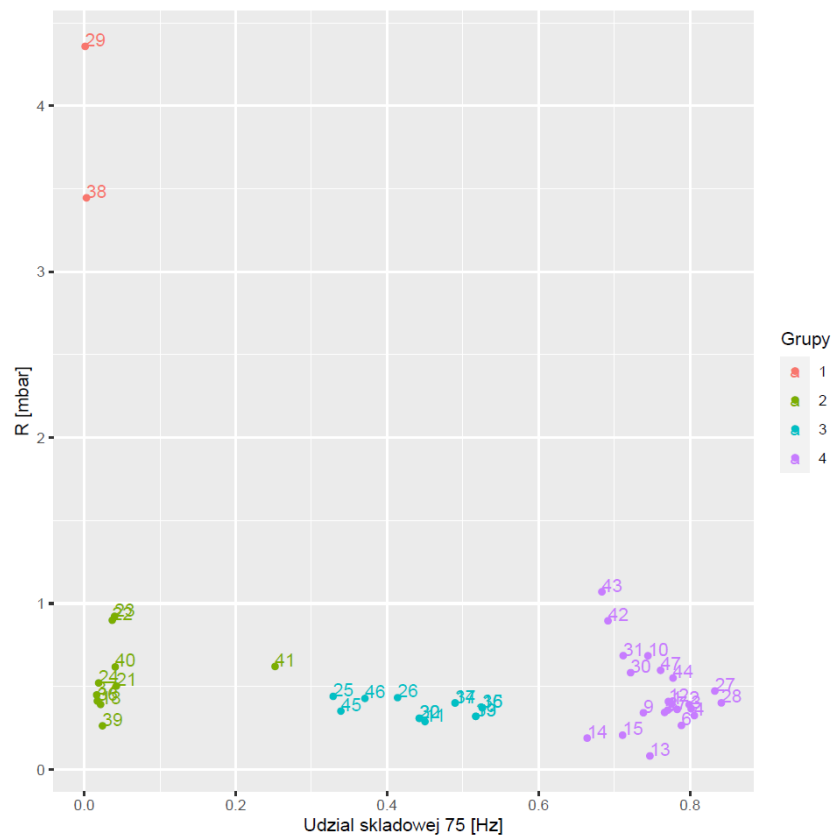
Na wykresie pokazanym na rysunku Rys. 91, pokazany został przebieg funkcji sumy błędów średniokwadratowych dla wygenerowanego podziału na grupy, w dziedzinie ilości grup, na które dokonany został podział zbioru obiektów. Analizując powyższy wykres, zauważyć można obecność silnego spadku wartości funkcji kryterialnej w początkowej części wykresu, po czym dochodzi do wyraźnego wygładzenia linii łamanej. Jest to zgodne z przyjętymi wcześniej założeniami, według których duża liczba grup nie prowadzi do zysku związanego ze spadkiem wartości funkcji kryterialnej. W związku z tym zdecydowano o wyborze liczby trzech lub czterech grup, na które podzielony został zbiór obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego, co zgodnie z wspomnianą wcześniej metodą można przyjąć za liczbę optymalną.



Rys. 91 Suma błędów średniokwadratowych wewnątrz grupy (WCSSE) w funkcji ilości grup na tworzonych w procesie grupowania.



Rys. 92 Podział zbioru badanych obiektów na trzy grupy.



Rys. 93 Podział zbioru badanych obiektów na cztery grupy.

Podczas porównywania rozkładu różnych klas urządzeń (Sprawnych/Niesprawnych) pokazanego na rysunku Rys. 87 i podziału zbioru badanych obiektów uzyskanego w wyniku grupowania na trzy grupy, pokazanego na rysunku Rys. 92, można zauważyć, że dokonany podział charakteryzuje się dużą poprawnością, rozumianą jako minimalna liczba wystąpień w obrębie jednej grupy urządzeń uszkodzonych i sprawnych, co zostało również pokazane w tabeli Tabela 23. Wyróżnić więc można urządzenia sprawne (Grupa 3), urządzenia niesprawne (Grupa 2 i Grupa 1). Odrębność urządzeń zakwalifikowanych do „Grupy 1”, wynika ze znacznie wyższej wartości cechy R [mbar]. Oczywistym natomiast jest fakt, iż urządzenia znajdujące się w tej grupie, to urządzenia znajdujące się w najgorszym stanie technicznym spośród urządzeń poddanych analizie. Stąd, w pewnym sensie, mogą być one traktowane jako punkty osobliwe.

*Tabela 23 Obecność różnych klas urządzeń (Sprawne/Niesprawne) w grupach wyznaczonych na podstawie przeprowadzonego procesu grupowania..*

Grupa	Sprawne	Niesprawne	Suma
1 i 2	0	15	15
3	27	5	32
Suma	27	20	47

Natomiast podczas analizy podziału zbioru obiektów na cztery grupy, pokazanego na rysunku Rys. 93, zauważyć można obecność grupy urządzeń sprawnych (Grupa 4), urządzeń niesprawnych (Grupa 2), urządzeń pośrednich lub takich, których stan jest alarmujący (Grupa 3). Podobnie jak w poprzednim przypadku wyróżnić można grupę urządzeń charakteryzujących się najgorszym stanem technicznym (Grupa 1).

Podział ten, należy traktować jako wstępne prace prezentujące możliwość formalizacji metody diagnostycznej, opartej na wybranych przez autora cechach punktowych.

Wnioski wynikające z biernego eksperymentu diagnostycznego należy rozpatrywać, jako bazę do dalszych badań mających na celu wytworzenie spójnego klasyfikatora stanów obiektów, a w przyszłości systemu nadzorującego i diagnozującego, opierającego się na analizie sygnału ciśnienia generowanego przez rotacyjne łopatkowe pompy próżniowe w czasie i ich normalnej eksploatacji.

### 5.3.3 Podsumowanie wyników biernego eksperymentu diagnostycznego

Interpretując prezentowane wyniki, zgodnie z założeniami teoretycznymi przedstawionymi w poprzednich rozdziałach, należy stwierdzić, że w ramach stosowania przedstawionej metody diagnostycznej, możliwe jest rozpoznawanie ogólnego stanu technicznego rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej, jak i szczegółowego stanu technicznego łopatek w niej zamontowanych. Opracowanie dokładnego klasyfikatora, pozwalającego jednoznacznie określać stan badanej maszyny, bez udziału eksperta, wymaga jednak dalszych badań polegających na zebraniu większego zbioru przykładów uczących. Dużą wartość dodaną, pozwalającą na rozwój przedstawionej metody, wprowadziłaby analiza sygnału ciśnienia, generowanego przez rotacyjną łopatkową pompę próżniową, rejestrowanego przez jej pełen cykl serwisowy (resurs). Pozwoliłoby to na opracowanie dokładnych wartości granicznych poszczególnych cech punktowych, wskazujących na dopuszczenie lub też konieczność wycofania maszyny z eksploatacji.



## 6 Przykład zastosowania opracowanej metody

W ramach praktycznej weryfikacji opracowanej metody diagnostyki rotacyjnych łopatkowych olejowych pomp próżniowych, bazującej na analizie sygnału ciśnienia generowanego przez te urządzenia, przeprowadzone zostały badania jednego urządzenia przed i po wykonaniu na nim prac remontowych. W ramach prac badawczych, dokonano rejestracji i analizy sygnału ciśnienia zgodnie z przedstawioną w niniejszej pracy metodą, a następnie dokonano porównania wyników otrzymanych w trakcie eksperymentu. Przeprowadzono w niniejszym rozdziale badanie weryfikacyjne, miały na celu potwierdzenie i weryfikację postawionych w pracy tez, dotyczących możliwości zastosowania metod analiz sygnału ciśnienia, do klasyfikacji i oceny stanu technicznego rotacyjnych łopatkowych olejowych pomp próżniowych.

### 6.1 Opis generowania sygnałów

Badana pompa to rotacyjna olejowa pompa próżniowa BUSCH R5 RA0100E, jej szczegółowe dane techniczne zostały zestawione w tabeli Tabela 24. Układ pomiarowy został skonfigurowany identycznie jak w innych badaniach opisanych w rozdziałach poprzednich niniejszej pracy. Sygnały uzyskane w trakcie badań zostały opisane w tabeli Tabela 25. Badania były przeprowadzane w warunkach standardowych, to jest w pomieszczeniu, w którym temperatura wynosiła w przybliżeniu 20 [°C] a ciśnienie w przybliżeniu 1013,25 [mbar].

Tabela 24 Dane techniczne pompy użytej w trakcie badań weryfikacyjnych. [78]

Parametr	Częstotliwość sieci zasilającej	Wartość	Jednostka
Nominalna wydajność	50 [Hz]	100	[m <sup>3</sup> /h]
	60 [Hz]	120	
Ciśnienie maksymalne	50/60 [Hz]	0,5	[mbar]
Nominalna moc silnika	50 [Hz]	2,2	[kW]
	60 [Hz]	3	
Nominalna prędkość obrotowa silnika	50 [Hz]	1500	[obr./min]
	60 [Hz]	1800	[obr./min]
Poziom hałasu	50 [Hz]	67	[dB] (A)
	60 [Hz]	70	[dB] (A)
Przybliżona masa	-	70	[kg]

Tabela 25 Opis sygnałów użytych w trakcie badań weryfikacyjnych.

Oznaczenie sygnału	S9	S10
Producent i model	BUSCH R5 RA0100E	
Częstotliwość obrotowa	25 [Hz]	
Ilość łopatek	3	
Częstotliwość próbkowania	4096 [Hz]	

Długość realizacji sygnału	16 [s]	
Opia	Przed remontem generalnym wymaganym ze względu na bark wymaganych parametrów generowanego podciśnienia	Po wykonanych pracach naprawczych

## 6.2 Wyniki analizy cech punktowych

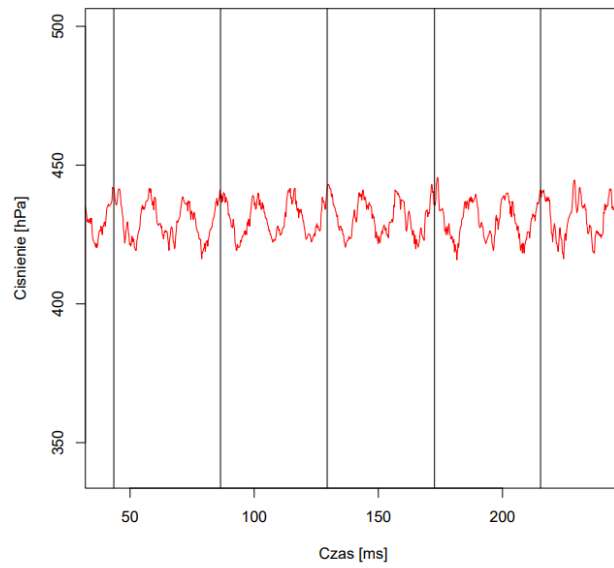
W tabeli Tabela 26 zestawione zostały wybrane cechy punktowe wyznaczone na podstawie sygnałów ciśnienia generowanego przez badaną pompę przed i po wykonaniu prac naprawczych oraz wymianie części eksploatacyjnych. Na podstawie analizy tychże danych, stwierdzić należy, że widoczna jest wyraźna poprawa parametrów ciśnienia generowanego przez badane urządzenie. Należy zwrócić uwagę na spadek wartości średniej, odchylenia sztyndarowego oraz zmiany wartości szczytowych generowanego ciśnienia. Wszystkie te dane wskazują na poprawę stanu technicznego pompy, jednak tak jak wspomniano w rozdziałach poprzednich, nie mogą być one użyte oceny stanu grupy obiektów. Mogą one jedynie posłużyć, jako kryteria oceny stanu jednego obiektu działającego w niezmiennych warunkach eksploatacyjnych.

Tabela 26 Cechy punktowe obliczone na podstawie sygnałów ciśnienia generowanych przez badaną pompę przed i po wykonaniu prac naprawczych.

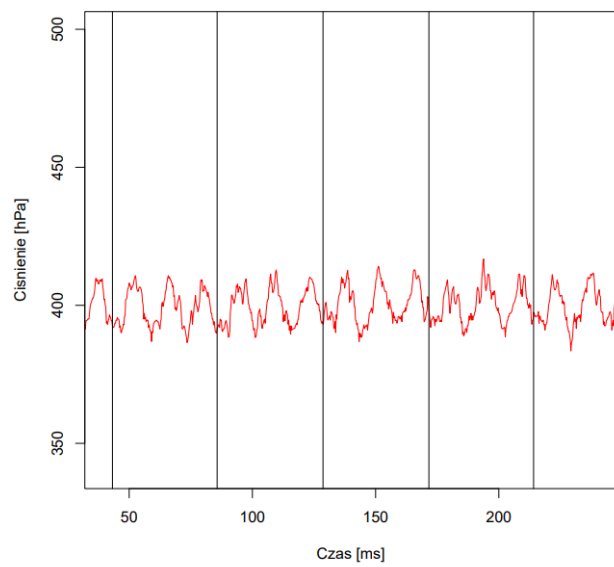
Oznaczenie sygnału	S9	S10
Wartość średnia	434,50 [mbar]	401,48 [mbar]
Kurtoza	1,14	-0,81
Odchylenie standardowe	7,48 [mbar]	6,45 [mbar]
Wartość szczytowa bezwzględna	484,05 [mbar]	421,73 [mbar]
Wartość szczytowa dodatnia	484,05 [mbar]	421,73 [mbar]
Wartość szczytowa ujemna	412,83 [mbar]	381,95 [mbar]
Pierwsza wartość międzyszczytowa	71,22 [mbar]	39,78 [mbar]
Współczynnik kształtu	1,00	1,00
Współczynnik szczytu	1,11	1,05
Współczynnik impulsowości	1,11	1,05
Współczynnik luzu	23,22	21,05

## 6.3 Wyniki analizy przy zastosowaniu Uśredniania Synchronicznego

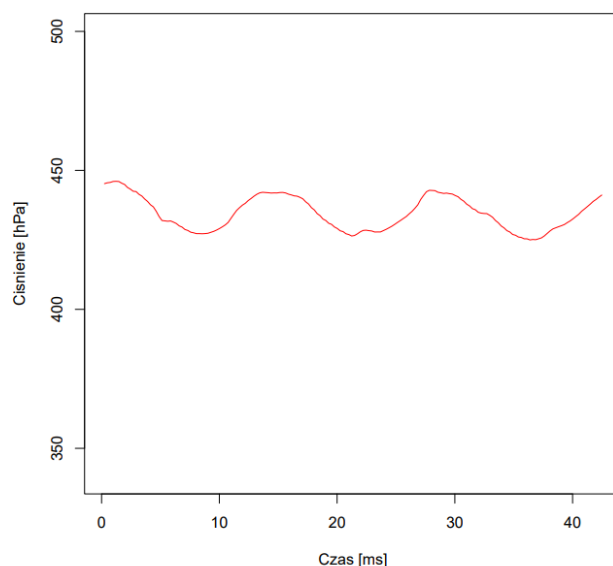
Sygnały wygenerowane podczas badań weryfikacyjnych zostały poddane analizie w dziedzinie czasu polegającej na ich uśrednianiu synchronicznym, synchronizowanym znacznikiem pełnego obrotu wału wirnika. Na rysunkach Rys. 94 i Rys. 95 pokazane zostały wykresy reprezentujące fragmenty zarejestrowanych sygnałów, a na rysunkach Rys. 96 i Rys. 97 pokazane zostały wykresy reprezentujące sygnał uśredniony.



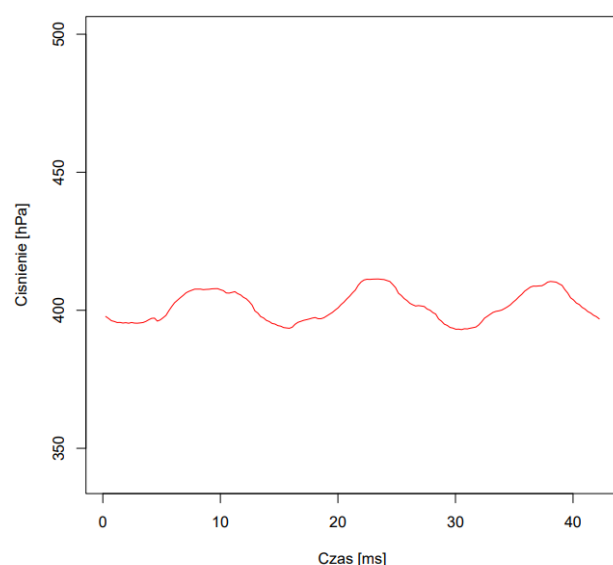
Rys. 94 Fragment zarejestrowanego przebiegu ciśnienia generowanego przez pompę przed wykonaniem prac remontowych.



Rys. 95 Fragment zarejestrowanego przebiegu ciśnienia generowanego przez pompę po wykonaniu prac remontowych.



Rys. 96 Uśredniony przebieg sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę przed wykonaniem prac remontowych.



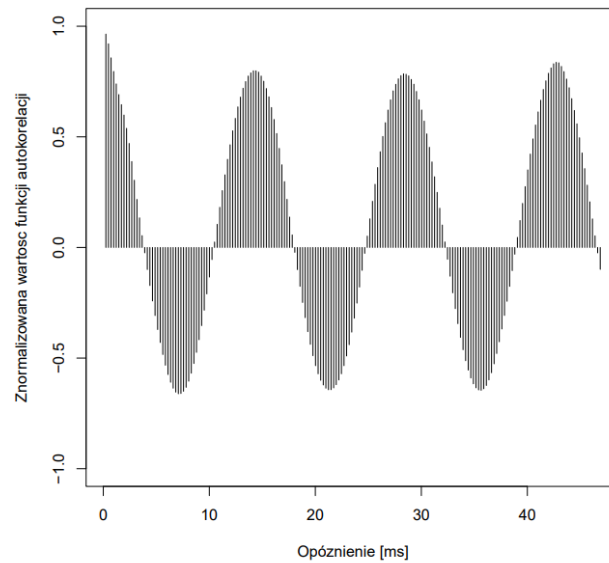
Rys. 97 Uśredniony przebieg sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę po wykonaniu prac remontowych.

Na wykresach przedstawionych powyżej, widoczne są delikatne różnice pomiędzy sygnałami właściwymi dla pompy przed i po wykonaniu prac remontowych. Jednakże, na podstawie „ręcznej” analizy wykresów przedstawiających fragmenty sygnałów i wykresów sygnałów uśrednionych, nie jest możliwa jednoznaczna identyfikacja uszkodzeń i klasyfikacja stanu badanej maszyny.

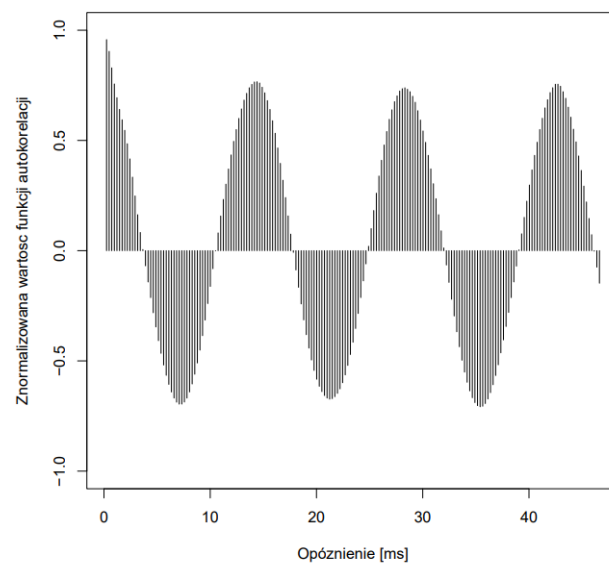
#### 6.4 Wyniki analizy przy zastosowaniu Znormalizowanej Funkcji Autokorelacji

Sygnały wygenerowane w trakcie badań weryfikacyjnych, zostały poddane analizie w dziedzinie polegającej na wyznaczaniu z nich wartości znormalizowanej wartości funkcji autokorelacji (ang. ACF). Na rysunku Rys. 98 i Rys. 99 zaprezentowane zostały wykresy znormalizowanej funkcji autokorelacji,

które zostały wygenerowane przy uwzględnieniu maksymalnego opóźnienia sygnału równego czasowi trwania 1,1 pełnego obrotu wału wirnika badanej pompy. W tabeli Tabela 27 zestawione zostały wartości znormalizowanej wartości funkcji autokorelacji, właściwe dla opóźnień odpowiednich części pełnego obrotu wału wirnika.



Rys. 98 Wykres znormalizowanej funkcji autokorelacji wyznaczonej dla sygnału ciśnienia generowanego przez pompę przed wykonaniem prac remontowych.



Rys. 99 Wykres znormalizowanej funkcji autokorelacji wyznaczonej dla sygnału ciśnienia generowanego po pompę po wykonaniu prac remontowych.

Tabela 27 Wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji, wyznaczonych w trakcie badań weryfikacyjnych, dla opóźnień właściwych dla poszczególnych części obrotu wału wirnika.

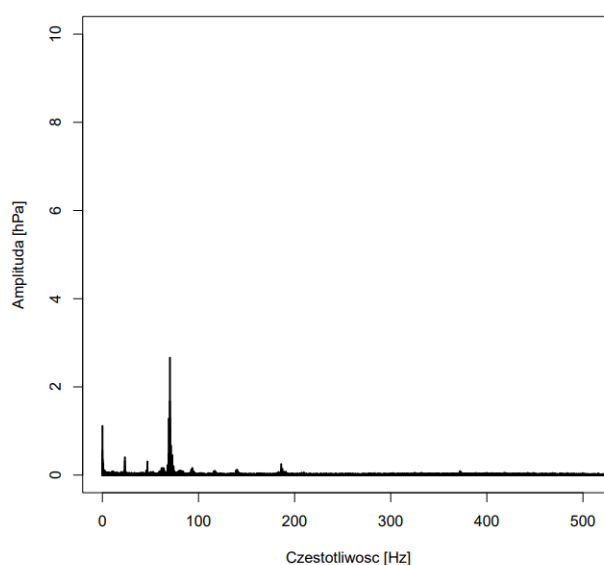
Oznaczenie sygnału	S9	S10
Wartość znormalizowanej funkcji autokorelacji dla 1/1 obrotu	0,837	0,755

Wartość znormalizowanej funkcji autokorelacji dla 2/3 obrotu	0,785	0,739
Wartość znormalizowanej funkcji autokorelacji dla 1/3 obrotu	0,799	0,766

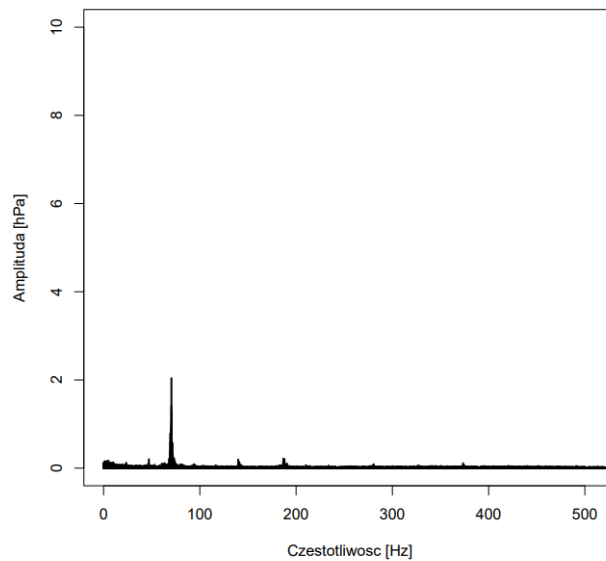
Podczas analizy wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji, dla sygnałów wygenerowanych w trakcie badań weryfikacyjnych, łatwo można zauważyć, że wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji różnią się nieznacznie, a nawet są wyższe, a co za tym idzie korzystniejsze, dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę przed wykonaniem prac remontowych. Możliwą przyczyną takiego stanu rzeczy to uszkodzenie elementu niewirującego, które wpływa jednakowo na sygnał ciśnienia podczas faz ssania wykonywanych poszczególne łopatki, oraz ma duży wpływ na wzajemne podobieństwo sygnału i jego opóźnień. Wynikać to może również z faktu, równomiernego zużycia wszystkich trzech wymienionych łopatek, co w znaczący sposób wpływa na podobieństwo wzajemne badanego sygnału ciśnienia. Analogiczna sytuacja miała miejsce w trakcie analizy wyników badań pochodzących z czynnego eksperymentu diagnostycznego, gdzie wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji były wyższe dla pompy o niespranym układzie smarowania, niż dla pompy sprawnej. Jednakże sytuacja taka przeczy tezie, jakoby analiza sygnału ciśnienia generowanego przez rotacyjną łopatkową pompę próżniową, oparta jedynie na wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji, dostarczała wystarczających informacji o ogólnym stanie technicznym badanego obiektu.

## 6.5 Wyniki analizy przy zastosowaniu Transformacji Fouriera

Sygnały wygenerowane w trakcie badań weryfikacyjnych, zostały poddane analizie w dziedzinie częstotliwości, polegającej na wyznaczeniu widm amplitudowych z zarejestrowanych sygnałów. Na rysunkach Rys. 100 i Rys. 101, przedstawione zostały wyznaczone widma amplitudowe. W tabeli Tabela 28, zestawione zostały procentowe udziały mocy poszczególnych składowych częstotliwościowych w analizowanych sygnałach.



Rys. 100 Widmo amplitudowe wyznaczone dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę przed wykonaniem prac remontowych.



Rys. 101 Widmo amplitudowe wyznaczone dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę po wykonaniu prac remontowych.

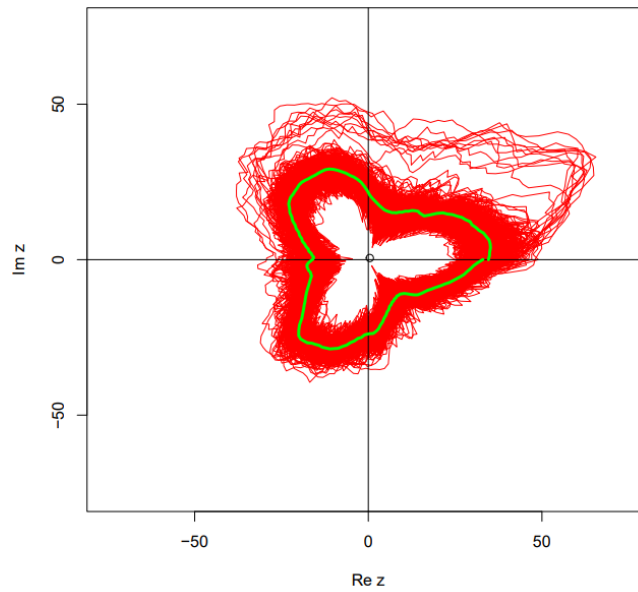
Tabela 28 Procentowy udział poszczególnych składowych częstotliwościowych w mocy sygnałów, wygenerowanych podczas badań weryfikacyjnych.

Oznaczenie sygnału	S9	S10
Procentowy udział mocy o składowej 1fn	2,2 [%]	1,5 [%]
Procentowy udział mocy o składowej 2fn	1,5 [%]	1,3 [%]
Procentowy udział mocy o składowej 3fn	74,7 [%]	75,0 [%]
Procentowy udział mocy o składowej >6fn	9,4 [%]	12,1 [%]

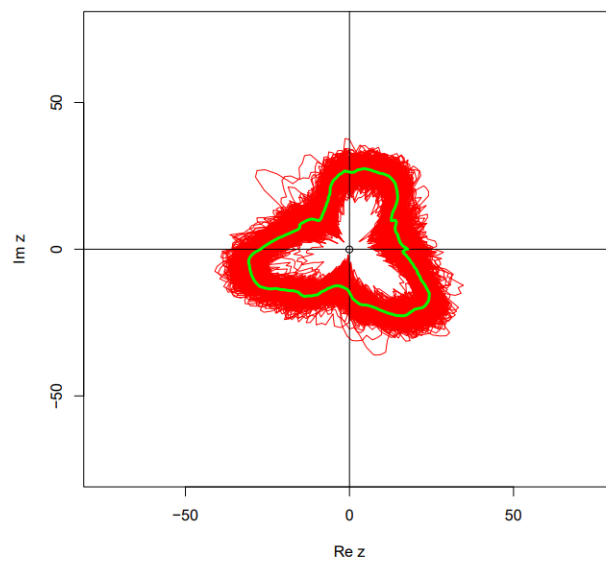
Podczas analizy sygnałów ciśnienia w dziedzinie częstotliwości, widoczne są nieznaczne spadki wartości procentowych udziałów niekorzystnych składowych częstotliwościowych dla pompy po wykonaniu prac remontowo-naprawczych. Zauważalny jest również nieznaczny wzrost udziału składowej  $3f_n$ , której udział w analizowanym sygnale powinien być dominujący. Jednakże wspomniane różnice wartości są na tyle małe, że nie mogą być jedyną podstawą do oceny stanu rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej.

## 6.6 Wyniki analizy przy zmianie dziedziny analizowanego sygnału

Sygnały wygenerowane w trakcie badań weryfikacyjnych, zostały poddane analizie w dziedzinie kąta obrotu wału wirnika badanej rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej. Na rysunkach Rys. 102 i Rys. 103 przedstawione zostały wykresy biegunowe, które zostały wykreślone w sposób opisany w poprzednich rozdziałach niniejszej pracy.



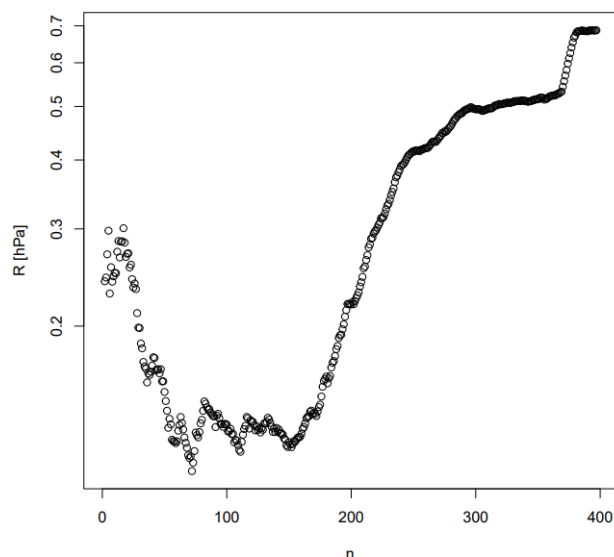
*Rys. 102 Wykres biegunowy wykonany dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę przed wykonaniem prac remontowych.*



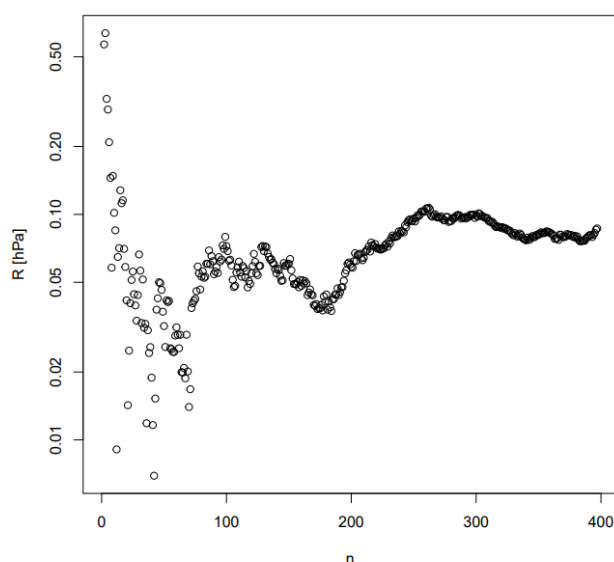
*Rys. 103 Wykres biegunowy wykonany dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę po wykonaniu prac remontowych*

W trakcie analizy powyższych wykresów, można zauważyć zmniejszenie się rozmiaru figury powstającej w trakcie kreślenia wykresu biegunowego oraz większą regularność wykresu, wygenerowano dla sygnału generowanego przez urządzenie sprawne Poniżej, na rysunkach Rys. 104 i Rys. 105, przedstawione zostały wykresy obrazujące odległość środka ciężkości kreślonej figury w funkcji liczby obrotów branych od uwagę podczas obliczeń. Natomiast w tabeli Tabela 29, zestawiono wartości wyznaczonej odległości środka ciężkości kreślonej figury od początku układu współrzędnych, która została przyjęta jako wynik z przeprowadzonej analizy.





Rys. 104 Odległość środka ciężkości chmury punktów, wyznaczonej na podstawie sygnału ciśnienia generowanego przez pompę przed wykonaniem prac remontowych, w funkcji liczby obrotów w analizowanym fragmencie serii pomiarowej.



Rys. 105 Odległość środka ciężkości chmury punktów, wyznaczonej na podstawie sygnału ciśnienia generowanego przez pompę po wykonaniu prac remontowych, w funkcji liczby obrotów w analizowanym fragmencie serii pomiarowej.

Tabela 29 Wartości odległości środków ciężkości kreślonych figur od początku układu współrzędnych, dla sygnałów wygenerowanych w trakcie badań weryfikacyjnych.

Oznaczenie sygnału	S9	S10
$R$	0,686 [mbar]	0,087 [mbar]

Dokonując analizy zawartości tabeli Tabela 29, można zauważyć wyraźnie większą wartość długości promienia wodzącego środka ciężkości kreślonej figury, właściwej dla pompy przed wykonaniem prac remontowych. Świadczy to o tym, że używanie tego symptomu do klasyfikacji stanu badanej pompy jest rozwiązaniem prawidłowym.

## 6.7 Podsumowanie rozdziału

Biorąc pod uwagę wyżej opisane wnioski cząstkowe z przeprowadzonych analiz, należy zauważyć, iż opracowana metoda diagnostyki, pozwala na szybką ogólną ocenę stanu urządzenia jak i szczegółową ocenę stanu łopatek w nim pracujących, wraz z umożliwieniem wskazania lokalizacji łopatki uszkodzonej. Zaimplementowanie powyżej opisanej metody diagnostyki, do urządzeń nadzorujących i kontrolujących parametry pracy pomp próżniowych, pozwoli na wczesne wykrywanie postępujących uszkodzeń.

Urządzenie pozwalające na wykorzystywanie opisanej metody, będzie obiecującym narzędziem diagnostycznym, które będzie mogło być wykorzystywane również przez pracowników zajmujących się serwisem rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych, pozwalającym na łatwiejszą i szybszą identyfikację i lokalizację uszkodzeń.

## 7 Uwagi końcowe i wnioski

### 7.1 Podsumowanie

W pracy podjęto próbę sformułowania metody pozwalającej na analizę sygnału ciśnienia generowanego przez rotacyjne łopatkowe pompy próżniowe oraz korzystaniu z wyników tejże analizy w celach diagnostycznych, a mówiąc ściślej do oceny stanu łopatek pracujących w danym urządzeniu. W wyniku przeprowadzonych badań, zaproponowana została ogólna koncepcja metody diagnostycznej na podstawie, której możliwe jest opracowanie automatycznego klasyfikatora diagnostycznego. Dalsze prace nad automatyzacją diagnostyki opisywanych urządzeń, wymagają przyjęcia i opracowania szczegółowych zagadnień, takich jak między innymi określenie możliwie szerokiego zbioru przykładów uczących pozwalającego na doskonalenie procesu klasyfikacji.

W pracy zaproponowano nową heurystyczną metodę analizy sygnału ciśnienia, polegającą na zmianie dziedziny badanego sygnału z dziedziny czasu, na dziedzinę drogi kątowej wału wirnika. Opracowana heurystyczna metoda pełni rolę dominującą w opracowanym wstępnym modelu klasyfikującym. Celem pracy było opracowanie bezinwazyjnej metody diagnostycznej, której stosowanie może odbywać się w sposób ciągły w celach monitorowania stanu maszyny, jak i w sposób okresowy w celu cyklicznej oceny stanu maszyny. Opracowana metoda spełnia założone cele pracy jak i dowodzi postawionych w na jej początku tez.

### 7.2 Wnioski wynikające z pracy

Na podstawie przeprowadzonych badań i otrzymanych wyników, możliwe było sformułowanie wniosków ogólnych i szczegółowych. Wnioski ogólne odnoszą się do tez i celów pracy oraz do zaproponowanej metody służącej do diagnostyki eksploatacyjnej rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych. Wnioski szczegółowe odnoszą się zaś do zastosowanej przez autora metody, mającej na celu weryfikację opracowanej koncepcji.

### 7.2.1 Wnioski ogólne

Biorąc pod uwagę sformułowane w początkowym rozdziale tezy pracy, możliwe było sformułowanie następujących wniosków ogólnych:

1. Słuszność tezy pierwszej, została wykazana na podstawie czynnego i biernego eksperymentu diagnostycznego opisanego w toku pracy. Na podstawie przeprowadzonych badań można stwierdzić, że sygnał ciśnienia generowany przez rotacyjne łopatkowe pompy próżniowe, jest nośnikiem cennych informacji diagnostycznych, które mogą być traktowane jako symptomy stanu maszyny.
2. Słuszność tezy drugiej, wykazana została na podstawie przeprowadzonej analizy sygnału ciśnienia w dziedzinie kąta obrotu wału wirnika. Na podstawie przedstawionej metody analizy, możliwe jest określenie siły i charakteru wpływu uszkodzonej łopatki na zmiany wartości cech sygnału ciśnienia, a co za tym idzie określenie lokalizacji uszkodzonej łopatki i powagi jej uszkodzenia.
3. Słuszność tezy trzeciej, została wykazana poprzez opracowanie autorskiego urządzenia, którego budowa została opisana w rozdziale 4. Urządzenie to zostało zastosowane do zrealizowania i archiwizacji wszelkich pomiarów koniecznych do sformułowania niniejszej pracy. Opracowany miernik, w toku dalszych prac rozwojowych, w prosty sposób może również pełnić funkcję kompaktowego i poręcznego analizatora sygnałów. Jednak ze względu na wygodę prowadzonych w toku realizacji pracy analiz, zdecydowano się na przeprowadzanie ich przy użyciu komputera klasy PC.

Przedstawione wnioski opracowane zostały między innymi, na podstawie czynnego eksperymentu diagnostycznego prowadzonego w warunkach laboratoryjnych oraz biernego eksperymentu diagnostycznego prowadzonego na wpół w warunkach laboratoryjnych na wpół w warunkach przemysłowych. W pewnym sensie ogranicza to możliwość uogólnienia wniosków w sensie globalnym, jednak przeprowadzone badania i wnioski z nich wynikające, są solidnym fundamentem do badań wielkoskalowych.

Ponadto sformułowane zostały dodatkowe wnioski o charakterze ogólnym:

- Na podstawie zmian wartości cech punktowych możliwe jest w wnioskowanie o stanie łopatkowej pompy próżniowej w czasie „makro”.
- Analiza sygnału ciśnienia generowanego przez rotacyjne łopatkowe pompy próżniowe i wyznaczone okresowo na jej podstawie cechy punktowe sygnałów, w czasie „makro” pozwolą na wyznaczenie wartości granicznych poszczególnych cech wskazujących na konieczność przeprowadzenia przeglądów, remontów oraz napraw.

Przedstawiona w pracy metoda diagnostyczna, łopatkowych rotacyjnych pomp próżniowych, polegająca na analizie sygnału ciśnienia generowanego przez te urządzenia, a w szczególności opracowanie metody diagnostyki opartej na pomiarze innej wielkości niż ciśnienie maksymalne osiągnięte przez sprawdzaną pompę, może być uznana za metodę nowatorską i oryginalną. Dzięki przyjętemu sposobowi analizy sygnału ciśnienia, możliwa jest ocena stanu technicznego pompy i łopatek w niej zainstalowanych.

### 7.2.2 Wnioski szczegółowe

Na podstawie przedstawionych w pracy badań i ich wyników, możliwe było sformułowanie następujących wniosków o charakterze szczegółowym:

- Na podstawie wyników przeprowadzonych analiz oraz badań można stwierdzić, że najlepsze wyniki i najbardziej szczegółowe informacje o stanie rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej, dostarcza metoda oparta na analizie jej sygnału ciśnienia w dziedzinie drogi kątowej wału wirnika badanej maszyny. Pozwala ona również na wyrazistą, w sensie wizualnym, prezentację wyników analizy oraz na identyfikację i lokalizację uszkodzonej łopatki.
- Zastosowane metody analizy w dziedzinie czasu, polegające na wyznaczeniu wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji, lub w dziedzinie częstotliwości, polegające na wyznaczeniu widma mocy lub widma amplitudowego analizowanego sygnału, pozwalają jedynie na wykrycie niesprawności. Nie pozwalają jednak na precyzyjne jej zlokalizowanie oraz określenie powagi uszkodzenia, a co za tym idzie oszacowanie ryzyka wystąpienia nagłej i kosztownej w skutkach awarii.
- Przeprowadzona analiza składowych głównych (PCA) pokazała że istnieją wyraźne różnice w rozkładzie cech sygnałów ciśnienia, urządzeń zakwalifikowanych jako „Sprawne” i „Niesprawne”.
- Dla rozpatrywanego zbioru danych, uzyskanych w wyniku przeprowadzenia biernego eksperymentu diagnostycznego na różnych urządzeniach tego samego typu, poddanych procesowi grupowania, uzyskano wyniki dobre jakościowo. Pozwala to, po oczywistym zwiększeniu skali biernego eksperymentu diagnostycznego, a co za tym idzie rozmiaru zbioru uczącego, na budowę modelu klasyfikującego stan techniczny rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych. Podczas pomiarów sygnału ciśnienia generowanego przez łopatkowe rotacyjne pompy próżniowe, przeprowadzonych do celów diagnostycznych z wykorzystaniem opisanej metody, w celu maksymalizacji powtarzalności wyników i sprawności klasyfikatora, wskazane jest ich prowadzenie w zbliżonych warunkach obciążenia zewnętrznego.

### 7.3 Kierunki dalszych badań

Przestawiony ogólny zarys opracowanej metody diagnostycznej oraz zachęcające wyniki z przeprowadzonych przy jej użyciu badań, otwierają szerokie pole dla prac badawczych nad budową i testowaniem modeli klasyfikujących stan łopatkowych rotacyjnych pomp próżniowych, opierających się na sygnale ciśnienia generowanego przez te urządzenia.

Opisane i wykorzystywane w pracy metody pozwalają zarówno na dalszy rozwój i budowę urządzeń monitorujących rotacyjne łopatkowe pompy próżniowe zarówno w sposób ciągły jak i w trakcie okresowych przeglądów serwisowych.

Przeprowadzone w toku realizacji pracy eksperymenty i testy, zostały przeprowadzone na grupie olejowych rotacyjnych łopatkowych pomp próżniowych, jednakże po przeprowadzeniu odpowiednich modyfikacji i przeprowadzeniu dalszych badań rozwojowych, możliwe jest rozszerzenie opracowanej metody diagnostycznej na grupę pomp suchych.

## 8 Spis rysunków

Rys. 1. Teoretyczny przebieg ciśnienie w pompowanym zbiorniku.....	11
Rys. 2. Olejowa rotacyjna łopatkowa pompa próżniowa.....	12
Rys. 3. Fazy cyklu pompowania łopatkowej rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej.....	13
Rys. 4. Objętość martwa pompy.....	14
Rys. 5. Teoretyczna szybkość pompowania w funkcji ciśnieni pompowanego gazu.....	16
Rys. 6. Współczynnik kompresji w funkcji ciśnienia pompowanego gazu.....	16
Rys. 7. Schemat rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej.....	17
Rys. 8. Przykład uszkodzenia łopatek.....	18
Rys. 9. Widok wytartej bocznej pokrywy cylindra pompy.....	19
Rys. 10. Uszkodzony separator oleju (z lewej), porównany do separatora prawidłowo zużytego (z prawej).....	19
Rys. 11. Widok czoła rozwarstwionej łopatki.....	20
Rys. 12. Widok z boku czoła rozwarstwionej łopatki.....	20
Rys. 13. Przykład nieregularnie zużytych łopatek.....	20
Rys. 14. Widok złamanej łopatki w cylindrze rotacyjnej olejowej pompy próżniowej.....	21
Rys. 15. Widok złamanej łopatki wirnika rotacyjnej olejowej pompy próżniowej.....	21
Rys. 16. Uszkodzenie cylindra pompy na skutek nagłego zablokowania wirnika.....	22
Rys. 17. Uszkodzenie gniazda ustalającego kołka stożkowego, znajdującego się w cylindrze pompy, na skutek nagłego zablokowania wirnika pompy.....	22
Rys. 18. Uszkodzenie gniazd kołka ustalającego i śruby mocującej, w pokrywie rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej, na skutek nagłego zablokowania wirnika.....	23
Rys. 19. Uszkodzenie otworu pod śrubą mocującą, w pokrywie rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej, na skutek nagłego zablokowania wirnika.....	23
Rys. 20. Uszkodzenie sprzęgła, na skutek nagłego zablokowania wirnika rotacyjnej łopatkowej pompy próżniowej.....	24
Rys. 21. Model fenomenologiczny badanej pompy.....	26
Rys. 22. Teoretyczny sygnał ciśnienia generowane przez pompę sprawną.....	27
Rys. 23. Fazy obrotu wirnika pompy z uszkodzoną łopatką umożliwiającą przecieki pomiędzy komorami.....	28
Rys. 24. Przebieg zmian ciśnienia generowanego przez rotacyjną łopatkową pompę próżniową z jedną uszkodzoną łopatką (bez składowych stałych).....	29
Rys. 25. Przebiegi ciśnienia generowanego przez pompę sprawną (kolor niebieski) oraz przez pompę z jedną uszkodzoną łopatką (kolor pomarańczowy).....	29
Rys. 26. Przebieg zmian ciśnienia generowanego przez rotacyjną łopatkową pompę próżniową z dwoma uszkodzonymi łopatkami (bez składowych stałych).....	30
Rys. 27 Schemat elektryczny zbudowanego filtra dolnoprzepustowego.....	32
Rys. 28 Zbudowany rejestrator ciśnienia.....	33
Rys. 29 Wnętrze zbudowanego rejestratora ciśnienia.....	33
Rys. 30 Sonda zawierająca czujnik ciśnienia.....	34
Rys. 31. Symulowany przebieg ciśnienia w czasie dla pompy sprawnej.....	43
Rys. 32. Symulowany przebieg ciśnienia w czasie dla pompy wyposażonej w jedną uszkodzoną łopatkę.....	43
Rys. 33. Symulowany przebieg ciśnienia w czasie dla pompy wyposażonej w dwie uszkodzone łopatki.....	44
Rys. 34. Uśredniony symulowany przebieg ciśnienia dla pompy sprawnej.....	44
Rys. 35. Uśredniony symulowany przebieg ciśnienia w czasie dla pompy wyposażonej w jedną uszkodzoną łopatkę.....	45

Rys. 36. Uśredniony symulowany przebieg ciśnienia w czasie dla pompy wyposażonej w dwie uszkodzone łopatki. ....	45
Rys. 37. Znormalizowana funkcja autokorelacji symulowanego sygnału ciśnienia generowanego przez pompę sprawną. ....	46
Rys. 38. Znormalizowana funkcja autokorelacji dla symulowanego sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedną uszkodzoną łopatkę. ....	46
Rys. 39. Znormalizowana funkcja autokorelacji dla symulowanego sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w dwie uszkodzone łopatki sprawnej. ....	47
Rys. 40. Widmo amplitudowe symulowanego sygnału ciśnienia generowanego przez pompę sprawną. ....	48
Rys. 41. Widmo amplitudowe symulowanego sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedną uszkodzoną łopatkę. ....	48
Rys. 42. Widmo amplitudowe symulowanego sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w dwie uszkodzoną łopatkę. ....	49
Rys. 43. Wykres biegunowy dla symulowanej sprawnej pompy. ....	50
Rys. 44. Wykres biegunowy dla symulowanej pompy wyposażonej w jedną uszkodzoną łopatkę. ....	50
Rys. 45. Wykres biegunowy dla symulowanej pompy wyposażonej w dwie uszkodzone łopatki. ....	51
Rys. 46 Łopatki użyte w trakcie czynnego eksperymentu diagnostycznego (a - łopatką nieuszkodzoną, b- łopatką lekko uszkodzoną, c - łopatką mocno uszkodzoną). [15]. ....	53
Rys. 47 Fragment zarejestrowanego przebiegu ciśnienia wygenerowanego przez pompę sprawną. ....	55
Rys. 48 Fragment zarejestrowanego przebiegu ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko uszkodzoną łopatkę. ....	55
Rys. 49 Fragment zarejestrowanego przebiegu ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną mocno uszkodzoną łopatkę. ....	56
Rys. 50 Fragment zarejestrowanego przebiegu ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko i jedną mocno uszkodzoną łopatkę. ....	56
Rys. 51 Fragment zarejestrowanego przebiegu ciśnienia wygenerowanego przez pompę w warunkach niepełnego smarowania. ....	57
Rys. 52 Uśredniony przebieg sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę sprawną. ....	57
Rys. 53 Uśredniony przebieg sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko uszkodzoną łopatkę. ....	58
Rys. 54 Uśredniony przebieg sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną mocno uszkodzoną łopatkę. ....	58
Rys. 55 Uśredniony przebieg sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko i jedną mocno uszkodzoną łopatkę. ....	59
Rys. 56 Uśredniony przebieg sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę w warunkach niepełnego smarowania. ....	59
Rys. 57 Wykres znormalizowanej funkcji autokorelacji wyznaczonej dla sygnału ciśnienia generowanego przez pompę sprawną. ....	60
Rys. 58 Wykres znormalizowanej funkcji autokorelacji wyznaczonej dla sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko uszkodzoną łopatkę. ....	61
Rys. 59 Wykres znormalizowanej funkcji autokorelacji wyznaczonej dla sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedną mocno uszkodzoną łopatkę. ....	61
Rys. 60 Wykres znormalizowanej funkcji autokorelacji wyznaczonej dla sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedną mocno oraz jedną lekko uszkodzoną łopatkę. ....	62
Rys. 61 Wykres znormalizowanej funkcji autokorelacji wyznaczonej dla sygnału ciśnienia generowanego przez pompę pracującą w warunkach niepełnego smarowania. ....	62
Rys. 62 Widmo amplitudowe wyznaczone dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę sprawną. ....	64
Rys. 63 Widmo amplitudowe wyznaczone dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko uszkodzoną łopatkę. ....	64

Rys. 64	Widmo amplitudowe wyznaczone dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną mocno uszkodzoną łopatkę. ....	65
Rys. 65	Widmo amplitudowe wyznaczone dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko i jedną mocno uszkodzoną łopatkę.....	65
Rys. 66	Widmo amplitudowe wyznaczone dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę pracującą w warunkach niepełnego smarowania.....	66
Rys. 67	Wykres biegunowy wykonany dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę sprawną, z wykorzystaniem zależności (46). ....	67
Rys. 68	Wykres biegunowy wykonany dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę sprawną. ....	68
Rys. 69	Wykres biegunowy wykonany dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko uszkodzoną łopatkę. ....	68
Rys. 70	Wykres biegunowy wykonany dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną mocno uszkodzoną łopatkę. ....	69
Rys. 71	Wykres biegunowy wykonany dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko i jedną mocno uszkodzoną łopatkę.....	69
Rys. 72	Wykres biegunowy wykonany dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę pracującą w warunkach niepełnego smarowania.....	70
Rys. 73	Odległość środka ciężkości chmury punktów, wyznaczonej na podstawie sygnału ciśnienia generowanego przez pompę sprawną, w funkcji liczby obrotów w analizowanym fragmencie serii pomiarowej.....	71
Rys. 74	Odległość środka ciężkości chmury punktów, wyznaczonej na podstawie sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedno lekko uszkodzoną łopatkę, w funkcji liczby obrotów w analizowanym fragmencie serii pomiarowej.....	71
Rys. 75	Odległość środka ciężkości chmury punktów, wyznaczonej na podstawie sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedną mocno uszkodzoną łopatkę, w funkcji liczby obrotów w analizowanym fragmencie serii pomiarowej.....	72
Rys. 76	Odległość środka ciężkości chmury punktów, wyznaczonej na podstawie sygnału ciśnienia generowanego przez pompę wyposażoną w jedną lekko i jedną mocno uszkodzoną łopatkę, w funkcji liczby obrotów w analizowanym fragmencie serii pomiarowej.....	72
Rys. 77	Odległość środka ciężkości chmury punktów, wyznaczonej na podstawie sygnału ciśnienia generowanego przez pompę pracującą w warunkach niepełnego smarowania, w funkcji liczby obrotów w analizowanym fragmencie serii pomiarowej.....	73
Rys. 78	Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.....	76
Rys. 79	Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.....	76
Rys. 80	Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.....	77
Rys. 81	Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.....	77
Rys. 82	Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.....	78
Rys. 83	Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.....	78
Rys. 84	Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.....	79
Rys. 85	Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.....	79
Rys. 86	Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.....	80

Rys. 87 Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.....	80
Rys. 88 Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.....	81
Rys. 89 Wykres obrazujący przestrzeń obiektów zbadanych w trakcie biernego eksperymentu diagnostycznego.....	81
Rys. 90 Wykres przedstawiający zbiór badanych obiektów, w dwuwymiarowym układzie współrzędnych, po rzutowaniu na dwie pierwsze składowe stałe.....	83
Rys. 91 Suma błędu średniokwadratowego wewnątrz grupy (WCSSE) w funkcji ilości grup na tworzonych w procesie grupowania.....	86
Rys. 92 Podział zbioru badanych obiektów na trzy grupy.....	87
Rys. 93 Podział zbioru badanych obiektów na cztery grupy.....	87
Rys. 94 Fragment zarejestrowanego przebiegu ciśnienia generowanego przez pompę przed wykonaniem prac remontowych.....	91
Rys. 95 Fragment zarejestrowanego przebiegu ciśnienia generowanego przez pompę po wykonaniu prac remontowych.....	91
Rys. 96 Uśredniony przebieg sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę przed wykonaniem prac remontowych.....	92
Rys. 97 Uśredniony przebieg sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę po wykonaniu prac remontowych.....	92
Rys. 98 Wykres znormalizowanej funkcji autokorelacji wyznaczonej dla sygnału ciśnienia generowanego przez pompę przed wykonaniem prac remontowych.....	93
Rys. 99 Wykres znormalizowanej funkcji autokorelacji wyznaczonej dla sygnału ciśnienia generowanego po pompę po wykonaniu prac remontowych.....	93
Rys. 100 Widmo amplitudowe wyznaczone dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę przed wykonaniem prac remontowych.....	94
Rys. 101 Widmo amplitudowe wyznaczone dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę po wykonaniem prac remontowych.....	95
Rys. 102 Wykres biegunowy wykonany dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę przed wykonaniem prac remontowych.....	96
Rys. 103 Wykres biegunowy wykonany dla sygnału ciśnienia wygenerowanego przez pompę po wykonaniu prac remontowych.....	96
Rys. 104 Odległość środka ciężkości chmury punktów, wyznaczonej na podstawie sygnału ciśnienia generowanego przez pompę przed wykonaniem prac remontowych, w funkcji liczby obrotów w analizowanym fragmencie serii pomiarowej.....	97
Rys. 105 Odległość środka ciężkości chmury punktów, wyznaczonej na podstawie sygnału ciśnienia generowanego przez pompę po wykonaniu prac remontowych, w funkcji liczby obrotów w analizowanym fragmencie serii pomiarowej.....	97



## 9 Spis tabel

Tabela 1. Podział próżni na zakresy podciśnienia. [9] [10].....	9
Tabela 2 Ważniejsze dane techniczne zastosowanego mikrokomputera. ....	31
Tabela 3 Ważniejsze dane techniczne zastosowanego analogowego czujnika ciśnienia. ....	31
Tabela 4 Wykaz wybranych elementów elektronicznych zastosowanych do budowy filtra dolnoprzepustowego.....	32
Tabela 5 Ważniejsze dane techniczne zastosowanego przetwornika analogowo-cyfrowego. ....	33
Tabela 6. Zbiór wyznaczonych cech punktowych. [51].....	35
Tabela 7. Opis użytych sygnałów testowych. ....	41
Tabela 8. Zbiór cech punktowych wyznaczonych na podstawie sygnałów testowych pochodzących z modelu matematycznego. ....	42
Tabela 9. Wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji dla sygnałów testowych wygenerowanych przy użyciu modelu matematycznego. ....	47
Tabela 10. Procentowy udział poszczególnych składowych częstotliwościowych w mocy sygnałów wygenerowanych przy pomocy modelu matematycznego. ....	49
Tabela 11 Wartości odległości środków ciężkości kreślonych figur od początku układu współrzędnych. ....	51
Tabela 12. Dane techniczne urządzenia, na którym przeprowadzono czynny eksperyment badawczy. ....	52
Tabela 13. Opis sygnałów rejestrowanych w trakcie czynnego eksperymentu badawczego.....	53
Tabela 14 Zbiór cech punktowych wyznaczonych na podstawie sygnałów testowych pochodzących z czynnego eksperymentu diagnostycznego matematycznego. ....	54
Tabela 15 Wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji, wyznaczonych w trakcie czynnego eksperymentu diagnostycznego, dla opóźnień właściwych dla poszczególnych części obrotu wału wirnika.....	63
Tabela 16 Procentowy udział poszczególnych składowych częstotliwościowych w mocy sygnałów, wygenerowanych podczas czynnego eksperymentu diagnostycznego.....	66
Tabela 17 Wartości odległości środków ciężkości kreślonych figur od początku układu współrzędnych, dla sygnałów wygenerowanych w trakcie czynnego eksperymentu diagnostycznego.....	70
Tabela 18 Ważniejsze, z diagnostycznego punktu widzenia, cechy punktowe sygnałów pochodzących z biernego eksperymentu diagnostycznego.....	74
Tabela 19 Wyniki przeprowadzonych testów Manna-Whitneya .....	75
Tabela 20 Współczynniki wzajemnej korelacji rang Spearmana wyznaczone dla poszczególnych analizowanych par cechy punktowych. ....	82
Tabela 21 Wartość zmienności danych, wyjaśniana przez wyznaczone składowe główne. ....	83
Tabela 22 Zestawienie danych wejściowych do procesu grupowania. ....	85
Tabela 23 Obecność różnych klas urządzeń (Sprawne/Niesprawne) w grupach wyznaczonych na podstawie przeprowadzonego procesu grupowania.. ....	88
Tabela 24 Dane techniczne pompy użytej w trakcie badań weryfikacyjnych. [78] .....	89
Tabela 25 Opis sygnałów użytych w trakcie badań weryfikacyjnych.....	89
Tabela 26 Cechy punktowe obliczone na podstawie sygnałów ciśnienia generowanych przez badaną pompę przed i po wykonaniu prac naprawczych.....	90
Tabela 27 Wartości znormalizowanej funkcji autokorelacji, wyznaczonych w trakcie badań weryfikacyjnych, dla opóźnień właściwych dla poszczególnych części obrotu wału wirnika. ....	93
Tabela 28 Procentowy udział poszczególnych składowych częstotliwościowych w mocy sygnałów, wygenerowanych podczas badań weryfikacyjnych.....	95
Tabela 29 Wartości odległości środków ciężkości kreślonych figur od początku układu współrzędnych, dla sygnałów wygenerowanych w trakcie badań weryfikacyjnych.....	97

## 10 Bibliografia

- [1] Cempel C., Tomaszewski F., Diagnostyka Maszyn. Zasady ogólne. Przykłady zastosowań. Radom: Międzynarodowe Centrum Naukowe Eksploatacji Majątku Trwałego , 1992.
- [2] Korbicz J, Kościelny J. M, Kowalczyk Z., red., Diagnostyka procesów: Modele. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 2002.
- [3] Szabatin J., Podstawy teorii sygnałów. Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 2008.
- [4] Cholewa W., Moczulski W., Diagnostyka techniczna maszyn. Pomiar i analiza sygnałów. Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 1993.
- [5] Lyons R. G., Wprowadzenie do cyfrowego przetwarzania sygnałów, Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 2000.
- [6] Batko W., Ziółko M., Zastosowanie teorii falek w diagnostyce technicznej, Kraków: AGH, 2002.
- [7] Zieliński T. P., Cyfrowe przetwarzanie sygnałów. Od teorii do zastosowań, Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 2009.
- [8] Hałas A., Technologia wysokiej próżni, Warszawa: Państwowe Wydawnictwo Naukowe, 1980.
- [9] Pfeifer Vacuum GmbH, The vacuum technology book, ABlar: Pfeifer Vacuum GmbH , 2013.
- [10] Umrath W., Fundamentals of Vacuum Technology, Kolonia: Leybold GmbH, 2016.
- [11] Lewicki P. P., Zastosowanie niskiego ciśnienia w technologii żywności, Przemysł Spożywczy. 2011, vol. 65, nr 4, s. 8-13.
- [12] Szczęsny J.. Zalety centralnej próżni, <https://www.sprezarki-techem.com.pl/pl/,143,zalety-centralnej-prozni,245.chtm>. (dostęp: 17.04.2023)
- [13] Łój P., Exploitation of rotary vane vacuum pumps. Modelowanie Inżynierskie. 2018, vol. 38, nr 69, s. 56-59.
- [14] Łój P. Cholewa W., Diagnostics of Rotary Vane Vacuum Pumps Using Signal Analysis and Processing Methods. Vibrations in Physical Systems. 2019 vol. 30, nr 2, s. 1-8.
- [15] Łój P., Cholewa W., Diagnostics of Rotary Vane Vacuum Pumps Using Signal Processing, Analysis and Clustering Methods. Advances in Diagnostics of Processes and Systems. 2021, vol 313, s. 103-115.
- [16] Zander Z., Zander L., Dajnowiec F., Próżnia i pompy próżniowe w przemyśle spożywczym. Przemysł spożywczy. 2019, vol 67, nr 4, s. 30-36.
- [17] Wojciechowski G., Pompy niezbędne w przemyśle spożywczym. *Przemysł spożywczy*. 2016, Vol. 70, nr 4, s. 20-22.
- [18] Groszkowski J., Technika Wysokiej Próżni, Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1978.

- [19] Groszkowski J., Urządzenia próżniowe, Warszawa: Wydawnictwa Szkolne i Pedagogiczne, 1981.
- [20] Groszkowski J., Zagadnienia próżni w nauce, technice i przemyśle, Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 1983.
- [21] Groszkowski J., Zagadnienia wysokich próżni, Warszawa: Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, 1968.
- [22] Cycklis P., Sprężarki i pompy próżniowe różnych typów konstrukcyjnych. *Przemysł Spożywczy*. 2015, vol. 1, nr 4, s. 26-30.
- [23] Hoffman D. M., Singh B., Thomas J. H., Handbook of vacuum science and technology, Academic Press, 1998.
- [24] Yoshimura N., Vacuum Technology, Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008.
- [25] Hałas A., Technika Próżni, Wrocław: Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2017.
- [26] Chen Z., Wang J., Cui S., Feng H., Sha R., Numerical simulation and design methodology of a novel asymmetric cylinder profile for sliding vane vacuum pumps. *Vacuum*. 2019, Vol 169.
- [27] Gevorkian G., Schorcht H., Kern H., Boccaccini A. R., Preliminary Investigation of the Wear Behaviour of Self-lubricating Carbon Fibre Reinforced Glass Matrix Composites in Vacuum,” *Applied Composite Materials*. 2022, vol 9, s. 169-177.
- [28] Hong S., Son G., Numerical study of a vane vacuum pump with two-phase flows. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2017, vol 31, s. 3329-3335.
- [29] Bachmann P., Kuhn M. Evaluation of dry pumps vs rotary vane pumps in aluminum etching. *Vacuum*. 1990, vol 41, nr 7-9, s. 1825-1827.
- [30] Eckle F. J., Bicket P., Lachenmann R., Rotary vane and roots pumps backed by diaphragm pumps—progress in corrosive applications and clean vacuum requirements. *Vacuum*. 1995, vol 46, nr 8-10, s. 793-796.
- [31] Vibert P. D., Dry versus Oil Sealed Vacuum Pumps for Vacuum Coaters, 41st Annual Technical Conference Proceedings, Boston, 1998.
- [32] Vibert P. D., Troubleshooting Vacuum Pumping Systems, 43rd Annual Technical Conference Proceedings, Denver, 2000.
- [33] Becker, Instrukcja obsługi, 2006.
- [34] Busch, Instrukcja eksploatacji, 2019.
- [35] Edwards, Instrukcja obsługi, 2013.
- [36] Becker, <https://beckerpumps.com/>, (dostęp: 17.04.2023)
- [37] Busch, <https://www.buschvacuum.com/pl/pl/>, (dostęp: 17.04.2023)
- [38] Azam M. N., Umar M., Maqsood M., Akhtar I., Aziz I., Pumping Speed Measurement of the Rotary Vane Vacuum Pump by Using Numerical and Experimental Approaches. Proceedings of the ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Montreal, 2014.

- [39] Appadoo R., Xu Y., Gu F., Ball A. D., Performance Monitoring and Fault Diagnosis of Vacuum Pumps based on Airborne Sounds, 2018 24th International Conference on Automation and Computing (ICAC), Newcastle Upon Tyne, 2018.
- [40] Konishi S., Yamasawa K., Diagnostic system to determine the in-service life of dry vacuum pumps, IEE Proceedings - Science, Measurement and Technology, 1999, vol 146, nr 6, s. 270-276.
- [41] Zhang Q., Wang S., Wang X., Tomovic M., Performance degradation model of roots pump in vacuum system based on leakage of rotor wear, 2016 IEEE 11th Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA), Hefei, 2016.
- [42] Zhan H., Li N., Wang Y., Wang X., Lin S., Fault diagnosis method for vacuum pump of space environment simulator, 2016 IEEE 11th Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA), Hefei, 2016.
- [43] Fidali M., Metody diagnostyki maszyn i urządzeń w predykcijnym utrzymaniu ruchu, Bielsko-Biała, Katowice: Elamed Media Group, 2020.
- [44] Beebe R. S., Predictive Maintenance of Pumps using Condition Monitoring, Oxford: Elsevier, 2004.
- [45] Hancock K. M., Zhang Q., Hybrid Approach to Hydraulic Vane Pump Condition Monitoring and Fault Detection. 2006, Transactions of the ASABE , vol 49, nr 4, s. 1203 - 1211.
- [46] Inaguma Y., Hibi A., Vane Pump Theory for Mechanical Efficiency, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2005, vol 219, nr 11, s. 1269 - 1278.
- [47] Michalewicz Z., Fogel D. B., Jak to rozwiązać: Nowoczesna Heurystyka, Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 2006.
- [48] Dietrych J., System i konstrukcja, Warszawa: Wydawnictwa Naukowo Techniczne WNT, 1985.
- [49] Orłowski Z., Diagnostyka w życiu turbin parowych, Warszawa: Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, 2001.
- [50] Sławik D., Metody badania wrażliwości cech sygnałów diagnostycznych, Gliwice: Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, 2005.
- [51] Fidali M., Metody łącznej analizy sygnałów w wielokanałowych układach diagnozujących maszyny wirnikowych, Gliwice: Katedra Podstaw Konstrukcji Maszyn, 2003.
- [52] Cholewa W., Kaźmierczak J., Diagnostyka techniczna maszyn. Przetwarzanie cech sygnałów,, Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 1995.
- [53] Halim E. B., Choudhury M. S., Shah S. L., Zuo M. J., Time domain averaging across all scales: A novel method for detection of gearbox faults. Mechanical Systems and Signal Processing. 2008, tom 22, nr 2, s. 261 - 278.
- [54] McCormick A. C., Nandi S. K., Cyclostationarity in rotating machine vibrations. Mechanical Systems and Signal Processin. 1998, vol 12, nr 2, s. 225 - 242.

- [55] Wysogład S., Metody reprezentacji drgań wałów maszyn wirnikowych w diagnostycznych bazach danych, Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 1996.
- [56] Morel J., Drgania maszyn i diagnostyka ich stanu technicznego, Warszawa: Polskie Tow. Diagnostyki Technicznej, 1994.
- [57] Timofiejczuk A., Metoda badania maszyn wirnikowych w warunkach rozruchu, rozbiegu i wybiegu, Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 1999.
- [58] Łój P., „Heurystyczna metoda oceny stanu łopatek pompy próżniowej,” *Mechanik.* 2022, nr 12, s. 34 - 39.
- [59] Izydorczyk J., Płonka G., Tyma G., Teoria sygnałów. Wstęp., Gliwice: Helion, 2006.
- [60] Cempel C., Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn, Warszawa: WNT, 1982.
- [61] Lindstedt P., Praktyczna diagnostyka maszyn i jej teoretyczne podstawy, Warszawa: Wydawnictwo Naukowe ASKON, 2002.
- [62] Bartelmus W., Zimroz R., Hrynyszyn S., Diagnostyka uszkodzeń lokalnych na podstawie sygnału drgań w maszynach górniczych. *Górnictwo Odkrywkowe.* 2005 vol 47, nr 4-5, s. 22 - 31.
- [63] Blata J., Juraszek J., Metody diagnostyki technicznej teoria i praktyka, Ostrava: Wydawnictwo Uniwersytetu Technicznego, 2013.
- [64] Peruń G., Hornik A., Wibroakustyczna weryfikacja stanu technicznego łożysk tocznych. *Autobusy : technika, eksploatacja, systemy transportowe.* 2016, tom 17, nr 12, s. 1280 - 1283.
- [65] Corder G. W., Foreman D. I., *Nonparametric Statistics for Non-Statisticians: A Step-by-Step Approach*, Hoboken: John Wiley & Sons, Inc., 2014.
- [66] Krzanowski W., *Principles of Multivariate Analysis*, Oxford: OUP, 2000
- [67] Ainapure A., Li X, Singh J., Yang Q., Lee J., Deep Learning-Based Cross-Machine Health Identification Method for Vacuum Pumps with Domain Adaptation. *Procedia Manufacturing.* 2020, vol 48, s. 1088-1093.
- [68] Amin S., Byington C., Watson M., Fuzzy inference and fusion for health state diagnosis of hydraulic pumps and motors. *NAFIPS 2005 - 2005 Annual Meeting of the North American Fuzzy Information Processing Society*, Detroit, 2005.
- [69] Du J., Wang S., Zhang H., Layered clustering multi-fault diagnosis for hydraulic piston pump,” *Mechanical Systems and Signal Processing.* 2013, vol 36, nr 2, s. 487-504.
- [70] Hasan M. J., Rai A., Kim J. M., A Fault Diagnosis Framework for Centrifugal Pumps by Scalogram-Based Imaging and Deep Learning. *IEEE Access.*2021, vol 9, s. 58052-58066.
- [71] Ilott P. W., A. J. Griffiths A. J., Fault diagnosis of pumping machinery using artificial neural networks. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering.* 1997, vol 211, nr 3, s. 185 - 194.

- [72] Sakthivel N. R., Sugumaran V., Babudevasenapati S., Vibration based fault diagnosis of monoblock centrifugal pump using decision tree. *Expert Systems with Applications*. 2010, vol 37, nr 6, s. 4040-4049.
- [73] Morzy T., *Eksploracja danych*, Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 2013.
- [74] Akanksha K., Singhal A., A comparative study of K-Means, K-Means++ and Fuzzy C-Means clustering algorithms. 3rd International Conference on Computational Intelligence & Communication Technology (CICT), Ghaziabad, 2017.
- [75] Ketchen D. J., Shook C. J., The application of cluster analysis in Strategic Management Research: An analysis and critique. *Strategic Management Journal*. 1996, vol 17, s. 441 - 458.
- [76] Thorndike R. L., Who belongs in the family?. *Psychometrika*. 1953 nr 18, s. 267 - 276.
- [77] Syakur M. A., Khotimah B. K., Rochman E. M. S., Satoto B. D., Integration K-Means Clustering Method and Elbow Method For Identification of The Best Customer Profile Cluster. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018, tom 336, nr 1, s. 12 - 17.
- [78] BUSCH, Instrukcja instalacji i obsługi pomp próżniowych typu R5 0025 - 0100 E.