



**Politechnika
Śląska**

ROZPRAWA DOKTORSKA
Ograniczanie hałasu silników trakcyjnych

Autor:

mgr inż. Emil Król

Promotor:

dr hab. inż. Marcin Maciążek, prof. PŚ

Politechnika Śląska

Opiekun pomocniczy:

dr inż. Robert Rossa

Sieć Badawcza Łukasiewicz - Górnośląski Instytut Technologiczny

Centrum Napędów I Maszyn Elektrycznych

Rybnik 2025

Podziękowania

Chciałbym wyrazić wdzięczność Panu dr hab. inż. Marcinowi Maciążkowi profesorowi Politechniki Śląskiej, mojemu Promotorowi, za motywację, cenne uwagi oraz nieocenioną pomoc w trakcie badań i całego procesu realizacji pracy. Podziękowania kieruję również do Pana dr inż. Roberta Rossy, opiekuna pracy, za życzliwość, wsparcie oraz dogłębną analizę problemów napotkanych podczas realizacji badań i przygotowania niniejszej rozprawy.

Spis treści

1.	Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów	8
2.	Wstęp	10
2.1.	Geneza pracy.....	10
2.2.	Problem badawczy.....	12
2.3.	Cel pracy.....	14
2.4.	Teza pracy	15
2.5.	Metodologia badań	15
3.	Poziom hałasu w pojazdach i napędach elektrycznych	16
3.1.	Wprowadzenie	16
3.2.	Podstawowe pojęcia i definicje hałasu akustycznego.....	18
3.2.1.	Fale dźwiękowe.....	18
3.2.2.	Hałas i jego pomiary.....	20
3.2.3.	Normy poziomu hałasu silników trakcyjnych.....	22
3.3.	Źródła i przyczyny hałasu w silnikach trakcyjnych	24
3.3.1.	Źródła mechaniczne	24
3.3.2.	Źródła aerodynamiczne.....	25
3.3.3.	Źródła Magnetyczne.....	27
3.3.4.	Inne źródła	28
3.4.	Kształty przestrzenne sił i ich wpływ na poziom hałasu	30
4.	Metody obliczeń poziomu hałasu silników trakcyjnych	36
4.1.	Metoda analityczna	36
4.2.	Metoda hybrydowa MES 2D.....	38
4.3.	Metoda hybrydowa MES 3D.....	41
5.	Silniki elektryczne stosowane w pojazdach elektrycznych.....	43
6.	Obliczenia poziomu hałasu w maszynach trakcyjnych	47
6.1.	Modelowanie wibroakustyczne silników trakcyjnych.....	47
6.2.	Analiza sił w szczelinie powietrznej silników PMSM	49
6.2.1.	Siły promieniowe	49

6.2.2. Siły osiowe	50
7. Metody obniżenia poziomu hałasu silników trakcyjnych	51
7.1. Rozwiązania konstrukcyjne stojana	51
7.2. Rozwiązania konstrukcyjne wirnika	53
7.3. Rozwiązania konstrukcyjne kadłuba i tarcz łożyskowych silnika	54
7.4. Zasilanie falownikowe i aktywna redukcja poziomu hałasu silników	55
7.4.1. Wpływ zasilania falownikowego na poziom hałasu silników	55
7.4.2. Modyfikacja oprogramowania falownika	56
7.4.3. Aktywna redukcja poziomu hałasu	57
8. Narzędzia do obliczeń elektromagnetycznych i wibroakustycznych	58
9. Rozszerzona metoda hybrydowa 2D obliczeń wibroakustycznych.	60
10. Wytyczne projektowe zastosowane w obliczeniach silników	63
11. Prototypowe silniki trakcyjne o mocy powyżej 200 kW	66
11.1. Badania laboratoryjne zaprojektowanych silników	66
11.2. Parametry silnika prototypowego SMwsk280M20	69
11.3. Charakterystyki elektromechaniczne silnika prototypowego SMwsk280M20.....	70
11.4. Obliczenia wibroakustyczne silnika prototypowego SMwsk280M20	73
11.4.1. Obliczenia wibroakustyczne w Ansys Motor-CAD.....	74
11.4.2. Obliczenia wibroakustyczne w Eomys MANATEE	80
11.5. Pomiary laboratoryjne poziomu hałasu silnika SMwsk280M20	83
11.6. Parametry silnika prototypowego SMwsk280M16	87
11.7. Charakterystyki elektromechaniczne silnika SMwsk280M16	89
11.8. Obliczenia wibroakustyczne silnika SMwsk280M16	90
11.9. Pomiary laboratoryjne poziomu hałasu silnika SMwsk280M16	97
12. Seryjne silniki trakcyjne o mocy powyżej 250 kW	100
12.1. Seryjny silnik trakcyjny typu SMwsk280M16A.....	100
12.1.1. Charakterystyki elektromechaniczne silnika SMwsk280M16A	102
12.1.2. Analiza wibroakustyczna silnika SMwsk280M16A.....	103
12.2. Pomiary laboratoryjne poziomu hałasu silnika SMwsk280M16A.....	111
12.3. Projekt silnika seryjnego SMwsk280M16B.....	115
12.4. Charakterystyki elektromechaniczne silnika SMwsk280M16B.....	117

12.4.1.	Obliczenia wibroakustyczne rozszerzoną metodą hybrydową 2D.	118
12.5.	Wykonanie silnika seryjnego SMwsK280M16B	126
12.5.1.	Program badań silnika SMwsK280M16B przy pracy generatorowej	129
12.5.2.	Program badań silnika SMwsK280M16B przy pracy silnikowej...	130
12.6.	Pomiary wibroakustyczne silnika	131
12.6.1.	Pomiary drgań silnika	131
12.6.2.	Pomiary <i>SPL</i> w trybie generatorowym dla silnika w stanie zimnym	132
12.6.3.	Pomiary <i>SPL</i> w trybie generatorowym, silnik gorący.....	139
12.6.4.	Pomiary <i>SPL</i> w trybie silnikowym, silnik zimny	145
12.6.5.	Pomiary poziomu hałasu w trybie silnikowym, silnik gorący.....	152
12.6.6.	Porównanie badań wibroakustycznych silnika SMwsK280M16B	158
12.7.	Korekty poziomu mocy akustycznej.....	159
12.8.	Pomiary parametrów elektromechanicznych silnika	160
12.9.	Wnioski z przeprowadzonych badań.	162
13.	Metodologia projektowania silników trakcyjnych	165
14.	Podsumowanie	168
15.	Bibliografia	171
16.	Publikacje recenzowane związane z doktoratem	179

1. Wykaz ważniejszych oznaczeń i skrótów

Symbol	Opis	Jednostka
$2p$	liczba biegunów silnika	-
B_r	składowa promieniowa indukcji magnetycznej wzdłuż obwodu szczeliny powietrznej	T
B_t	składowa styczna indukcji magnetycznej wzdłuż obwodu szczeliny powietrznej	T
B_g	indukcja magnetyczna w szczelinie powietrznej	T
D	średnica wewnętrzna pakietu blach stojana	m
D_1	średnica dna żłobków stojana	m
D_2	średnica zewnętrzna jarzma stojana	m
f_m	częstotliwości drgań własnych	Hz
f_s	częstotliwość prądu zasilania stojana	Hz
$f_{(r=0)}$	częstotliwość kształtu oddechowego	Hz
F_r	składowa promieniowej siły wzdłuż obwodu szczeliny powietrznej silnika	N
F_t	składowa stycznej siły wzdłuż obwodu szczeliny powietrznej silnika	N
h_j	grubość jarzma stojana	m
I	prąd w uzwojeniu	A
I_{ns}	intensywność dźwięku	W/m ²
J	gęstość prądu w uzwojeniu	A/mm ²
k	szytywność kadłuba wraz z pakietem balach stojana	MN/m
LCM	najmniejsza wspólna wielokrotność	-
n_f	liczba faz silnika	-
P	wartość skuteczna ciśnienia akustycznego	Pa
P_N	moc znamionowa silnika	W
P_{ref}	ciśnienie odniesienia w akustyce	Pa
Q_s	liczba żłobków stojana	-
r	numer kształtu przestrzennego	-
\hat{r}	dominujący kolejny kształt przestrzenny	-
s	powierzchnia otaczająca źródło dźwięku	m ²
SPL	poziom ciśnienia akustycznego	dB
SWL	poziom mocy dźwięku	dB
T_N	moment znamionowy silnika	Nm
T_{N1}	moment znamionowy silnika nr 1	Nm

T_{N2}	moment znamionowy silnika nr 2	Nm
V	prędkość dźwięku w medium	m/s
V_1, V_2	objętości pakietów stojana	m ³
W	moc akustyczna	W
W_{ref}	moc odniesienia w akustyce	W
ρ	gęstość medium	kg/m ³

2. Wstęp

2.1. Geneza pracy

Centrum Napędów i Maszyn Elektrycznych Łukasiewicz -Górnośląski Instytut Technologiczny, dawniej znany jako Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL, od ponad siedmiu dekad zajmuje się projektowaniem, badaniami i wdrażaniem nowoczesnych konstrukcji maszyn elektrycznych wirujących. Od 1 kwietnia 2019 roku jednostka funkcjonuje w strukturze Sieci Badawczej Łukasiewicz, a od 1 stycznia 2023 roku, po połączeniu z trzema innymi instytutami z regionu, stała się częścią Łukasiewicz - Górnośląskiego Instytutu Technologicznego (GIT). Obecnie działa jako Centrum Napędów i Maszyn Elektrycznych, kontynuując tradycję KOMEL-u.

Impulsem do podjęcia prac nad trakcyjnymi silnikami synchronicznymi z magnesami trwałymi o mocy powyżej 200 kW było zamówienie komercyjne takich napędów w roku 2017. Wówczas jedna z polskich firm zleciła KOMEL-owi opracowanie i wykonanie napędu elektrycznego w ramach projektu „Innowacyjny mały autobus miejski z napędem elektrycznym”. Założenia obejmowały projekt, budowę i uruchomienie prototypu napędu, w skład którego wchodził:

- wysokosprawny silnik synchroniczny PMSM z magnesami trwałymi,
- dedykowany falownik trójfazowy lub zestaw falowników sparametryzowanych do pracy z wielofazowym silnikiem trakcyjnym.

W momencie rozpoczęcia projektu w Polsce brakowało krajowego producenta silników dedykowanych do autobusów elektrycznych. Czołowi polscy producenci autobusów korzystali z zagranicznych napędów kanadyjsko-chińskich lub austriackich. Projekt realizowany w KOMEL-u stał się pierwszym krokiem w budowie krajowych kompetencji w napędach trakcyjnych przeznaczonych dla autobusów elektrycznych.

Podczas badań jednego z prototypowych napędów z odlewanym kadłubem aluminiowym ujawnił się problem nadmiernego poziomu hałasu silnika. Silnik wprawdzie nie przekraczał poziomów mocy akustycznej określonych w normie PN-EN 60349-4:2013, jednak barwa dźwięku (piskliwość) oraz jego poziom mocy akustycznej nie zostały zaakceptowane przez zamawiającego. Poszukiwania przyczyn i źródeł nadmiernego poziomu hałasu w trakcyjnych silnikach synchronicznych z magnesami trwałymi stały się punktem wyjścia do podjęcia w Instytucie badań nad metodami jego ograniczania. Prowadzone w laboratorium badania na rzeczywistych silnikach stanowiły dopełnienie tych prac i przyczyniły się do opracowania kierunków redukcji hałasu i drgań w nowo projektowanych konstrukcjach.

W związku z wysokimi kosztami opracowania i wykonania silników o mocach powyżej 200 kW, w roku 2019 dawny Łukasiewicz - KOMEL przygotował wniosek do

Centrum Łukasiewicz o dofinansowanie projektu pt. „Polska generacja elektrycznych układów napędowych z zastosowaniem do napędów autobusowych, samochodów dostawczych i ciężarowych oraz innych pojazdów użytkowych” pod akronimem POLNAPEL. KOMEL był w nim liderem konsorcjum i odpowiadał za projekt oraz wykonanie silnika. W 2020 roku wniosek o projekt POLNAPEL uzyskał pozytywne oceny ekspertów i decyzją Prezesa Centrum Łukasiewicz otrzymał finansowanie na podstawie umowy dotacyjnej nr 1/Ł-KOMEL/CŁ/2020.

Równoległe z wnioskiem o projekt badawczy POLNAPEL złożono również wniosek o projekt inwestycyjny pod tą samą nazwą. Oba przedsięwzięcia miały charakter komplementarny, część badawczo-rozwojowa koncentrowała się na opracowaniu nowych konstrukcji silników trakcyjnych, natomiast część inwestycyjna miała na celu przygotowanie odpowiedniego zaplecza technologicznego do ich małoseryjnej produkcji. Dzięki realizacji projektu inwestycyjnego możliwe było wyposażenie ówczesnego Zakładu Wdrożeniowego Łukasiewicz - KOMEL w maszyny obróbcze i stanowiska produkcyjne pozwalające na budowę silników wzniosu mechanicznego powyżej 250 mm przeznaczonych do napędów autobusów i samochodów ciężarowych, co stanowiło naturalne uzupełnienie działań badawczych i umożliwiała płynne przejście od etapu prototypowania do etapu wdrożeniowego.

Doświadczenia zdobyte przy realizacji projektu komercyjnego oraz dalsze prace w ramach projektu POLNAPEL pokazały, że rozwój krajowych napędów trakcyjnych wymaga nie tylko poprawy ich parametrów użytkowych i zwiększania gęstości mocy, lecz także redukcji poziomu hałasu i drgań, które w pojazdach miejskich są szczególnie istotne. Stało się to podstawą do podjęcia tematyki tego doktoratu wdrożeniowego, który rozwija i systematyzuje wcześniejsze doświadczenia, łącząc je z symulacjami numerycznymi oraz badaniami eksperymentalnymi.

W ramach wspomnianych projektów oraz realizacji doktoratu wdrożeniowego zaprojektowano, wykonano i przebadano ponad dziesięć typów silników trakcyjnych o mocy powyżej 200 kW. Część opracowanych rozwiązań nie spełniła zakładanych oczekiwań, jednak umożliwiła zebranie cennej wiedzy projektowej i technologicznej. Dlatego do dalszych prac wybrano najważniejsze i najbardziej wartościowe opracowane i wykonane projekty silników. Wybrane silniki poddano szczegółowej analizie, obejmującej cztery typy: dwa prototypowe (SMwsK280M20 i SMwsK280M16) oraz dwa produkcyjne - SMwsK280M16A, który był efektem realizacji projektu POLNAPEL, oraz SMwsK280M16B, stanowiący podstawę i rezultat niniejszej pracy.

2.2. Problem badawczy

Problem ograniczania poziomu hałasu generowanego przez trakcyjne silniki synchroniczne z magnesami trwałymi wymaga szczegółowej analizy oraz zrozumienia mechanizmów fizycznych odpowiedzialnych za jego powstawanie, a także identyfikacji efektywnych strategii redukcji emisji akustycznej. Poziom hałas emitowany przez tego typu silniki stanowi istotne wyzwanie, zarówno pod względem komfortu użytkownika pojazdów, jak i ochrony środowiska. Trakcyjne silniki synchroniczne z magnesami trwałymi, szeroko wykorzystywane jako napędy główne w pojazdach elektrycznych - od samochodów osobowych, przez tramwaje, aż po pociągi dużych prędkości - odgrywają kluczową rolę w rozwoju zrównoważonej mobilności. Jednocześnie emisja hałasu przez te maszyny może ograniczać ich społeczną akceptowalność, szczególnie w kontekście rosnących wymagań środowiskowych oraz urbanistycznych [1], [2]. Źródła hałasu w silnikach trakcyjnych są liczne i często bardzo złożone [3]. Do najważniejszych należą siły elektromagnetyczne wynikające z dynamicznych interakcji pól magnetycznych wewnątrz maszyny. Powstałe w ten sposób siły przenoszą się na kadłub silnika, który w wyniku deformacji emituje następnie fale akustyczne. Siły i naprężenia odpowiedzialne za powstawanie drgań i dźwięku można podzielić na pochodzenia elektromagnetycznego lub mechanicznego:

- siły naciągu magnetycznego między stojanem a wirnikiem powodują drgania promieniowe jarzma stojana [4], [5], [6], [7], [8], [9], [10], [11], [12], [13], [14], [15], [16], [17], [18],
- wyższe harmoniczne rozkładu przestrzenno-czasowego indukcji w szczelinie powietrznej powodują drgania zębów, które przenoszą się na jarzmo obwodu elektromagnetycznego [6], [8], [9], [10], [11], [19], [20],
- naprężenia w blachach wywołane przemagnesowywaniem prowadzą do drgań magnetostrykcyjnych (wynikających z właściwości fizycznych blachy magnetycznej), [16], [21]
- siły oddziałujące na czoła uzwojeń, generują drgania, które przenoszą się na jarzmo obwodu elektromagnetycznego [13], [22],
- niewyważenie wirnika prowadzi do drgań tarcz łożyskowych, a następnie kadłuba [18], [23], [24], [25],
- przepływ medium chłodzącego wywołuje fale mechaniczne (hałas wentylacyjny).

Stałe dążenie projektantów do zwiększania współczynnika mocy do masy (tzw. gęstości mocy) lub momentu do masy jest bezpośrednio powiązane z minimalizacją wymiarów i objętości silników. Jest to jeden z najważniejszych trendów w rozwoju

maszyn elektrycznych. Porównując dwa silniki elektryczne o objętościach pakietu stojana V_1 i V_2 , wykonane z tego samego typu blachy elektrotechnicznej, z identycznym systemem izolacji uzwojeń oraz takim samym układem chłodzenia, stosunek ich momentów znamionowych opisuje zależność:

$$\frac{T_{N1}}{T_{N2}} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\frac{4}{3}} \quad (2-1)$$

Gdzie: T_{N1} – moment znamionowy silnika nr 1, a T_{N2} – moment znamionowy silnika nr 2.

Wzór 2-1 stanowi klasyczną relację w teorii budowy maszyn elektrycznych [26].

Konstruktorzy pojazdów z napędem elektrycznym wymagają od projektantów napędów minimalizacji masy oraz minimalizacji objętości silnika, ponieważ muszą uzyskać przestrzeń na ciężki akumulator trakcyjny który wpływa bezpośrednio na zasięg pojazdu. W odpowiedzi na to zapotrzebowanie, inżynierowie koncentrują się na zwiększaniu gęstości mocy silnika, osiąga się to poprzez rozwiązania konstrukcyjne, które podnoszą maksymalne obciążenia silnika:

- zmniejszanie grubości jarzma i szerokości zębów stojana. Skutkuje to pracą przy wyższej indukcji magnetycznej,
- zwiększanie gęstość prądu w uzwojeniach stojana.

Grubość jarzma pakietu blach stojana określa wzór:

$$h_j = 0,5(D_2 - D_1) \quad (2-2)$$

Gdzie: D_2 - to średnica zewnętrzna jarzma stojana, a D_1 - średnica dna żłobków stojana.

Redukcję grubości jarzma można uzyskać poprzez zwiększenie liczby biegunów silnika, co przy zachowaniu tej samej prędkości obrotowej silnika, wiąże się ze wzrostem częstotliwości prądu zasilającego oraz jednoczesnym zmniejszeniem podziałki biegunowej:

$$\tau = \frac{\pi D}{2p} \quad (2-3)$$

Gdzie: D - średnica wewnętrzna pakietu blach stojana, $2p$ - liczba biegunów silnika

Zwiększenie liczby biegunów pozwala skrócić czoła uzwojenia, co przekłada się na niższe straty mocy w miedzi i masę całego uzwojenia. Zęby stojana, ze względu na kształt żłobków, przyjmują formę prostokątną, indukcja w zębach często zbliża się do poziomu nasycenia, uniemożliwiając jej dalsze zwiększanie. Z tego powodu przekrój żłobków nie stanowi rezerwy do dalszej redukcji masy silnika. Jednym ze sposobów zmniejszenia masy jest wzrost gęstości prądu w uzwojeniu, co pozwala zredukować masę lub zwiększyć moc maszyny przy tej samej masie. To rozwiązanie wymaga jednak efektywniejszego układu chłodzenia, ponieważ wzrost gęstości prądu w uzwojeniu

proceeds to higher power losses, and also higher temperature of windings, which may have a negative influence on the properties of insulation and permanent magnets located in the stator.

In this work, attention is focused on electromagnetic vibrations, the source of which is the spatial-temporal distribution of induction in the air gap. It depends on the arrangement of permanent magnets in the stator, the arrangement of windings in the slots, the shape of the teeth and the uniformity of the air gap. The influence on this distribution also has the way of power supply of the motor, but according to the standard PN-EN 60349-4:2013, the level of noise is tested and evaluated on the no-load motor speed at maximum rotational speed. On no-load, the influence of power supply is reduced in relation to the operating or overload condition. The spatial-temporal distribution of induction in the air gap determines the forces generating vibrations, which are often complex and difficult to determine unambiguously, especially because the non-uniformity of the air gap may have a random character, depending on the manufacturing tolerances of the parts, bearings and the quality of mechanical assembly. The magnitude of vibrations and the amplitude of generated acoustic waves depend on the stiffness of the construction and the damping properties of individual elements of the motor. On noise level, they are also influenced by air turbulence in ventilation ducts and mechanical resonance elements of the construction. The complex character of these phenomena requires an interdisciplinary approach and detailed analysis of constructional parameters, such as the number of poles, the number of slots per pole, the choice of materials for the magnetic circuit and the stator, the geometry of the stator and the stator, and also the accuracy of manufacturing and assembly of the motor. It is also important to take into account the influence of these parameters on the efficiency, service life and cooling effectiveness of the machine. Possibilities in the area of noise reduction include modern materials and noise reduction technologies, such as composites and innovative solutions in the area of acoustic insulation, which can be integrated with the motor construction without degrading its operating parameters. Modern research uses advanced simulation tools, such as ANSYS MotorCAD or Eomys MANATEE, allowing for detailed vibroacoustic NVH (*Noise, Vibration, Harshness*) analysis already at the stage of virtual prototyping. This enables the identification of noise sources and the evaluation of the effectiveness of design solutions.

2.3. Cel pracy

The aim of this work is to develop design guidelines for synchronous traction motors with permanent magnets, characterized by the lowest possible noise level generated by the electromagnetic circuit.

Opracowane w ramach pracy wytyczne projektowe dotyczące ograniczenia drgań i emisji akustycznej hałasu, wzbudzanych przez pole magnetyczne w szczelinie powietrznej silników synchronicznych z magnesami trwałymi, nie powinny wpływać negatywnie na parametry elektromechaniczne ani obniżać wysokiej sprawności energetycznej projektowanych silników trakcyjnych.

2.4. Teza pracy

Możliwy jest dobór parametrów konstrukcyjnych obwodu magnetycznego i uzwojenia twornika silnika synchronicznego z magnesami trwałymi, przeznaczonego do zastosowań w napędach trakcyjnych, który umożliwi osiągnięcie wymaganych charakterystyk elektromechanicznych napędu, przy jednoczesnym ograniczeniu mocy akustycznej generowanej przez silnik podczas jego pracy do poziomu nieuciążliwego dla otoczenia.

2.5. Metodologia badań

W ramach przeprowadzonych badań nad hałasem i drganiami trakcyjnych silników synchronicznych z magnesami trwałymi opracowano metodologię analizy zjawisk elektromagnetycznych i wibroakustycznych związanych z pracą silników oraz zbudowano kompleksowe modele symulacyjne. Zastosowano nowoczesne techniki obliczeniowe, w tym metodę elementów skończonych (MES), metody obwodowo-polowe, podejścia hybrydowe oraz rozszerzone modele analityczne. Dzięki nim możliwe było przeanalizowanie wpływu konfiguracji uzwojeń i geometrii żłobków stojana, asymetrii pola magnetycznego oraz właściwości zastosowanych materiałów konstrukcyjnych na osiąganą charakterystyki mechaniczne silnika. Jednocześnie opracowane metody analiz umożliwiały identyfikację najważniejszych mechanizmów generowania drgań i hałasu, co następnie umożliwiło ukierunkowanie działań mających na celu ich ograniczenie. Opracowana metodyka ma charakter autorski i została przygotowana specjalnie z myślą o silnikach PMSM dużej mocy (powyżej 200 kW), dla których w Polsce nie istniały wcześniej spójne procedury analizy wibroakustycznej. Jej innowacyjność polega na powiązaniu metod analitycznych i numerycznych z badaniami eksperymentalnymi prototypów, co pozwala nie tylko przewidywać, ale i weryfikować źródła hałasu już na etapie projektowania.

Istotnym etapem badań była szczegółowa analiza prototypowych silników trakcyjnych opracowanych we wcześniejszych projektach. W ramach projektu komercyjnego powstały prototypy SMwsK280M20 i SMwsK280M16, natomiast w projekcie POLNAPEL zbudowano silnik typu SMwsK280M16A. Dla tych konstrukcji

przeprowadzono obliczenia elektromagnetyczne oraz analizy wibroakustyczne, a także wykonano badania laboratoryjne. Wyniki pomiarów zostały przeanalizowane ze szczególnym naciskiem na zjawiska wibroakustyczne, co pozwoliło zweryfikować przyjętą metodykę i wskazać kierunki możliwej dalszej optymalizacji.

Na podstawie doświadczeń zebranych w trakcie badań wymienionych wyżej silników w ramach doktoratu wdrożeniowego zaprojektowano i wykonano silnik seryjny SMwsK280M16B. Był on rezultatem prowadzonych analiz i stanowił zwieńczenie prac rozwojowych. Dla tej konstrukcji przeprowadzono pełny zakres badań zarówno elektromagnetycznych, jak i wibroakustycznych weryfikując skuteczność przyjętych rozwiązań projektowych. Badania te umożliwiły ocenę wpływu rzeczywistych warunków eksploatacyjnych na poziom generowanych drgań i hałasu, a także pozwoliły przeanalizować wpływ zasilania falownikowego na poziom hałasu.

Opracowane wytyczne projektowe mogą być wykorzystane nie tylko przy konstruowaniu pojedynczych prototypów, ale również w procesach optymalizacji seryjnej produkcji silników trakcyjnych. Dzięki nim Łukasiewicz - GIT wraz z partnerami przemysłowymi zyskał możliwość oferowania nowoczesnych, wydajnych i przyjaznych środowisku napędów trakcyjnych, charakteryzujących się obniżonym poziomem hałasu i drgań.

3. Poziom hałasu w pojazdach i napędach elektrycznych

3.1. Wprowadzenie

Hałas generowany przez maszyny elektryczne okazał się istotnym wyzwaniem, które stało się coraz bardziej zauważalne w kontekście dynamicznego rozwoju technologii elektromobilności oraz wzrostu liczby pojazdów elektrycznych w różnych sektorach gospodarki światowej. W Europie, podobnie jak w innych wysoko rozwiniętych krajach, nastąpił gwałtowny wzrost liczby elektrycznych środków transportu oraz technologii z nimi powiązanych. Zjawisko to zostało spowodowane m.in. wprowadzeniem regulacji prawnych, mających na celu ograniczenie emisji CO₂ [1] oraz poziomu hałasu [2] generowanego przez pojazdy drogowe. Według danych opublikowanych przez Unię Europejską [2], [27], około 40% mieszkańców krajów członkowskich UE zostało narażonych na hałas komunikacyjny przekraczający poziom 55 dB(A) w ciągu dnia, a 20% - na poziom przekraczający 65 dB(A). Ponadto, ponad 30% populacji doświadczyło poziomu hałasu powyżej 55 dB(A) w porze nocnej. Długotrwałe narażenie na taki poziom hałasu wykazało negatywny wpływ na zdrowie człowieka [27], co uzasadniło konieczność podejmowania działań mających na celu jego ograniczenie.

W tym samym czasie zaobserwowano pogłębiające się problemy na rynku paliwowym, wynikające zarówno z kwestii środowiskowych, jak i geopolitycznych. Miało to istotny wpływ na gospodarkę światową, w której transport drogowy odgrywa istotną rolę. Elektryczne układy napędowe idealnie wpisały się w te nowe realia i wymagania regulacyjne - między innymi ze względu na ich niski poziom emisji hałasu. W pewnym momencie okazało się jednak, że pojazdy elektryczne są zbyt ciche. Piesi przyzwyczajeni do charakterystycznego dźwięku silników spalinowych nie byli w stanie odpowiednio wcześniej zareagować na nadjeżdżający pojazd elektryczny, co szczególnie przy niskich prędkościach, stwarzało zagrożenie dla bezpieczeństwa. W odpowiedzi na te obawy Unia Europejska wdrożyła przepisy [28], zgodnie z którymi od 1 lipca 2021 roku każdy nowy pojazd elektryczny i hybrydowy działający w trybie zeroemisyjnym został zobowiązany do generowania dźwięku ostrzegawczego. Dla samochodów osobowych o masie nieprzekraczającej 2500 kg dźwięk ten musi być ciągły i mieścić się w przedziale od minimum 56 dB(A) przy prędkości 20 km/h do maksimum 75 dB(A) przy wyższych prędkościach. W tym celu pojazdy zostały wyposażone w system AVAS (*Acoustic Vehicle Alerting System*), który generuje sztuczny dźwięk przy niskich prędkościach. W tym kontekście nasuwa się pytanie, czy badania prowadzone w ramach niniejszego doktoratu, dotyczące analizy i redukcji poziomu hałasu generowanego przez napędy elektryczne, zachowały swoją zasadność. Okazało się jednak, że również w napędach elektrycznych występują przypadki, w których emitowany dźwięk jest uznawany za hałas - niepożądany i uciążliwy zarówno dla użytkownika, jak i otoczenia. Zjawisko to szczególnie uwidoczniło się w silnikach o wysokim współczynniku wykorzystania obwodu elektromagnetycznego oraz mocy znamionowej przekraczającej 150 kW lub w mniejszych jednostkach pracujących w bardzo szerokim zakresie prędkości obrotowych. W tego typu napędach źródłem hałasu okazał się nie tylko sam silnik, lecz także inne elementy mechaniczne napędu, takie jak przekładnie, układy mocowania czy konstrukcja zespołu napędowego jako całości. Szczególnie dotyczy to przekładni mechanicznych o jednym lub dwóch przełożeniach, stosowanych w pojazdach elektrycznych [29]. Przekładnie te wprowadzały dodatkowe niekorzystne zjawiska, takie jak drgania skrętne, rezonanse czy oscylacje, które wpływały negatywnie na komfort akustyczny.

Zidentyfikowano jednak, że głównym źródłem hałasu był najczęściej sam trakcyjny silnik napędowy, dlatego to właśnie od jego analizy rozpoczęto badania wibroakustyczne. Ze względu na budowę większości silników tego typu, wykazano, że najistotniejsze jest promieniowanie akustyczne z kadłuba silnika, ponieważ dźwięki generowane wewnątrz są skutecznie tłumione przez zamknięty kadłub. Dlatego, w kontekście emisji hałasu akustycznego, największe znaczenie ma promieniowanie

hałasu przez obudowę, a nie wewnętrzny hałas wywołany omywaniem wirnika przez powietrze, który, przy poprawnie zaprojektowanym silniku, ma marginalne znaczenie.

Silniki elektryczne wykazały również skłonność do generowania hałasu o wysokich częstotliwościach, szczególnie dokuczliwych dla ludzkiego słuchu [30]. Tego rodzaju dźwięki, mimo niskiego poziomu ciśnienia akustycznego, były odbierane przez ludzi jako uciążliwe. Co istotne, były one słyszalne również w pojazdach hybrydowych, mimo obecności głośnych silników spalinowych, które generują hałas głównie w zakresie niskich częstotliwości [31]. W skrajnych przypadkach, źle zaprojektowane napędy elektryczne wpływały nie tylko na komfort człowieka, lecz również na środowisko naturalne. Przykładem są napędy wykorzystywane w łodziach, gdzie nadmierny hałas i drgania zakłócały życie wodnych ekosystemów, w tym ryb, ptaków i innych gatunków zamieszkujących jeziora i zbiorniki wodne prowadząc do obserwowanego spadku ich populacji.

3.2. Podstawowe pojęcia i definicje hałasu akustycznego

3.2.1. Fale dźwiękowe

Fale dźwiękowe powstają w wyniku drgań mechanicznych obiektu wibrującego i rozchodzą się w sprężystym ośrodku, takim jak powietrze, woda lub ciała stałe. To podstawowy proces dla zrozumienia zjawisk akustycznych zachodzących zarówno w środowisku naturalnym, jak i w warunkach laboratoryjnych. Fala dźwiękowa jest typem fali mechanicznej, która przenosi energię poprzez kolejne lokalne zaburzenia ciśnienia i gęstości w ośrodku, w którym się propaguje. Cechy charakterystyczne fal dźwiękowych obejmują małe amplitudy oraz fakt, że lokalne procesy kompresji i dekompresji można traktować jako przemiany adiabatyczne, czyli zachodzące bez wymiany ciepła z otoczeniem oraz w sposób odwracalny. W powietrzu fale dźwiękowe przyjmują postać fal podłużnych, w których przemieszczenia cząsteczek medium są zgodne z kierunkiem propagacji fali, co odróżnia je od fal poprzecznych, gdzie cząsteczki drgają prostopadle do kierunku rozchodzenia się fali. Zjawisko to decyduje o kierunkowości transportu energii i wpływa na efektywność przenoszenia dźwięku w różnych warunkach środowiskowych. Istotną właściwością fal dźwiękowych jest ich brak możliwości polaryzacji, co wynika z faktu, że są to fale podłużne. Drgania zachodzą wzdłuż osi propagacji, zatem nie istnieje płaszczyzna prostopadła, względem której mogłaby być określona polaryzacja. Dźwięk w środowiskach rzeczywistych podlega złożonym zjawiskom fizycznym, takim jak: odbicie, załamanie, dyfrakcja, interferencja, rozpraszanie, absorpcja oraz dyspersja. Każde z tych zjawisk wpływa na przebieg fali dźwiękowej oraz jej charakterystykę propagacyjną. Przykładowo, odbicie od twardych

powierzchni może prowadzić do powstania echa, zaś dyfrakcja umożliwia rozchodzenie się dźwięku wokół przeszkód, co ma zastosowanie m.in. w projektowaniu przestrzeni akustycznych i systemów nagłośnieniowych. Fale dźwiękowe charakteryzują się takimi parametrami jak: prędkość propagacji (zależna od właściwości ośrodka), długość fali, częstotliwość oraz amplituda. W przypadku powietrza w temperaturze około 20 °C, prędkość dźwięku wynosi około 343 m/s.

Zakres słyszalnych częstotliwości dźwięku dla przeciętnego zdrowego człowieka mieści się w przedziale od około 20 Hz do 20 000 Hz (20 kHz). W zależności od częstotliwości, zakres ten dzieli się na trzy główne pasma:

Niskie częstotliwości (w zakresie 20-250 Hz) - obejmują dźwięki o długich długościach fal, takie jak dźwięki basowe czy dolna granica głosu ludzkiego. Fale w tym zakresie są mniej podatne na absorpcję, przez co efektywniej propagują się w zamkniętych przestrzeniach.

Średnie częstotliwości (w zakresie 250-4000 Hz) - zawierają większość informacji zawartych w mowie ludzkiej oraz w dźwiękach generowanych przez wiele instrumentów muzycznych. Zakres ten ma kluczowe znaczenie dla efektywnej komunikacji werbalnej.

Wysokie częstotliwości (w zakresie 4 kHz-20 kHz) - charakteryzują się krótszą długością fali i są bardziej podatne na tłumienie oraz rozpraszanie, co ogranicza ich zasięg propagacyjny. Jednocześnie są one bardziej wrażliwe na przeszkody fizyczne.

Czułość ludzkiego słuchu nie jest jednorodna w całym zakresie częstotliwości. Ucho ludzkie wykazuje najwyższą wrażliwość w paśmie 1000-5000 Hz [32], co odpowiada zakresowi najczęściej używanych dźwięków mowy. Minimalny poziom ciśnienia akustycznego, który może być zarejestrowany przez ludzkie ucho - tzw. próg słyszalności - dla częstotliwości 1000 Hz wynosi około 0 dB *SPL* (*Sound Pressure Level*). Jednak próg ten zmienia się wraz z częstotliwością i może się różnić w zależności od indywidualnych cech słuchu, wieku, stanu zdrowia oraz długotrwałej ekspozycji na hałas.

Zrozumienie właściwości fal dźwiękowych oraz ludzkiej percepcji dźwięku jest niezbędne w wielu obszarach inżynierii. Znajomość zjawisk propagacyjnych umożliwia projektowanie systemów tłumienia i ograniczania poziomu hałasu.

W kontekście środowiskowym, badania nad poziomem hałasu i jego wpływem na zdrowie człowieka oraz ekosystemy stanowią ważny obszar działalności naukowej i regulacyjnej. Hałas środowiskowy, będący niepożądanym dźwiękiem, może powodować szereg negatywnych skutków zdrowotnych - od zaburzeń snu po przewlekły stres i problemy układu sercowo-naczyniowego. Z tego względu, rozwój technologii redukcji poziomu hałasu, projektowanie cichych maszyn oraz wdrażanie przepisów normatywnych w zakresie emisji akustycznej stały się priorytetem w wielu krajach [2],

[27]. Szczególne znaczenie ma hałas generowany przez transport drogowy, kolejowy i lotniczy, który stanowi jedno z głównych źródeł zanieczyszczenia akustycznego w środowisku miejskim.

3.2.2. Hałas i jego pomiary

Hałas to zjawisko akustyczne definiowane jako dźwięk niepożądany, uciążliwy, irytujący lub potencjalnie szkodliwy dla zdrowia oraz komfortu życia ludzi i zwierząt [2], [27], [32]. Może on przybierać różne formy - od krótkotrwałych impulsów po długotrwałe tło dźwiękowe - i jest najczęściej postrzegany subiektywnie jako nieprzyjemny, zwłaszcza gdy przekracza określone progi intensywności lub obejmuje częstotliwości szczególnie drażniące dla ludzkiego ucha.

W warunkach środowiskowych, zarówno naturalnych, jak i miejskich, hałas pochodzi ze źródeł takich jak: ruch drogowy i kolejowy, transport lotniczy, działalność przemysłowa, urządzenia techniczne (np. klimatyzatory, wentylatory), a także aktywność ludzka. W miastach hałas komunikacyjny jest dominującym komponentem tzw. zanieczyszczenia akustycznego.

Ekspozycja na nadmierny hałas może prowadzić do szeregu negatywnych skutków zdrowotnych, w tym do zaburzeń snu, podwyższenia poziomu stresu, zakłóceń koncentracji, a w przypadku długotrwałego narażenia - do trwałego uszkodzenia słuchu. Hałas może również wpływać na funkcjonowanie układu sercowo-naczyniowego oraz obniżać ogólną jakość życia [2], [27], [32].

Dla potrzeb oceny i kontroli poziomu hałasu stosuje się różne wskaźniki pomiarowe. Podstawowym parametrem jest poziom ciśnienia akustycznego SPL (*Sound Pressure Level*), wyrażany w decybelach (dB), który określa względną siłę fali dźwiękowej w odniesieniu do ustalonego poziomu odniesienia. Na jego podstawie oblicza się także inne istotne wielkości, takie jak:

Poziom mocy akustycznej SWL, [18] (*Sound Power Level*) - informuje o całkowitej energii dźwięku emitowanej przez źródło w jednostce czasu.

W praktyce pomiarowej stosuje się również analizę częstotliwościową (np. w oktawach lub tercjach oktawowych), umożliwiającą identyfikację dominujących pasm dźwiękowych i ich wpływu na percepcję hałasu.

Poziom ciśnienia akustycznego (SPL), zwany także w literaturze jako poziom ciśnienia dźwięku, jest miarą intensywności dźwięku, która określa, jak głośny jest dźwięk w stosunku do najcichszego dźwięku, który może być rejestrowany przez ludzkie ucho. Jest to najczęściej stosowana miara, gdyż odzwierciedla subiektywne odczucie głośności przez ludzi. SPL jest wyrażany w jednostkach decybeli (dB) i odnosi się do

ciśnienia akustycznego dźwięku w stosunku do ciśnienia odniesienia, które wynosi 20 μ Pa. Wartość ciśnienia akustycznego możemy wyliczyć z następującego wzoru:

$$SPL = 20 \log_{10} \left(\frac{P}{P_{ref}} \right) \quad (3.2.2-1)$$

gdzie:

SPL - poziom ciśnienia akustycznego w dB,

P - wartość skuteczna ciśnienia akustycznego dźwięku,

P_{ref} - wartość ciśnienia odniesienia, $P_{ref} = 20 \mu$ Pa.

Wartość SPL jest wyrażona jako różnica między logarytmem dziesiętnym wartości skutecznej ciśnienia dźwięku, a logarytmem dziesiętnym wartości odniesienia. Poziom ciśnienia akustycznego możemy fizycznie mierzyć za pomocą miernika poziomu dźwięku. Dzięki zastosowaniu logarytmu SPL może być wyrażany w sposób bardziej praktyczny, ponieważ umożliwia skrócenie zakresu pomiarowego na bardziej czytelne wartości.

Poziom mocy akustycznej (SWL), zwany także jako poziom mocy dźwięku, to miara, która określa ilość energii dźwiękowej wydzielanej przez źródło dźwięku w jednostce czasu. Jest to wartość teoretyczna i możemy ją wyłącznie wyliczyć, a nie zmierzyć. Wartość ta nie zależy od odległości, pozycji źródła ani środowiska, w którym się znajduje. SWL jest wyrażany w decybelach (dB) i reprezentuje stosunek logarytmiczny mocy dźwięku do mocy dźwięku odniesienia. Wartość mocy akustycznej możemy wyliczyć z następującego wzoru:

$$SWL = 10 \log_{10} \left(\frac{W}{W_{ref}} \right) \quad (3.2.2-2)$$

gdzie:

SWL - poziom mocy akustycznej w decybelach (dB),

W - wartość mocy dźwięku wyrażona w watach (W),

W_{ref} - wartość odniesienia mocy dźwięku $W_{ref} = 1$ pW.

Wartość odniesienia W_{ref} jest zazwyczaj ustalana na określonym poziomie, na przykład dla standardowych warunków pomiarowych. W przeciwieństwie do poziomu ciśnienia akustycznego (SPL), który zależy od wielu czynników, takich jak odległość od źródła dźwięku, kształt otoczenia i środowisko, SWL pozostaje stały dla danego źródła dźwięku. Oznacza to, że nawet gdybyśmy przenieśli źródło dźwięku do innego środowiska lub zmienili jego pozycję, jego poziom mocy akustycznej pozostałby niezmienny. SWL jest szczególnie użyteczny w porównywaniu głośności różnych źródeł dźwięku oraz przewidywaniu wpływu hałasu na środowisko akustyczne. Dzięki SWL możemy bezpośrednio porównywać moc dźwiękową silników elektrycznych bez

konieczności uwzględniania odległości czy innych zmiennych środowiskowych. Jest to przydatne narzędzie w projektowaniu, planowaniu i ocenie wpływu poziomu hałasu na ludzi i środowisko. Przeliczenie poziomu mocy akustycznej (SWL) na poziom ciśnienia akustycznego (SPL), można dokonać za pomocą następującego wzoru:

$$SWL = SPL - 10 \log_{10} \left(\frac{4\pi l^2}{S} \right) \quad (3.2.2-3)$$

gdzie:

SWL - poziom mocy akustycznej w decybelach (dB),

SPL - poziom ciśnienia akustycznego w decybelach (dB),

l - odległość od źródła dźwięku (m),

S - powierzchnia otaczająca źródło dźwięku (m²).

Powyższy wzór umożliwia również po przekształceniu przeliczenie poziomu mocy akustycznej na poziom ciśnienia akustycznego. Dla poziomu ciśnienia akustycznego (SPL) oraz poziomu mocy akustycznej (SWL) często stosuje się naniesienie charakterystyki A ucha ludzkiego. Jest to metoda oceny poziomu dźwięku uwzględniająca wrażliwość ludzkiego ucha na różne częstotliwości. Charakterystyka A jest filtrem wagowym, który uwzględnia subiektywne odczucie człowieka [30]. Dla *SPL* dźwięki o częstotliwościach zgodnych z wrażliwością ludzkiego słuchu będą miały większy wpływ na końcową wartość pomiaru, podczas gdy dźwięki o częstotliwościach mniej zgodnych z charakterystyką A będą miały mniejszy wpływ. Po zastosowaniu charakterystyki korygującej dla poziomu ciśnienia akustycznego lub poziomu mocy akustycznej stosuje się jednostki dB z indeksem A, dBA lub dB(A).

3.2.3. Normy poziomu hałasu silników trakcyjnych

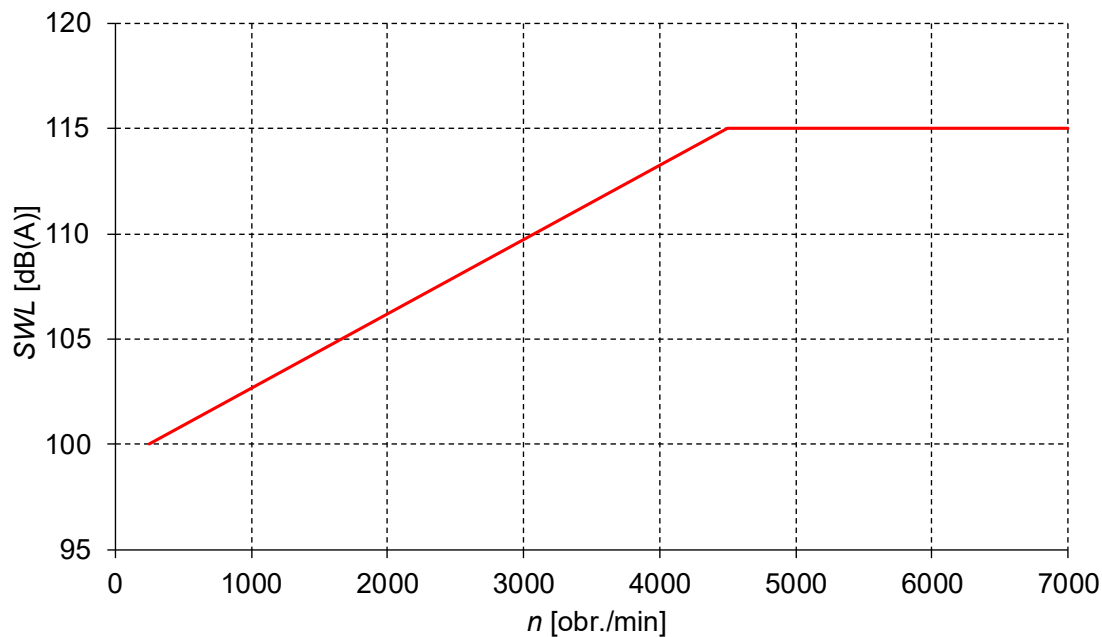
Nowoczesne silniki synchroniczne z magnesami trwałymi PMSM (*Permanent Magnet Synchronous Motors*), powszechnie stosowane w pojazdach elektrycznych i hybrydowych. Ich konstrukcja i parametry pracy pozwalają na efektywne działanie w szerokim zakresie prędkości obrotowych oraz przy zmiennym obciążeniu, co czyni je szczególnie dobrze przystosowanymi do dynamicznych warunków eksploatacji w transporcie drogowym. Magnesy trwałe, wykorzystywane w wirniku, eliminują konieczność wzbudzania elektromagnetycznego, co przyczynia się do redukcji strat mocy, zwiększenia sprawności energetycznej oraz zmniejszenia gabarytów i masy całkowitej układu napędowego. Dzięki temu możliwe jest osiągnięcie wyższej efektywności energetycznej pojazdu, co przekłada się na zwiększony zasięg, zmniejszenie zużycia energii oraz potencjalną redukcję pojemności (i masy) akumulatora trakcyjnego. Silniki PMSM wymagają jednak precyzyjnego sterowania,

realizowanego za pomocą falownika energoelektronicznego, który za pomocą zaawansowanych algorytmów (np. sterowania wektorowego) zapewnia optymalne wykorzystanie energii elektrycznej oraz płynną i dynamiczną pracę napędu. Układ falownik - silnik musi być odpowiednio dopasowany do charakterystyki obciążeniowej pojazdu oraz warunków eksploatacyjnych.

Zgodnie z wymogami Regulaminu nr 85 Europejskiej Komisji Gospodarczej Organizacji Narodów Zjednoczonych (EKG ONZ), silniki trakcyjne - zarówno spalinowe, jak i elektryczne - muszą spełniać określone kryteria homologacyjne w zakresie pomiaru mocy netto oraz maksymalnej mocy dopuszczalnej w cyklu pracy 30-minutowym, dla pojazdów kategorii M i N. Należy jednak zaznaczyć, że przepisy te nie zawierają odniesień do dopuszczalnych poziomów hałasu ani drgań generowanych przez układy napędowe. W związku z tym, w zakresie oceny parametrów akustycznych i wibracyjnych silników trakcyjnych, należy odwoływać się do odpowiednich norm technicznych. Jedną z kluczowych norm w tym obszarze jest PN-EN 60349-4:2013, zatytułowana „Trakcja elektryczna - Elektryczne maszyny wirujące do pojazdów szynowych i drogowych - Część 4: Maszyny elektryczne synchroniczne z magnesami trwałymi połączone z przekształtnikiem elektronicznym”. Norma ta określa wymagania dotyczące konstrukcji, warunków środowiskowych oraz metod pomiarowych stosowanych do oceny poziomów hałasu i wibracji generowanych przez silniki PMSM w pojazdach.

W Załączniku C normy PN-EN 60349-4:2013 zawarto szczegółowe wytyczne dotyczące pomiaru mocy akustycznej silników trakcyjnych, w tym określenie warunków pomiaru (m.in. temperatury, obciążenia, rodzaju podłoża) oraz dopuszczalnych wartości poziomu mocy akustycznej wyrażonej w decybelach. Dane te są istotne dla oceny wpływu poziomu hałasu generowanego przez silniki na komfort akustyczny w kabinie pojazdu oraz środowisko zewnętrzne.

Współczesne konstrukcje pojazdów elektrycznych dążą nie tylko do maksymalizacji sprawności układu napędowego, a także do minimalizacji emisji hałasu, zarówno w kontekście poprawy komfortu jazdy, jak i spełnienia wymagań prawnych. Maksymalny poziom mocy akustycznej *SWL* wnikający z załącznika C normy PN-EN 60349-4:2013, przedstawiono na poniższym rysunku:



Rys.1. Maksymalny SWL silników trakcyjnych. Źródło: PN-EN 60349-4:2013

Silniki trakcyjne, których poziom emisji hałasu zbliża się do górnych granic określonych w normie PN-EN 60349-4:2013, generują znaczny poziom mocy akustycznej, który może być źródłem uciążliwości dla otoczenia. W praktyce oznacza to, że w bezpośrednim sąsiedztwie takiego układu napędowego, podczas jego pracy, może występować hałas o natężeniu trudnym do tolerowania przez człowieka, szczególnie w warunkach zamkniętych lub przy długotrwałej ekspozycji. Długotrwałe przebywanie w takim środowisku, bez odpowiednich środków ochrony słuchu, może prowadzić do dyskomfortu, zmęczenia słuchowego, a w skrajnych przypadkach nawet do uszkodzenia narządu słuchu. Z tego względu zarówno projektanci, jak i operatorzy pojazdów powinni uwzględniać kwestie akustyczne już na etapie doboru silników trakcyjnych oraz w procesie oceny ryzyka związanego z ekspozycją personelu na hałas.

3.3. Źródła i przyczyny hałasu w silnikach trakcyjnych

3.3.1. Źródła mechaniczne

W napędach trakcyjnych hałas pochodzenia mechanicznego oraz związane z nim drgania wynikają najczęściej z pracy podzespołów takich jak łożyska, przekładnie mechaniczne czy szczotkowe układy komutatorowe [18], [23], [33]. Jednakże poziomy emisji i generowane częstotliwości dla hałasu pochodzenia mechanicznego są zazwyczaj niższe w porównaniu z hałasem generowanym przez siły

elektromagnetyczne, dominującym zwłaszcza przy wysokich prędkościach obrotowych i dużych obciążeniach silnika [18], [23]. Wibracje oraz hałas generowany przez łożyska w napędach trakcyjnych zależą od kilku istotnych czynników [18], [33], [34]. Do najważniejszych należą:

- dokładność wykonania elementów łożyska - precyzja obróbki bieżni, kulek lub waleczków, bezpośrednio wpływa na redukcję nierówności geometrycznych, które mogą indukować drgania i hałas.
- Rezonans mechaniczny łożyska - częstotliwość własna rezonansu mechanicznego, zwłaszcza pierścienia zewnętrznego, może powodować wzrost poziomu hałasu przy określonych prędkościach obrotowych.
- Prędkość obrotowa łożyska - wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wzrastają siły dynamiczne, co może prowadzić do zwiększenia poziomu hałasu i wibracji.
- Warunki smarowania - właściwe smarowanie jest szczególnie istotne dla minimalizacji tarcia oraz hałasu. Odpowiedni rodzaj, ilość i jakość smaru skutecznie redukuje drgania powstałe wskutek kontaktu metal-metal w łożysku. Stabilność filmu smarnego jest ściśle zależna od temperatury pracy; zarówno zbyt wysoka, jak i zbyt niska temperatura prowadzą do pogorszenia właściwości smarnych i wzrostu poziomu hałasu.
- Jakość montażu i odpowiednie pasowanie - luzy montażowe, niewłaściwe tolerancje oraz błędy montażowe mogą skutkować nierównomiernym obciążeniem elementów łożyska, a tym samym prowadzić do wzrostu generowanych drgań oraz poziomu hałasu [18], [35].

Przy starannie zaprojektowanych i precyzyjnie wykonanych silnikach trakcyjnych można założyć, że elementy mechaniczne układu napędowego, takie jak wirnik, wał, łożyska oraz powierzchnie współpracujące, są odpowiednio wyważone, charakteryzują się znikomą ekscentrycznością oraz pomijalną owalnością powierzchni łożyskowych. Ponadto, temperatura robocza mieści się w granicach dopuszczalnych według specyfikacji technicznej zarówno łożysk, jak i zastosowanych środków smarnych. W takich warunkach hałas mechaniczny generowany przez łożyska czy przekładnie jest minimalny i można uznać go za nieistotny z punktu widzenia ogólnej analizy poziomu hałasu emitowanego przez silniki trakcyjne w typowych warunkach eksploatacji [18].

W związku z powyższym, w dalszej analizie zjawisk akustycznych związanych z eksploatacją silników trakcyjnych, hałas mechaniczny będzie pomijany, a nacisk zostanie położony na analizę źródeł poziomu hałasu elektromagnetycznego jako dominującego źródła emisji akustycznej napędów elektrycznych.

3.3.2. Źródła aerodynamiczne

Hałas aerodynamiczny generowany w maszynach elektrycznych wynika przede wszystkim z okresowych zmian ciśnienia powietrza, spowodowanych ruchem wirowym oraz turbulencjami powietrza w szczelinie powietrznej pomiędzy wirnikiem a stojanem. Zjawiska te powstają wskutek obrotowego ruchu wirnika, jak również w wyniku pracy wentylatorów wymuszających obieg powietrza wewnątrz silnika lub wentylatorów wymuszających przepływ powietrza wzdłuż zewnętrznej powierzchni kadłuba silnika [21], [36]. W przypadku maszyn elektrycznych pracujących z wysokimi prędkościami obrotowymi siły aerodynamiczne mogą prowadzić nie tylko do emisji niepożądanego dźwięku, ale także powodować drgania elementów konstrukcyjnych, takich jak stojan oraz kadłub silnika. W ekstremalnych sytuacjach generowany hałas aerodynamiczny osiąga wysokie częstotliwości, które są szczególnie uciążliwe i niekomfortowe dla osób przebywających w bezpośrednim otoczeniu pracującego napędu [2], [27]. Jednakże w silnikach trakcyjnych, które są szeroko stosowane jako napędy w pojazdach szynowych, takich jak pociągi, tramwaje, a także w nowoczesnych samochodach elektrycznych oraz hybrydowych [18], [37], [38], [39], powszechnie stosowane są układy chłodzenia cieczą. Rozwiązania wykorzystujące chłodzenie cieczą są preferowane w aplikacjach trakcyjnych ze względu na ich wysoką efektywność wymiany ciepła, co pozwala na skuteczne odprowadzanie energii cieplnej generowanej przez silnik, nawet w ograniczonych przestrzeniach konstrukcyjnych oraz w trudnych warunkach eksploatacyjnych charakterystycznych dla pojazdów. Wprowadzenie układów chłodzenia cieczą praktycznie eliminuje konieczność stosowania dużych wentylatorów powietrznych, które są głównym źródłem hałasu aerodynamicznego. Dzięki temu znacznie ogranicza się poziom hałasu generowanego przez układ napędowy. Dodatkowym atutem systemów chłodzenia cieczą jest ich wyższa niezawodność, wynikająca z mniejszej liczby ruchomych części oraz niższych wymagań konserwacyjnych, w porównaniu do tradycyjnych układów chłodzonych powietrzem. Silniki trakcyjne chłodzone cieczą często mają szczelnie zamknięte obudowy, które dodatkowo ograniczają emisję hałasu aerodynamicznego. Szczelne obudowy minimalizują wpływ na hałas napędu turbulencji powietrza w szczelinie powietrznej silnika, jednocześnie chroniąc jego wnętrze przed zanieczyszczeniami zewnętrznymi, co dodatkowo poprawia trwałość całego układu napędowego [18], [40].

W konsekwencji opisanych powyżej rozwiązań technicznych, hałas aerodynamiczny w nowoczesnych napędach trakcyjnych jest na tyle niski, że nie odgrywa istotnej roli w całkowitej emisji hałasu przez te maszyny. Z tego powodu, w dalszych analizach akustycznych silników trakcyjnych, podobnie jak hałas mechaniczny, hałas aerodynamiczny może zostać pominięty jako element o minimalnym wpływie na ogólny

poziom hałasu generowanego przez silniki trakcyjne w typowych warunkach eksploatacyjnych.

3.3.3. Źródła Magnetyczne

Magnetyczne źródła hałasu stanowią jedno z najważniejszych przyczyn emisji akustycznej w silnikach trakcyjnych [19]. Szczególne znaczenie mają one w silnikach synchronicznych z magnesami trwałymi PMSM, które są powszechnie stosowane w napędach elektrycznych i hybrydowych, ze względu na ich doskonałe właściwości trakcyjne, wysoką gęstość mocy oraz dużą sprawność energetyczną [18], [39]. Wśród silników PMSM wyróżnia się dwie podstawowe konstrukcje: silniki z magnesami zamontowanymi na powierzchni wirnika SPMSM (*Surface Mounted PMSM*) [7], [41], [42], [43], [44], [45] oraz silniki z magnesami umieszczonymi wewnątrz wirnika IPMSM (*Interior PMSM*) [45], [46], [47], [48], [49], [50], [51], [52]. Pomimo licznych zalet tych silników, generowane przez magnesy trwałe siły promieniowe istotnie wpływają na poziom hałasu. Siły te działają zarówno na stojan, jak i na wirnik silnika, prowadząc do deformacji obwodów magnetycznych [43]. W sytuacji, gdy częstotliwość sił promieniowych pokrywa się z jedną z częstotliwości drgań własnych pakietu blach stojana, następuje zjawisko rezonansu mechanicznego. Prowadzi do zwiększonych odkształceń jarzma pakietu blach stojana oraz kadłuba silnika, co skutkuje powstawaniem wibracji oraz emisją dźwięku na zewnątrz silnika przez zewnętrzną powierzchnię kadłuba i ramę mocującą napęd w pojeździe. Gdy poziom tych dźwięków przekracza ustalone normy akustyczne, są one klasyfikowane jako hałas [4], [41].

Ciągłe dążenie projektantów do zwiększenia mocy i momentu obrotowego, przy jednoczesnym ograniczeniu masy silników oraz zwiększenie intensywności pracy aktywnych elementów obwodu elektromagnetycznego [21], [36], [53], [54] prowadzi do wzrostu sił działających na konstrukcję pakietu stojana i kadłuba, zwiększając ich podatność na deformacje. W konsekwencji rośnie ryzyko generowania uciążliwego dla ludzi i otoczenia poziomu hałasu akustycznego [4], [41], [50]. Aby optymalnie projektować silniki trakcyjne, przeznaczone do pracy w szerokim zakresie prędkości i obciążeń, niezbędne jest przeprowadzanie szczegółowych analiz wibroakustycznych, uwzględniających wpływ sił elektromagnetycznych. Analizy te są równie istotne jak projektowanie elektromagnetyczne czy analizy termiczne silnika. Jednym z kluczowych etapów analizy wibroakustycznej jest ocena harmonicznego rozkładu sił promieniowych oddziałujących między wirnikiem a stojanem, umożliwiająca identyfikację potencjalnych źródeł rezonansu mechanicznego. W silnikach IPMSM rozkład harmonicznego sił promieniowych w przyszczelinowych częściach obwodów elektromagnetycznych stojana i wirnika zależy głównie od konstrukcji obwodu magnetycznego wirnika, sposobu

rozmieszczenia magnesów trwałych oraz lokalizacji mostków magnetycznych [14], [16]. Właściwe zaprojektowanie wspomnianych elementów jest kluczowym warunkiem minimalizacji poziomu hałasu magnetycznego. Dokładna analiza tych parametrów pozwala nie tylko na redukcję poziomu hałasu, ale także na zachowanie wysokich parametrów elektromechanicznych silnika. Dodatkowo, możliwe jest ograniczenie emisji hałasu poprzez optymalizację parametrów silnika, takich jak liczba biegunów magnetycznych lub liczba żłobków pakietu stojana. Korzystne rezultaty można osiągnąć również dzięki zastosowaniu w konstrukcji kadłuba materiałów o lepszych właściwościach tłumiących oraz poprzez optymalizację strukturalną kadłuba silnika w celu zwiększenia jego sztywności i odporności na deformacje.

Zaawansowane symulacje komputerowe oraz metody numeryczne umożliwiają precyzyjne modelowanie zjawisk elektromagnetycznych i mechanicznych, co pozwala na dokładne przewidywanie oraz efektywne tłumienie poziomu hałasu już na etapie projektowania silnika. W efekcie, lepiej zaprojektowane konstrukcje napędów trakcyjnych zapewniają nie tylko wysoką wydajność i niezawodność, lecz także poprawę komfortu akustycznego użytkowników pojazdów elektrycznych i hybrydowych.

3.3.4. Inne źródła

Awaria lub uszkodzenie silników elektrycznych może istotnie wpłynąć na poziom generowanego przez nie hałasu, prowadząc do pogorszenia komfortu akustycznego oraz potencjalnych problemów eksploatacyjnych [4], [18], [55]. Źródła hałasu wynikającego z uszkodzeń mogą mieć charakter zarówno mechaniczny, jak i elektryczny.

Jednym z najczęstszych powodów wzrostu poziomu hałasu są uszkodzenia łożysk. Zużycie eksploatacyjne, niewystarczające lub nieodpowiednie smarowanie oraz przedostanie się zanieczyszczeń do wnętrza łożysk powodują wzrost tarcia. Zwiększone tarcie prowadzi do przyspieszonej degradacji elementów tocznych i bieżni łożyska, generując charakterystyczne metaliczne szумы, piski lub trzaski. Z czasem takie uszkodzenia mogą się pogłębiać, powodując znaczne wibracje całej konstrukcji silnika.

Uszkodzenia wirnika, takie jak pęknięcia, trwałe deformacje czy nierównomierny rozkład masy (niewyważenie), powodują powstawanie nierównomiernych sił odśrodkowych podczas pracy silnika. Te siły prowadzą do generowania znacznych wibracji, które objawiają się zwiększonym poziomem drgań i hałasu. Podobne efekty mogą być spowodowane luznymi lub uszkodzonymi elementami stojana, takimi jak obluźwane pakiety blach, uszkodzone połączenia lub elementy montażowe [4], [18], [34], [55]. Tego typu problemy skutkują zwiększonymi drganiami, szczególnie nasilającymi się przy większych obciążeniach silnika, a w niektórych przypadkach mogą

prowadzić nawet do rezonansu mechanicznego, znacząco zwiększając hałas emitowany na zewnątrz.

Problemy konstrukcyjne, takie jak poluzowane śruby, uszkodzenia obudowy silnika czy nieprawidłowe zamocowanie silnika w ramie pojazdu, również mogą powodować dodatkowe źródła hałasu, takie jak dudnienie czy odczuwalne wibracje przenoszone na ramę konstrukcyjną pojazdu. Te zjawiska często nasilają się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej lub obciążenia.

Uszkodzenia elektryczne, w tym zwarcia w uzwojeniach stojana lub problemy z izolacją, powodują nieregularny przepływ prądu, co skutkuje zniekształceniem pola magnetycznego silnika. Skutkiem tych zjawisk są wibracje elektromagnetyczne, które objawiają się charakterystycznym buczeniem, brzęczeniem, a także nieregularnymi trzaskami lub iskrzeniem, szczególnie przy wysokich obrotach i obciążeniach.

Warunki termiczne panujące wewnątrz silnika mogą wpływać negatywnie na materiały konstrukcyjne oraz środki smarne, powodując zwiększone tarcie i w konsekwencji wzrost poziomu hałasu. Przegrzanie silnika może prowadzić do deformacji elementów konstrukcyjnych, co dodatkowo zwiększa poziom drgań, hałasu, a w skrajnych przypadkach prowadzi nawet do trwałego uszkodzenia.

Regularna konserwacja oraz systematyczna diagnostyka stanu technicznego silników elektrycznych są kluczowe dla minimalizacji poziomu hałasu wynikającego z uszkodzeń i awarii. Wczesne wykrywanie problemów, takich jak zużycie łożysk, niewyważenie wirnika czy uszkodzenia izolacji uzwojeń, pozwala na szybkie ich usunięcie, zmniejszając ryzyko występowania nadmiernych drgań oraz hałasu.

Ponieważ opisane zjawiska są losowe, trudno przewidywalne i nie wynikają bezpośrednio z projektowanych parametrów pracy silnika, podobnie jak hałas mechaniczny czy aerodynamiczny, nie będą one dalej szczegółowo rozważane w kontekście ogólnej analizy poziomu hałasu generowanego przez silniki trakcyjne. Ich wpływ na całkowity poziom hałasu jest uzależniony od indywidualnych warunków eksploatacji oraz jakości konserwacji, przez co ich ilościowa analiza jest utrudniona [4], [18], [55].

3.4. Kształty przestrzenne sił i ich wpływ na poziom hałasu

Siły działające w szczelinie powietrznej silnika elektrycznego są wynikiem interakcji pola stojana i wirnika. Rozkłady przestrzenne (gęstości) tych sił wykazują regularność i powtarzalność wzdłuż obwodu szczeliny i są podstawową przyczyną generowania hałasu przez silniki elektryczne. Siły te wylicza się na podstawie obliczeń MES (Metoda Elementów Skończonych). Można je rozdzielić na składową promieniową siły F_r i obwodową (styczną) siły F_t [56]:

$$F_r = \frac{1}{2\mu_0} (B_r^2 - B_t^2) \quad (3.4-1)$$

$$F_t = \frac{1}{\mu_0} (B_r B_t) \quad (3.4-2)$$

gdzie:

F_r - składowa promieniowa siły wzdłuż obwodu szczeliny powietrznej silnika (N),

F_t - składowa styczna siły wzdłuż obwodu szczeliny powietrznej silnika (N),

B_r - składowa promieniowa indukcji magnetycznej wzdłuż obwodu szczeliny powietrznej (T),

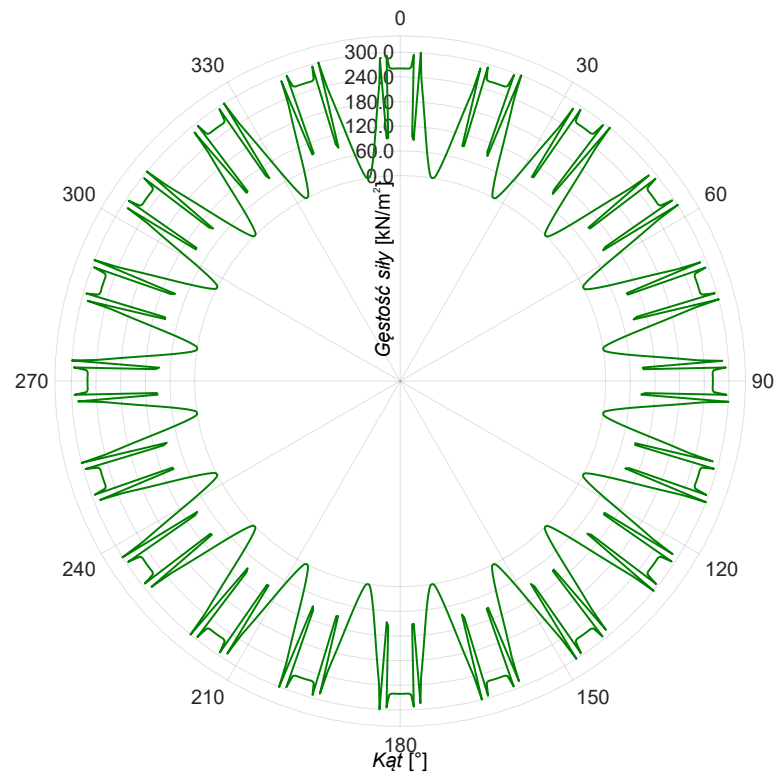
B_t - składowa styczna indukcji magnetycznej wzdłuż obwodu szczeliny powietrznej (T),

μ_0 - przenikalność magnetyczna próżni (H/m).

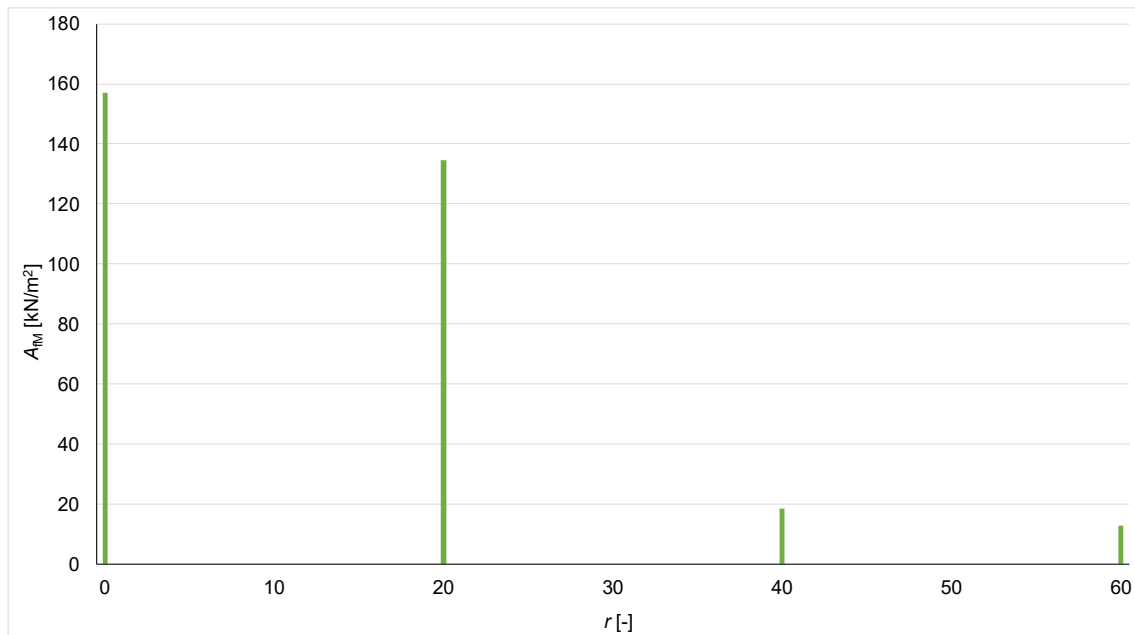
Prąd płynący w osi d silnika nie wpływa na średnią siłę styczną (moment obrotowy) przy braku nasycenia, lecz wywiera istotny wpływ na średnią siłę promieniową, zgodnie z zależnością kwadratową [56]. Prąd płynący w osi q jest liniowo związany ze średnią siłą styczną, a jego wpływ na siłę promieniową również ma charakter kwadratowy [56]. W typowych warunkach pracy silnika siła promieniowa jest znacznie większa niż składowa styczna, dlatego ustalone pola magnetyczne generują duże siły w kierunku niewytwarzającym momentu. Ponieważ siła styczna jest znacznie mniejsza od promieniowej, ma ona tylko niewielki wpływ na hałas generowany przez silnik.

Częstotliwości sił obliczone na podstawie wzorów 3.4-3 i 3.4-4 w dalszej kolejności służą do obliczeń kształtów przestrzennych sił, określane są również jako harmoniczne siły przestrzennej lub tryby przestrzenne i odnoszą się do rozkładów sił magnetycznych generowanych w szczelinie powietrznej maszyny elektrycznej [8], [10], [41], [57]. Kształty przestrzenne mają istotny wpływ na powstawanie drgań mechanicznych oraz emisję hałasu akustycznego przez silnik. Gdy siły magnetyczne o określonym kształcie przestrzennym oddziałują na elementy konstrukcyjne maszyny - takie jak wirnik, pakiet blach stojana czy jego korpus - wywołują one lokalne odkształcenia. Drgania te są następnie przenoszone na strukturę kadłuba silnika i dalej na otaczające powietrze w postaci fal akustycznych, które mogą być odbierane przez użytkownika jako hałas.

Największe znaczenie dla emisji poziomego hałasu mają siły promieniowe, które powodują cykliczne deformacje pakietu blach stojana oraz kadłuba. Źródłem tych sił są harmoniczne pola magnetycznego wirnika, stojana oraz prądy płynące w uzwojeniu stojana, szczególnie w warunkach obciążenia znamionowego i przeciążenia. Ich amplituda i rozkład przestrzenny zależą m.in. od liczby biegunów, liczby żłobków, konfiguracji uzwojeń [8], [10], [13], [20], [41], [57], [58] oraz jakości wykonania. Na rys. 2 przedstawiono przykładowy rozkład gęstości promieniowych sił Maxwella w szczelinie powietrznej prototypowego trakcyjnego silnika synchronicznego z magnesami trwałymi, o mocy 240 kW i liczbie biegunów $2p = 20$, pracującego na biegu jałowym. Zaprezentowano wyniki dla wybranej chwili czasowej, jednak średnie wartości sił oraz kształt ich rozkładu przestrzennego nie ulegają istotnym zmianom w wyniku obrotu wirnika. Z tego względu wybór konkretnej chwili czasowej nie ma znaczenia dla analizy sił całego silnika.



Rys. 2. Rozkład przestrzenny gęstości sił promieniowych w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M20 na biegu jałowym



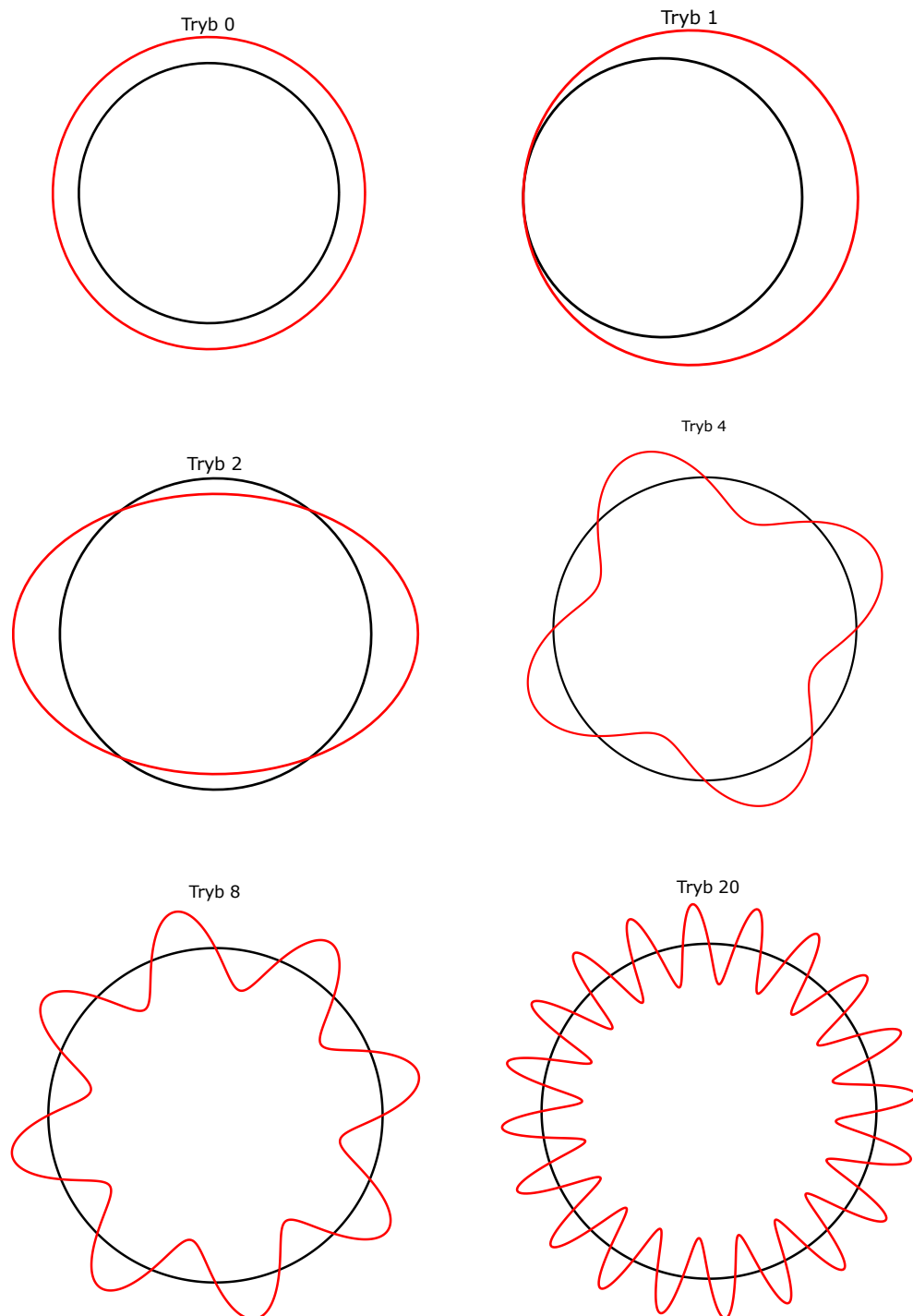
Rys. 3. Spektrum gęstości sił promieniowych działających w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M20 na biegu jałowym, w funkcji kształtów przestrzennych r

Siły występujące w szczelinie silnika elektrycznego - zarówno promieniowe, jak i osiowe - mogą być rozkładane na składowe harmoniczne o różnych częstotliwościach i wzorach przestrzennych, określanymi jako kształty przestrzenne sił [7], [8], [10], [35], [41]. Analiza tych sił umożliwia identyfikację charakterystycznych kształtów przestrzennych drgań konstrukcji maszyny oraz ich wpływu na generowany hałas.

Ze względu na kierunek działania momentu obrotowego oraz konstrukcję klasycznych maszyn elektrycznych z magnesami trwałymi, siły osiowe mają z reguły niewielką amplitudę i wywierają marginalny wpływ na całkowity poziom hałasu generowanego przez silnik. W praktyce to siły promieniowe odgrywają dominującą rolę w powstawaniu deformacji stojana i korpusu silnika, a co za tym idzie - w emisji hałasu akustycznego.

Na rys. 4 przedstawiono przykładowe kształty przestrzenne (tryby) r , które mogą powstawać w strukturze stojana pod wpływem sił promieniowych. Szczególną rolę odgrywa kształt przestrzenny 0, nazywany również trybem oddechowym, który odpowiada za równomierne, pulsacyjne deformacje promieniowe - polegające na okresowym ściskaniu i rozciąganiu powierzchni zewnętrznych stojana, co przenosi się na korpus silnika [16], [19], [29], [59], [60], [61], [62]. Ten kształt przestrzenny jest charakterystyczny, ponieważ jako jedyny nie posiada kierunku obrotu. Pozostałe kształty przestrzenne to tzw. kształty wirujące, w których fala naprężeniowa przemieszcza się wzdłuż obwodu stojana. Wraz ze wzrostem liczby kształtu (czyli liczby cykli deformacji na obwodzie) zwiększa się sztywność układu względem danego wzoru deformacji, co oznacza, że do wzbudzenia danego kształtu przestrzennego wymagane są coraz

większe siły promieniowe. Zjawisko to wpływa na selektywność oddziaływań elektromagnetycznych na konstrukcję i decyduje o tym, które kształty są dominujące pod względem emisji poziomego hałasu.



Rys.4. Możliwe kształty przestrzenne wynikające z sił promieniowych w silniku, kształt przestrzenny $r = 0$ - oddechowy, kształt przestrzenny $r = 1$ - mimośrodowy, kształt przestrzenny $r = 2$ - owalizacja, kształt przestrzenny $r = 4$ - odkształcenie z czterema amplitudami na obwodzie, kształt przestrzenny $r = 8$ - odkształcenie z ośmioma amplitudami na obwodzie, kształt przestrzenny $r = 20$ - odkształcenie z 20 amplitudami na obwodzie

Częstotliwość kształtów przestrzennych oddechowych jest proporcjonalna do najmniejszej wspólnej wielokrotności pomiędzy liczbą żłobków i liczbą biegunów silnika [16], [19].

$$f_{r=0} = \text{LCM}(Q_s, 2p) \frac{f_s}{p} = \text{LCM}(Q_s, 2p) \frac{n_s}{60} \quad (3.4-3)$$

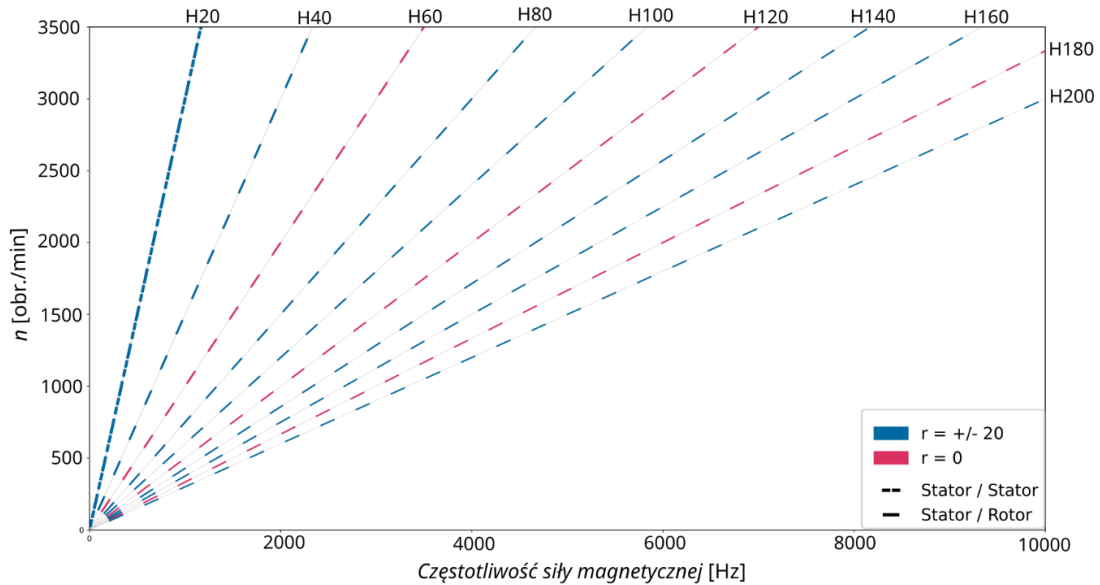
gdzie: LCM - najmniejsza wspólna wielokrotność, Q_s - liczba żłobków stojana, $2p$ - liczba biegunów, p - liczba par biegunów, f_s - częstotliwość prądu zasilania stojana, n_s - prędkość obrotowa silnika – obr./min.

Stosując uproszczenia wynikające z symetryczności silników, w szczególności silników synchronicznych z magnesami trwałymi, zakłada się że występują w nim tylko nieliczne kształty przestrzenne [29], numer kolejnego kształtu przestrzennego (trybu przestrzennego) a zarazem jego częstotliwości można wyznaczyć na podstawie wzoru:

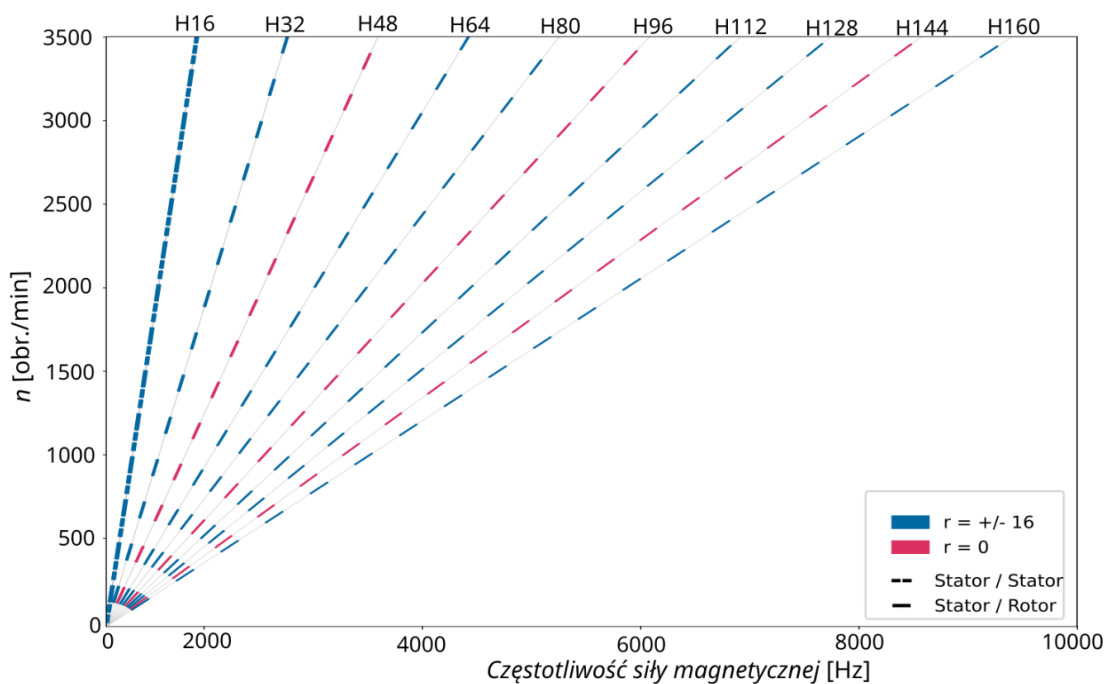
$$r' = \text{GCD}\left(\frac{Q_s}{n_f}, 2p\right) \quad (3.4-4)$$

gdzie: GCD - największy wspólny dzielnik, Q_s - liczba żłobków stojana, $2p$ - liczba biegunów, n_f - liczba faz silnika.

Wartości obliczone na podstawie wzorów (3.4-3) oraz (3.4-4) stanowią charakterystyki opisujące stojan silnika pod względem możliwych do wystąpienia kształtów przestrzennych oraz odpowiadających ich częstotliwości. Na ich podstawie sporządzono wykresy Campbella dla analizowanych silników (rys. 5 i rys. 6), wykresy te umożliwiają określenie spodziewanych częstotliwości hałasu w funkcji prędkości obrotowej. Na wykresie Campbella wartości H oznaczają krotności prędkości obrotowej wyrażonej w obrotach na sekundę i odpowiadają poszczególnym kształtom przestrzennym możliwym dla danego silnika. Przykładowo, $H60$ oraz jego wielokrotności odpowiadają kształtowi przestrzennemu oddechowemu ($r = 0$). Dla silnika typu SMwsK280M20 pracującego z prędkością obrotową $n_s = 3000$ obr./min ($n = 50$ obr./s), częstotliwość dla kształtu przestrzennego $r = 0$ jest równa sześćdziesięciokrotności ($H60$) prędkości obrotowej wirnika, czyli $f_{r=0} = 60 \cdot 50 = 3000$ Hz. Częstotliwość ta zmienia się w zależności od prędkości obrotowej silnika, dlatego może przyjmować wartości liczbowe od 0 Hz do 3000 Hz. Jeżeli w tym zakresie częstotliwości będzie znajdować się częstotliwość drgań własnych pakietu blach stojana lub kadłuba to zjawisko rezonansu będzie nieuniknione.



Rys. 5. Wykres Campbella dla silnika synchronicznego SMwsK280M20 o liczbie biegunów $2p=20$ oraz liczbie żłobków stojana $Q_s = 60$



Rys. 6. Wykres Campbella dla silnika synchronicznego o liczbie biegunów $2p=16$ i 48 oraz 96 żłobkach stojana

Intensywność poziomu hałasu generowanego przez poszczególne kształty przestrzenne sił jest uzależniona od kilku czynników: liczby żłobków stojana Q_s , liczby biegunów silnika $2p$ oraz prędkości obrotowej silnika n . Poziom hałasu również zależy od właściwości mechanicznych materiałów zastosowanych w konstrukcji obwodu elektromagnetycznego i kadłuba silnika. Konstrukcja mechaniczna silnika ma istotny wpływ na sposób propagacji i tłumienia poziomu hałasu. Odpowiednio zaprojektowany

kadłub silnika, może pełnić funkcję tłumika drgań, co może mieć znaczącą rolę w ograniczaniu emisji poziomu hałasu. Redukcja poziomu hałasu wywoływanego przez wybrane kształty przestrzenne sił została osiągnięta za pomocą kilku podejść projektowych. Bardzo ważny jest odpowiedni dobór liczby żłobków i biegunów w taki sposób, aby przesunąć częstotliwości dominujących kształtów przestrzennych poza pasmo częstotliwości drgań własnych stojana oraz kadłuba. Kolejny etap to optymalizacja uzwojeń silnika, metody impregnacji oraz zastosowanie materiałów o lepszych właściwościach tłumiących w konstrukcji kadłuba, a także zwiększenie jego sztywności.

W celu pełnej identyfikacji częstotliwości oraz poziomów generowanego poziomu hałasu, w pracy przeprowadzono obliczenia częstotliwości własnych drgań stojana, kadłuba oraz zastępczego układu zębów i uzwojeń, a następnie dokonano ich wzajemnego nałożenia. W przypadku silników trakcyjnych analizy te wykonano w pełnym zakresie prędkości obrotowej oraz przy różnych poziomach obciążenia.

4. Metody obliczeń poziomu hałasu silników trakcyjnych

4.1. Metoda analityczna

Analityczne analizy wibroakustyczne elektrycznych silników trakcyjnych stanowią kluczowy element w procesie identyfikacji źródeł hałasu oraz opracowywania skutecznych strategii jego redukcji [41], [63], [64], [65], [66]. Zrozumienie mechanizmów generowania hałasu już na etapie projektowania napędu ma istotne znaczenie zarówno z perspektywy komfortu akustycznego użytkowników pojazdów elektrycznych, jak i wymogów środowiskowych oraz regulacyjnych. Czynniki wpływające na poziom i charakter hałasu generowanego przez silniki trakcyjne obejmują m.in.: konfigurację obwodu elektromagnetycznego (liczba biegunów i żłobków), właściwości materiałowe elementów konstrukcyjnych, tolerancje montażowe, geometrię żłobków oraz sposób zasilania [5], [8], [41], [63], [64], [65], [66], [67], [68]. Już na wczesnym etapie projektowania należy je uwzględnić, gdyż bezpośrednio wpływają na powstawanie sił elektromagnetycznych o charakterze pulsacyjnym.

Podejście analityczne należy do najstarszych i zarazem najbardziej wymagających metod analizy akustycznej silników. Opracowanie dokładnego modelu analitycznego silnika trakcyjnego wymaga zaawansowanej wiedzy interdyscyplinarnej z zakresu teorii drgań, elektromagnetyzmu oraz oddziaływań elektromechanicznych [41], [63], [64], [65], [66]. Takie modele są uproszczoną, lecz matematycznie precyzyjną reprezentacją badanego układu, umożliwiającą szybkie obliczenia oraz ocenę wpływu parametrów

konstrukcyjnych na zachowanie wibroakustyczne napędu - bez konieczności przeprowadzania czasochłonnych symulacji numerycznych lub kosztownych testów eksperymentalnych.

W praktyce najczęściej stosuje się modele matematyczne, w których system fizyczny opisywany jest za pomocą zmiennych reprezentujących cechy fizyczne (masa, sztywność, indukcyjność, straty histerezy), powiązanych za pomocą równań algebraicznych opisujących zależności między nimi oraz odpowiedź układu na wymuszenia - zarówno w dziedzinie czasu, jak i częstotliwości [5], [6], [7], [8], [41], [63], [64], [67], [68].

Stosowanie metody analitycznej wymaga przyjęcia szeregu założeń upraszczających, by uprościć złożoną geometrię i warunki pracy maszyny elektrycznej. Dla klasycznego silnika o cylindrycznym kształcie, przyjmuje się, że konstrukcja może być modelowana jako układ współosiowych, koncentrycznych cylindrów - szczegóły geometryczne żłobków są pomijane, a uzwojenia zastępuje się idealizowanymi pierścieniami o równoważnej masie i sztywności sprężystej [43], [69], [70], [71], [72]. Przyjmuje się także pełną symetrię układu magnetycznego i izotropowe właściwości mechaniczne pakietu blach stojana i wirnika. Dzięki temu możliwe jest sformułowanie modelu matematycznego w układzie współrzędnych cylindrycznych, gdzie każdy z pierścieni poddawany jest identycznym obciążeniom, co upraszcza rozwiązanie równań ruchu oraz analizę dynamiczną.

Niestety, takie uproszczenia mają poważne ograniczenia: nie można dokładnie uwzględnić wpływu geometrii żłobków czy kształtu zębów stojana na rozkład sił elektromagnetycznych, a idealizowane odwzorowanie uzwojeń uniemożliwia ocenę wpływu dodatkowych materiałów na chłodzenie i sztywność pakietu blach. Niemniej uproszczone modele analityczne sprawdzają się we wczesnych fazach projektowania, pozwalając szybko oszacować wpływ kluczowych parametrów konstrukcyjnych na odpowiedź dynamiczną układu. Warto jednak pamiętać, że uproszczenia mogą prowadzić do znacznych odchyłeń względem wyników numerycznych czy eksperymentalnych [64], [65], [66], [68].

Aby oszacować poziomy wibracji i hałasu, konieczne jest opracowanie układu równań opisujących przemieszczenia promieniowe wywołane przez określone źródła naprężeń elektromagnetycznych. Przemieszczenia te przenoszą się na korpus i mocowania silnika, stając się wtórnym źródłem promieniowania akustycznego. Kluczowy etap analizy to wyznaczenie częstotliwości drgań własnych pakietu blach stojana, co pozwala ocenić ryzyko rezonansu, zjawiska, które prowadzi do dużego wzrostu amplitudy drgań i emisji hałasu, gdy częstotliwość wymuszenia pokrywa się z częstotliwością własną konstrukcji.

Podstawowa metoda analitycznego określania częstotliwości własnych traktuje stojan jako swobodnie drgający pierścień (z uwzględnieniem masy zębów i uzwojeń). Promieniowa składowa sił elektromagnetycznych, powstająca w wyniku oddziaływań pola magnetycznego wirnika i zębów stojana, prowadzi do promieniowych wibracji. Wartości tych sił można oszacować m.in. metodą równoważnego prądu magnesującego EMC (*Equivalent Magnetizing Current*) [5], [65], [66] oraz metodą tensora naprężeń Maxwella [5], [8], [43], [65], [67], [68]. Metoda EMC polega na bezpośrednim wyznaczeniu rozkładu sił na powierzchni elementów ferromagnetycznych na podstawie rozkładu prądu magnesującego, natomiast metoda Maxwella wykorzystuje tensor drugiego rzędu opisujący gęstość naprężeń elektromagnetycznych, co pozwala wyznaczyć siły działające zgodnie z prawem Lorentza. Iloczyn lokalnego naprężenia elektromagnetycznego oraz powierzchni przekroju pierścienia pozwala sformułować równanie różniczkowe opisujące promieniowe przemieszczenie stojana. Końcowym etapem modelowania jest wyznaczenie mocy akustycznej generowanej przez punkty powierzchni stojana o największych przemieszczeniach promieniowych oraz przeliczenie tej wartości na poziom hałasu w decybelach (dB). Takie podejście pozwala nie tylko określać maksymalne poziomy hałasu, lecz także analizować wpływ parametrów konstrukcyjnych czy metod sterowania na charakterystykę akustyczną maszyny.

Podstawowymi wielkościami są częstotliwości wymuszeń oraz kształt przestrzenny (tryb przestrzenny), opisujące przestrzenne rozkłady naprężeń w strukturze [43], [65], [67], [68].

Pomimo ograniczeń, metoda analityczna ma istotne zalety - przede wszystkim bardzo krótki czas obliczeń. Przy wydajności obecnych komputerów PC, wyniki analizy można uzyskać często w czasie poniżej sekundy, co czyni tę metodę niezwykle przydatną w etapach koncepcyjnych i do wstępnej oceny projektów silników. O ile użytkownik jest świadomy uproszczeń i ograniczeń modelu, metoda ta może być szybkim i efektywnym narzędziem do szacowania wibracji oraz poziomu hałasu w silnikach trakcyjnych.

4.2. Metoda hybrydowa MES 2D

Metoda hybrydowa, łącząca podejście analityczne z analizą numeryczną opartą na dwuwymiarowej metodzie elementów skończonych (MES 2D), stanowi skuteczne narzędzie do analizy wibroakustycznej silników trakcyjnych, szczególnie tych wykorzystywanych w napędach pojazdów elektrycznych [11], [12], [14], [15], [17], [19], [20], [48], [57], [73], [74], [75], [76], [77], [78], [79]. Podejście to integruje szybkość i efektywność metod analitycznych z dokładnością lokalnej oceny rozkładów sił

elektromagnetycznych oraz odpowiedzi dynamicznych, uzyskiwaną dzięki metodzie elementów skończonych.

W pierwszej fazie, przy użyciu modelu analitycznego, obliczane są możliwe kształty przestrzenne sił elektromagnetycznych oraz odpowiadające im częstotliwości własne dla badanego silnika. Pozwala to na identyfikację potencjalnie niekorzystnych zakresów prędkości obrotowej i obciążenia, w których może dochodzić do rezonansu i wzmożonego generowania hałasu, jeszcze przed rozpoczęciem czasochłonnych obliczeń numerycznych. Na podstawie wyników uzyskanych w etapie analitycznym, możliwe jest znaczne ograniczenie liczby punktów obliczeniowych wymaganych w analizach MES 2D, co przekłada się na skrócenie czasu całkowitej symulacji [13], [14], [16].

W kolejnym etapie przeprowadza się obliczenia elektromagnetyczne rozkładu pola magnetycznego w silniku, z wykorzystaniem MES 2D. Obliczenia te są ukierunkowane na analizę sił elektromagnetycznych w szczelinie powietrznej maszyny elektrycznej, w całym zakresie prędkości obrotowej oraz stanów obciążenia [9], [13], [14], [16], [72], [80]. Siły te wyznaczone są przy użyciu tensora naprężeń Maxwella, przy czym, w przypadku modeli dwuwymiarowych uwzględnia się wyłącznie składowe promieniowe sił, składowa osiowa oraz styczna może być pominięta. Składowa osiowa jest pomijana ponieważ sztywność pakietu stojana w kierunku osiowym jest wysoka [81], [82]. W rezultacie, częstotliwości modalne drgań osiowych pakietu stojana, również dla najniższych kształtów przestrzennych (oddechowych), przekraczają kilkanaście kiloherców [66], [81], [82]. Oznacza to, że nie mieszczą się w zakresie wysokiej czułości słuchu ludzkiego, a dla wyższych kształtów przestrzennych są poza zakresem częstotliwości słyszalnych dla ludzi. Siły osiowej również nie uwzględnia się ze względu na ograniczenia modelu 2D. Składowa styczna siły w silnikach elektrycznych odpowiada bezpośrednio za generowanie momentu obrotowego silnika. Zmienność tej siły, wynikająca z obecności harmonicznych, może wywoływać pulsacje momentu, a tym samym drgania skrętne całego układu. Drgania i hałas mogą być przenoszone przez wał i inne podzespoły mechaniczne, wywołując hałas strukturalny w określonych warunkach pracy. Udział sił stycznych w generowaniu drgań rośnie w silnikach szybkoobrotowych, o prędkości powyżej 10 000 obr./min. W przypadku analizowanych w niniejszej pracy silników trakcyjnych, dla których maksymalna prędkość obrotowa wynosi 3000 obr./min, udział ten przy obciążeniu znamionowym nie przekracza 10%. Z kolei, zgodnie z normą PN-EN 60349-4:2013, analiza wibroakustyczna silników przeprowadzana jest na biegu jałowym, gdzie wpływ sił stycznych na drgania jest pomijalnie mały [83], [84], [85].

Dalsza analiza obejmuje wyznaczenie harmonicznych składowych sił promieniowych działających w szczelinie powietrznej oraz ocenę odpowiedzi strukturalnych kluczowych

komponentów silnika, takich jak uzwojenie stojana, wirnik oraz korpus [9], [14], [16], [74], [86]. Obliczenia strukturalne również bazują na modelu MES 2D. Zwykle pomija się w tej metodzie elementy konstrukcyjne takie jak tarcze łożyskowe czy systemy zawieszenia, co wynika z ograniczeń modelu dwuwymiarowego. Odpowiedź strukturalna analizowanego układu zakłada liniowość odpowiedzi materiału i konstrukcji, co znaczy, że deformacje są proporcjonalne do przyłożonych sił. Choć takie założenie upraszcza analizę, może prowadzić do pominięcia zjawisk nieliniowych występujących w rzeczywistych warunkach pracy silnika.

Istotnym elementem analizy jest identyfikacja i wybór kształtów przestrzennych, które rzeczywiście mogą zostać wzbudzone w analizowanej maszynie. Kształty o zerowej liczbie falowej ($r = 0$) odpowiadają falom pulsacyjnym, ich częstotliwość wylicza się na podstawie wzoru (3.4-3). Natomiast numer kolejnego kształtu przestrzennego oraz jego częstotliwość wylicza się na podstawie wzoru (3.4-4). Analizy te są wizualizowane za pomocą wykresu Campbella, który przedstawia zależność częstotliwości drgań własnych i wymuszeń w funkcji prędkości obrotowej, umożliwiając identyfikację punktów rezonansowych z kadłubem. Na podstawie uzyskanych wyników deformacji zewnętrznej powierzchni stojana możliwe jest oszacowanie ich wpływu na korpus silnika i na emisję hałasu akustycznego. Deformacje te mogą być klasyfikowane jako drgania mechaniczne lub źródła dźwięku, w zależności od ich częstotliwości i zdolności do promieniowania energii akustycznej do otoczenia [13], [13], [16], [72], [80].

Metoda hybrydowa MES 2D oferuje kompromis pomiędzy dokładnością a czasem obliczeń, dzięki czemu znajduje szerokie zastosowanie w procesie projektowania i optymalizacji konstrukcji silników trakcyjnych. Umożliwia ona szybkie wykonanie wielu iteracyjnych analiz w celu doboru korzystnych parametrów konstrukcyjnych, bez konieczności stosowania pełnych modeli trójwymiarowych, co byłoby znacznie bardziej czasochłonne i kosztowne obliczeniowo. Przygotowanie modelu MES 2D, choć szybsze niż modelowanie 3D, nadal wymaga znacznej wiedzy inżynierskiej oraz doświadczenia w zakresie przypisywania właściwości materiałowych i interpretacji wyników.

Pomimo swojej użyteczności, metoda hybrydowa MES 2D nie jest wolna od ograniczeń. Oprócz wspomnianego pominięcia sił osiowych i uproszczonego odwzorowania rzeczywistej geometrii komponentów, dodatkowym ograniczeniem jest niedoskonałość odwzorowania zjawisk wysokoczęstotliwościowych, które często odgrywają istotną rolę w odczuwalnym poziomie hałasu. Konwersja sił promieniowych w przypadkach skosu wirnika lub stojana oraz pominięcie interakcji z ramą pojazdu może prowadzić do częściowej rozbieżności między symulacją a stanem rzeczywistym [13], [13], [16], [72], [80]. Mimo tych niedoskonałości, metoda hybrydowa MES 2D jest obecnie szeroko stosowana nie tylko w analizach akustycznych, lecz również w projektowaniu

nowoczesnych silników trakcyjnych. Umożliwia skuteczną identyfikację przyczyn zwiększonego poziomu hałasu oraz ocenę efektywności wprowadzanych modyfikacji konstrukcyjnych. Dalszy rozwój tej metody ukierunkowany jest na integrację z trójwymiarowymi technikami modelowania w wybranych obszarach, a także na bardziej precyzyjne uwzględnienie wpływu geometrii żłobków, rozmieszczenia magnesów trwałych oraz topologii pakietu blach stojana - w celu minimalizacji źródeł hałasu bez pogarszania parametrów użytkowych maszyny.

4.3. Metoda hybrydowa MES 3D

Tradycyjne metody analityczne oraz dwuwymiarowe modele MES stosowane w metodach hybrydowych nie są wystarczająco dokładne w przypadku analiz wibroakustycznych silników (lub całych napędów) trakcyjnych o skomplikowanej geometrii poszczególnych podzespołów i dla których w analizach niezbędne jest uwzględnienie trójwymiarowego charakteru zachodzących zjawisk fizycznych [22], [61], [62], [75], [87], [88], [89], [90], [91]. Analiza wibroakustyczna metodą hybrydową MES 3D łączy zalety obliczeń analitycznych z zaawansowaną analizą trójwymiarową (3D) przy użyciu metody elementów skończonych [24], [44], [58], [75], [90], [92], [93]. Podejście to umożliwia szczegółowe odwzorowanie skomplikowanych geometrycznie konstrukcji silników, uwzględniając trójwymiarowy charakter zarówno działających sił elektromagnetycznych, jak i oddziaływań mechanicznych. W metodzie hybrydowej MES 3D obliczenia sił elektromagnetycznych są zazwyczaj przeprowadzane niezależnie, z wykorzystaniem modelu elektromagnetycznego silnika bazującego na MES 3D, a następnie wartości obliczonych sił są przenoszone na siatkę MES 3D modelu strukturalnego. Dzięki temu możliwe jest realistyczne odwzorowanie rozkładów wymuszeń w strukturze maszyny oraz analiza dynamicznej odpowiedzi w pełnym zakresie częstotliwości, istotnym z punktu widzenia emisji hałasu i drgań. Takie podejście pozwala na dokładniejszą symulację i przewidywanie drgań oraz poziomu hałasu generowanego przez silnik, co ma bezpośrednie znaczenie dla spełnienia norm akustycznych oraz zapewnienia komfortu pasażerów w pojazdach elektrycznych [13], [17], [20], [48], [72], [74], [86].

Jednym z głównych wyzwań w tej metodzie jest odpowiednie odwzorowanie parametrów mechanicznych komponentów silnika, szczególnie korpusu silnika, który często jest odlewany jako jeden element. Zmienność właściwości wynikająca z technologii odlewania, rodzaju materiału, warunków obróbki cieplnej i precyzji obróbki sprawia, że wartości parametrów takich jak moduł sprężystości, tłumienie wewnętrzne czy gęstość, mogą odbiegać od wartości nominalnych zakładanych w modelu obliczeniowym. Różnorodność materiałów i procesów produkcyjnych może wprowadzać

zmienność parametrów, co wymaga dokładnych danych wejściowych do modeli symulacyjnych. Proces tworzenia modelu hybrydowego MES 3D jest czasochłonny i wymaga znacznej wiedzy inżynierskiej w zakresie budowy modeli przestrzennych, stosowania siatek o wysokiej rozdzielczości oraz właściwego zdefiniowania warunków brzegowych. Dodatkowo, obliczenia na pełnym modelu 3D wymagają istotnie większych zasobów obliczeniowych i są bardziej czasochłonne w porównaniu do metod uproszczonych. Z tego względu, mimo potencjału dokładnego odwzorowania zjawisk fizycznych, metoda ta nie jest optymalnym rozwiązaniem w każdej fazie projektowania. Jej zastosowanie w zaawansowanej fazie projektu silnika pozwala na przeprowadzenie szczegółowej analizy oraz optymalizację konstrukcji pod kątem zjawisk wibroakustycznych [17], [48], [74], [86].

Przyjęcie właściwego poziomu uproszczeń modelu, tak aby nie wpływały one istotnie na jakość wyników, jest kluczowym aspektem całego procesu i wymaga doświadczenia oraz dokładnej znajomości fizyki układu napędowego. W typowym przebiegu analizy hybrydowej 3D, siły elektromagnetyczne obliczane są jako źródła wymuszeń mechanicznych o charakterze trójwymiarowym i są odwzorowywane w postaci rozkładów obciążeń w siatce 3D modelu strukturalnego. Następnie przeprowadzane są obliczenia strukturalne i akustyczne, pozwalające na uzyskanie odpowiedzi dynamicznej systemu oraz określenie poziomów hałasu i drgań w badanym zakresie częstotliwości. Otrzymane wyniki umożliwiają również identyfikację częstotliwości rezonansowych i modalnych, które mogą odpowiadać za występowanie niepożądanych zjawisk akustycznych [13], [17], [72], [74].

Dzięki odwzorowaniu pełnej geometrii silnika, metoda pozwala na uwzględnienie wpływu asymetrii konstrukcyjnej, połączeń śrubowych, nierównomierności montażu oraz lokalnych usztywnień, które w uproszczonych analizach są często pomijane. Jednocześnie, modelowanie takich detali wymaga dużego nakładu pracy i bardzo szczegółowego przygotowania danych CAD, co wiąże się z dodatkowymi kosztami projektowymi.

Z uwagi na złożoność zagadnienia oraz potencjalną niepewność wyników obliczeń wynikającą z niepełnych danych wejściowych, zalecaną przez autora tej rozprawy praktyką jest weryfikacja modelu za pomocą testów eksperymentalnych z wykorzystaniem fizycznych prototypów. Badania takie pozwalają na pomiar rzeczywistych poziomów drgań i hałasu, identyfikację dominujących źródeł emisji oraz walidację przyjętych założeń modelu numerycznego.

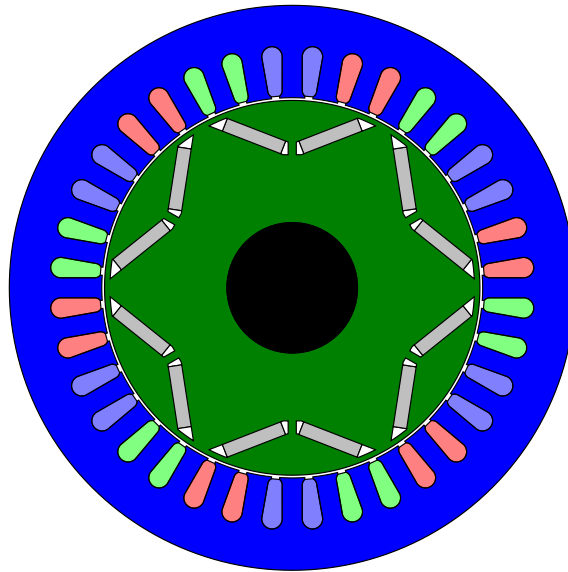
Metoda hybrydowa 3D oferuje wysoką precyzję analizy i umożliwia wnikliwe badanie zjawisk wibroakustycznych w złożonych konstrukcjach silników trakcyjnych. Jej skuteczność zależy jednak bezpośrednio od jakości odwzorowania rzeczywistego

układu, dostępności wiarygodnych danych materiałowych oraz odpowiedniego zaplanowania procesu obliczeniowego. Choć nie jest to metoda uniwersalna i niskokosztowa, stanowi istotne narzędzie inżynierskie na etapie końcowej optymalizacji konstrukcji z punktu widzenia wymagań akustycznych i dynamicznych.

5. Silniki elektryczne stosowane w pojazdach elektrycznych

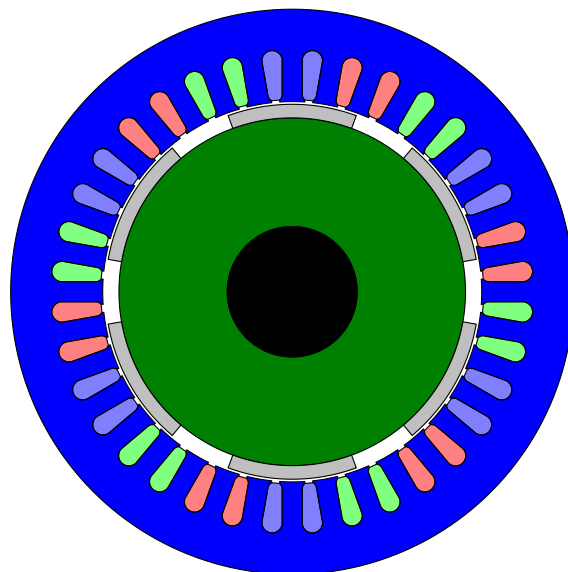
Silniki elektryczne stosowane w pojazdach elektrycznych są różnorodne, a ich wybór zależy od specyficznych wymagań aplikacji. Do najczęściej stosowanych typów silników należą silniki synchroniczne z magnesami trwałymi (PMSM), w różnych konfiguracjach oraz silniki indukcyjne. Każdy z tych typów silników ma swoje unikalne cechy i zalety, które czynią go odpowiednim do różnych zastosowań.

Silniki IPMSM (*Interior Permanent Magnet Synchronous Motor*) to silniki synchroniczne z magnesami trwałymi umieszczonymi wewnątrz rdzenia magnetycznego wirnika (rys. 7). Magnesy w tej konfiguracji są chronione przed uszkodzeniami mechanicznymi i mają lepszą odporność na siły odśrodkowe przy wysokich prędkościach obrotowych. Silniki IPMSM charakteryzują się wysoką efektywnością energetyczną i dużą gęstością mocy, co czyni je idealnymi do zastosowań w pojazdach elektrycznych [36], [94], [95], [96]. Zastosowanie magnesów trwałych eliminuje potrzebę stosowania uzwojenia wzbudzenia, co zmniejsza straty mocy i zwiększa efektywność energetyczną. Ponadto, w silnikach IPMSM występuje moment reluktancyjny, który jest wynikiem różnicy w reluktancji wzdłuż osi magnetycznych podłużnej d i poprzecznej q wirnika. Moment reluktancyjny dodatkowo zwiększa całkowity moment obrotowy silnika, co jest korzystne dla wydajności i osiągów pojazdów elektrycznych. Powyższe zalety silników z magnesami trwałymi typu IPMSM zdecydowały, że zostały one wybrane jako napędy przez producentów samochodów osobowych, takich jak Tesla, Toyota czy BMW jak napędy w ich samochodach. Autor niniejszej pracy uznał ten typ silnika za najbardziej odpowiedni również dla napędów autobusów, samochodów ciężarowych oraz innych pojazdów ciężkich z napędem elektrycznym.



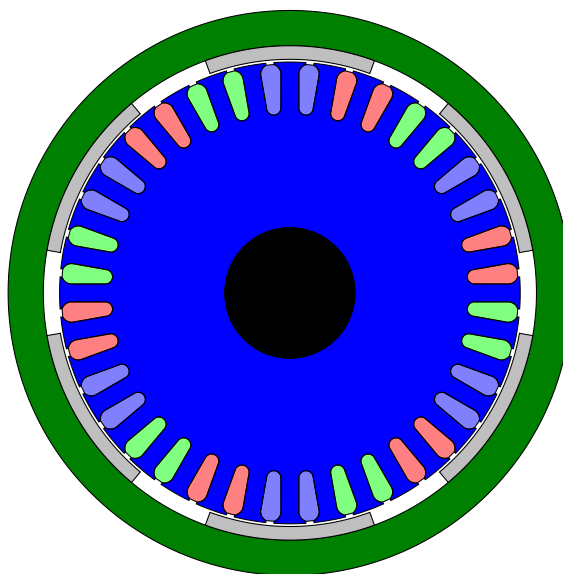
Rys.7. Przekrój poprzeczny przykładowego silnika typu IPMSM

Kolejną grupą są silniki typu SPMSM (Surface Permanent Magnet Synchronous Motor), z magnesami trwałymi umieszczonymi na powierzchni wirnika (rys. 8), są one kolejną popularną opcją w mniejszej mocy napędach elektrycznych. W tej konfiguracji magnesy są montowane na zewnętrznej powierzchni wirnika, co zapewnia wysoką gęstość strumienia magnetycznego. Silniki SPMSM są proste w konstrukcji, oferują wysoką sprawność oraz szeroki zakres prędkości obrotowych. Magnesy trwałe są bardziej narażone na uszkodzenia mechaniczne i siły odśrodkowe, co ogranicza ich zastosowanie w aplikacjach wymagających wysokich prędkości i niezawodności. Jednak prostota konstrukcji i wysoka sprawność sprawiają, że są one często stosowane w wielu mniej wymagających pojazdach elektrycznych.



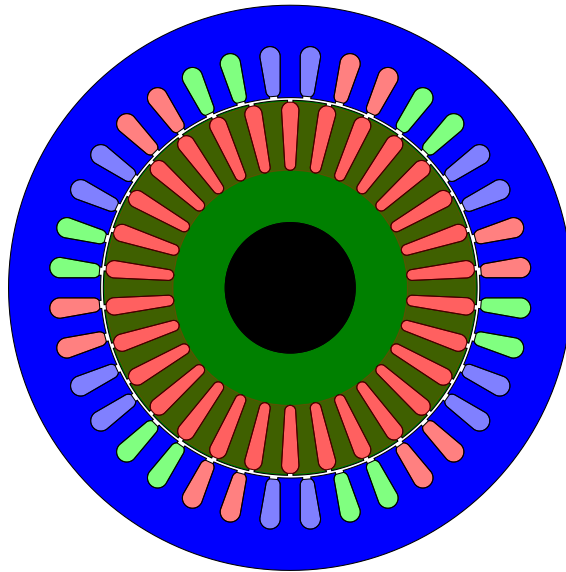
Rys.8. Przekrój poprzeczny silnika typu SPMSM

Silniki ORPMSM (Outer Rotor Permanent Magnet Synchronous Motor) z wirnikiem zewnętrznym mają konfigurację, w której wirnik otacza stojan (rys. 9). Taka konstrukcja pozwala na lepsze wykorzystanie przestrzeni i może zwiększać moment obrotowy przy mniejszych wymiarach silnika. Silniki te są często stosowane w aplikacjach wymagających kompaktowych rozwiązań, o wysokiej wydajności, takich jak bezpośrednie napędy kół w pojazdach elektrycznych. Konstrukcja z wirnikiem zewnętrznym jest bardziej skomplikowana pod względem mechanicznym i kosztowna w produkcji, ale korzyści w postaci zwiększonego momentu obrotowego i wysokiej sprawności sprawiają, że silniki ORPMSM są atrakcyjną opcją w wielu zaawansowanych zastosowaniach.



Rys.9. Przekrój poprzeczny silnika typu ORPMSM z wirnikiem zewnętrznym

Silniki indukcyjne (rys. 10), choć nie są tak popularne w napędach trakcji drogowej jak silniki synchroniczne z magnesami trwałymi, są również stosowane z powodzeniem w pojazdach elektrycznych. W silnikach indukcyjnych moment obrotowy jest generowany w wyniku indukowania prądu w zwartym uzwojeniu wirnika, wykonanym zwykle jako odlewane uzwojenie klatkowe. W konstrukcji silników indukcyjnych nie występują drogie materiały magnetyczne z domieszkami pierwiastków ziem rzadkich, jak np. magnesy trwałe NdFeB. Główną zaletą silników indukcyjnych jest więc prostota konstrukcji i niższe koszty produkcji. Silniki indukcyjne są bardzo wytrzymałe i mogą pracować w szerokim zakresie prędkości obrotowych. Ich sprawność jest zazwyczaj niższa niż silników PMSM, co może prowadzić do większych strat energii i mniejszej sprawności całego napędu. Jednak ich wytrzymałość i niezawodność sprawiają, że są one dobrym wyborem w aplikacjach, gdzie prostota i trwałość są nadrzędne.

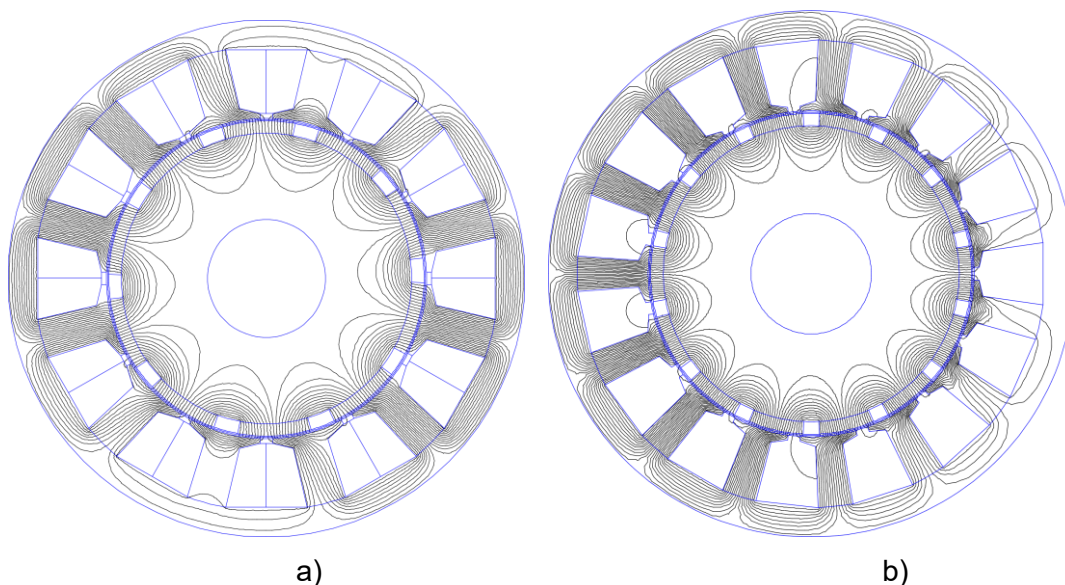


Rys.10. Przekrój poprzeczny silnika indukcyjnego

Wybór odpowiedniego silnika zależy od specyficznych wymagań aplikacji, takich jak wymagana moc, gabaryty, sprawność, koszty użytkowania oraz warunki pracy.

Wyżej wymienione zalety silników z magnesami trwałymi typu IPMSM zdecydowały, że ten typ silnika został wybrany przez autora pracy jako najlepiej spełniający wymagania napędu trakcyjnego przeznaczonego do zastosowania w nowoczesnych autobusach i pojazdach ciężarowych lub innych ciężkich pojazdach z napędem elektrycznym. W pracy skupiono się na projektach oraz badaniach tego typu silników, również ze względu na możliwości produkcyjne i technologiczne Działu Prototypów i Urządzeń Specjalnych Łukasiewicz - GIT.

W trakcie analizy możliwości zastosowania różnych typów silników jako elementów napędów trakcyjnych ciężkich pojazdów, odrzucono silniki z uzwojeniami twornika o cewkach skupionych oraz silniki z osiowym kierunkiem rozptywu strumienia magnetycznego głównego, ponieważ silniki te, ze względu na skupione uzwojenia, mogą generować nierównomierne siły elektromagnetyczne [77], [97], co może prowadzić do większych wibracji i hałasu podczas pracy silnika. Przykłady takich silników pokazano na rys. 11. Jednakże, skomplikowana technologia wykonania oraz skłonność do wibracji i hałasu wymagają dodatkowych rozwiązań technicznych, które podnoszą koszty wykonania silnika, co w przypadku napędu do autobusów jest trudne do zaakceptowania przez producenta tych pojazdów. Ewentualny wybór silnika z uzwojeniami o cewkach skupionych lub z osiowym rozptyłem strumienia magnetycznego zależy od specyficznych wymagań aplikacji oraz możliwości technicznych, jakie można zastosować w celu minimalizacji negatywnych aspektów tego typu silników.



Rys.11. Rozkład linii pola magnetycznego w przekrojach silników z uzwojeniami skupionymi: (a) $2p = 10$ i $Q_s = 12$ oraz (b) $2p = 14$ i $Q_s = 15$, silnik niezbalansowany

6. Obliczenia poziomu hałasu w maszynach trakcyjnych

6.1. Modelowanie wibroakustyczne silników trakcyjnych

Modelowanie oraz obliczenia poziomu hałasu i drgań w trakcyjnych silnikach synchronicznych z magnesami trwałymi PMSM stanowią złożony, interdyscyplinarny proces, który obejmuje analizy elektromagnetyczne, mechaniczne oraz termiczne [7], [8], [23], [41], [69]. Wprowadzenie magnesów trwałych do konstrukcji wirnika pozwala na eliminację uzwojeń wzbudzenia, co redukuje straty mocy związane z prądami wzbudzenia i przekłada się na wyższą efektywność energetyczną całego układu napędowego. Zastosowanie magnesów o wysokiej gęstości strumienia magnetycznego, takich jak NdFeB (neodym-żelazo-bor), sprzyja poprawie parametrów pracy maszyny, ale jednocześnie powoduje występowanie silnych, zmiennych w czasie sił elektromagnetycznych podczas ruchu wirnika. Siły te stanowią jedno z głównych źródeł drgań i poziomu hałasu silnika, szczególnie w zakresie średnich i wysokich częstotliwości [8], [10], [12], [41], [78]. Ich charakter i rozkład przestrzenny zależą od geometrii szczeliny powietrznej, struktury zębów stojana, układu magnesów oraz parametrów eksploatacyjnych silnika.

Proces rozpoczyna się od opracowania dokładnego modelu elektromagnetycznego, który pozwala na wyznaczenie rozkładu pól magnetycznych oraz sił elektromagnetycznych działających w szczeliny powietrznej i na elementy konstrukcyjne stojana [7], [8], [10], [11], [65]. Obliczenia te prowadzone są

z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES), co umożliwia odwzorowanie nieliniowych właściwości materiałów magnetycznych oraz uwzględnienie rzeczywistej geometrii obwodu elektromagnetycznego silnika. Siły elektromagnetyczne generowane podczas pracy maszyny powodują cykliczne naprężenia w elementach pakietu blach stojana i uzwojenia silnika, które następnie są przenoszone na korpus silnika, wywołując lokalne i globalne drgania.

Po zakończeniu obliczeń elektromagnetycznych, uzyskane rozkłady sił służą jako dane wejściowe do analizy strukturalnej. Modelowanie mechaniczne jest realizowane również z wykorzystaniem MES. Oprócz sił elektromagnetycznych, istotne źródła drgań i poziomu hałasu mogą pochodzić także z zaburzeń mechanicznych wynikających z tolerancji technologicznych, które mają wpływ na: niewyważenie wirnika, miejscowe zmiany przekroju kadłuba i innych elementów konstrukcyjnych silnika, dokładność montażu, niewspółosiowość wału oraz luzy w układzie łożyskowym, [23], [34], [59]. Niewyważenie wirnika może generować niskoczęstotliwościowe drgania o charakterze periodycznym, natomiast rezonanse konstrukcyjne mogą wzmacniać drgania w wybranych pasmach częstotliwości, często pokrywających się z częstotliwościami harmonicznymi pochodzącymi od falownika napędu [11], [12], [12], [23], [57], [59], [69]. Falownik zasilający ma istotny wpływ na akustyczne właściwości maszyn PMSM. Przykładowo, stosowanie modulacji szerokości impulsów (PWM) [4], [74], [75], [98], [99] oraz określonych metod sterowania prądami fazowymi może wprowadzać dodatkowe harmoniczne do przebiegów prądowych i momentu elektromagnetycznego. W rezultacie pojawiają się dodatkowe komponenty sił wymuszających, co przekłada się na zwiększony poziom drgań i poziomu hałasu. Uwzględnienie tego aspektu wymaga modelowania elektromechanicznego z uwzględnieniem parametrów napędu, strategii sterowania i charakterystyki przekształtników energoelektronicznych.

Końcowy etap modelowania polega na walidacji wyników analiz na modelach numerycznych poprzez ich porównanie z wynikami eksperymentalnych testów wibroakustycznych, przeprowadzanych na prototypach. Pomiary te umożliwiają identyfikację rzeczywistych źródeł hałasu, weryfikację poprawności i kalibrację modeli numerycznych oraz korektę przyjętych założeń. Dzięki porównaniu i analizie wyników symulacji i testów, możliwe jest wdrożenie ukierunkowanych modyfikacji konstrukcyjnych - takich jak zmiana grubości jarzma pakietu stojana, dodanie pierścieni usztywniających w kadłubie, korekta profilu zębów stojana lub zastosowanie materiałów tłumiących - które prowadzą do skutecznej redukcji poziomu emisji akustycznej.

Modelowanie wibroakustyczne silników PMSM, szczególnie tych przeznaczonych do zastosowań trakcyjnych, wymaga podejścia holistycznego, które uwzględnia ściśle współzależności pomiędzy zjawiskami: mechanicznymi, elektromagnetycznymi,

strukturalnymi, termicznymi oraz sterowaniem elektrycznym. Dopiero uwzględnienie wszystkich tych aspektów umożliwi rzeczywiste odwzorowanie zachowania układu oraz jego optymalizację pod kątem ograniczenia poziomu hałasu i drgań.

6.2. Analiza sił w szczelinie powietrznej silników PMSM

6.2.1. Siły promieniowe

Siły promieniowe działające na części przyszczelinowe obwodu magnetycznego w silnikach PMSM odgrywają ważną rolę w generowaniu poziomu hałasu i drgań [7], [8], [41]. Aby w pełni zrozumieć ich wpływ, konieczna jest szczegółowa analiza mechanizmów ich powstawania oraz sposobu ich oddziaływania z konstrukcją silnika. Siły promieniowe wynikają z oddziaływań elektromagnetycznych pomiędzy strumieniem magnetycznym wzbudzenia pochodzącym od magnesów trwałych znajdujących się w wirniku a uzębioną strukturą stojana [7], [41]. Ich rozkład zależy nie tylko od strumienia wzbudzenia pochodzącego od magnesów trwałych, ale przede wszystkim od wypadkowego strumienia magnetycznego w szczelinie powietrznej, który stanowi sumę strumienia od magnesów trwałych oraz strumienia wytwarzanego przez prądy płynące w uzwojeniach stojana [10]. Stan zasilania maszyny i jej obciążenie wpływają bezpośrednio na rozkład tego strumienia [10]. W szczególności, siły promieniowe są efektem oddziaływania wypadkowego strumienia z geometrycznie zmienną i nieliniową efektywną permeancją szczeliny powietrznej [41]. Na wartość permeancji wpływają takie czynniki jak uzębienie stojana, skosy żłobków, lokalna mimośrodowość wirnika względem stojana, a także tolerancje technologiczne i montażowe, działanie sił cieplnych lub zużycia eksploatacyjne. W efekcie, powstające siły promieniowe nie są jednorodne ani statyczne - zmieniają się w czasie oraz wzdłuż obwodu szczeliny powietrznej w zależności od konstrukcji silnika. Zmienne promieniowe siły elektromagnetyczne generują okresowe naprężenia w warstwach przyszczelinowych stojana i wirnika [8], [41]. Te naprężenia przenoszą się na pozostałe elementy konstrukcyjne maszyny, w szczególności na kadłub silnika, prowadząc do emisji drgań mechanicznych, które przy odpowiedniej częstotliwości stają się hałasem. W zależności od charakterystyki modalnej konstrukcji stojana i kadłuba, drgania te mogą być częściowo tłumione lub przy zbieżności częstotliwości sił wymuszających z częstotliwościami własnymi stojana i kadłuba prowadzić do rezonansu i znacznego wzrostu poziomu generowanego poziomu hałasu [8], [11], [12], [23], [41].

Analiza literaturowa oraz przeprowadzone badania wykonanych silników wykazały, że największy wpływ na generowanie hałasu w silnikach trakcyjnych mają siły promieniowe wzbudzające tzw. „kształty oddechowe” (breathing modes) stojana,

polegające na jednorodnym rozciąganiu i ściskaniu jego struktury [8], [12], [16], [19], [29], [59], [60], [61], [62], [78]. Kształty oddechowe są szczególnie podatne na wzbudzenia promieniowe ze względu na łatwość tego kształtu do deformacji pakietu blach stojana i kadłuba zgodnie kierunkiem działania tych sił. Zjawiska te występują głównie w zakresie średnich i wysokich częstotliwości, i są najbardziej uciążliwe akustycznie.

Redukcja poziomu hałasu wywoływanego przez siły promieniowe wymaga odpowiednich działań konstrukcyjnych. Jednym ze skutecznych podejść jest optymalizacja liczby żłobków stojana i liczby biegunów wirnika, w celu uniknięcia pokrywania się częstotliwości wymuszeń z częstotliwościami modalnymi konstrukcji. Inne metody obejmują zwiększenie sztywności pakietu blach stojana i kadłuba, zastosowanie materiałów o właściwościach tłumiących oraz wykorzystanie dodatkowych elementów tłumiących, takich jak uzebrowanie lub tłumiki drgań [5], [22], [43], [79], [88].

6.2.2. Siły osiowe

Siły osiowe, choć rzadziej omawiane w kontekście poziomu hałasu generowanego przez silniki elektryczne, również mogą mieć istotny wpływ na powstawanie wibracji i emisję dźwięku, szczególnie w określonych warunkach eksploatacyjnych lub konstrukcyjnych [34], [59], [69]. Ich obecność może prowadzić do powstawania dodatkowych naprężeń osiowych w strukturze silnika, co w konsekwencji może zwiększać poziom hałasu i przyspieszać zużycie elementów mechanicznych [59]. Do źródeł sił osiowych zalicza się m.in. asymetrię pola magnetycznego wzdłuż osi maszyny, wynikającą z tolerancji: wykonania rdzenia, rozmieszczenia magnesów lub luzów uzwojenia w żłobkach [23], [59]. Takie nierównomierne rozłożenie pola magnetycznego może prowadzić do generowania niesymetrycznych sił wzdłuż osi, które działają na tarcze łożyskowe i inne elementy końcowe [59], [69]. Innym czynnikiem są tolerancje mechaniczne, które mogą mieć wpływ na: symetrię obwodu magnetycznego, niewyważenie wirnika, mimośrodowość, nierównomierne obciążenie osiowe, które również mogą prowadzić do wzbudzenia sił osiowych o charakterze dynamicznym. Dodatkowo, nieliniowości w obwodzie magnetycznym, np. wynikające z lokalnego nasycenia lub obecności harmonicznych w prądach zasilających mogą również przyczynić się do powstawania sił wzdłuż osi silnika [23], [59].

Analiza sił osiowych wykorzystuje te same narzędzia, co w przypadku sił promieniowych. Kluczowe znaczenie ma tu metoda elementów skończonych (MES), która umożliwia dokładne odwzorowanie zarówno zjawisk elektromagnetycznych, jak i odpowiedzi dynamicznej konstrukcji na obciążenia osiowe [59], [69]. Modelowanie obejmuje pełną geometrię silnika, właściwości materiałowe oraz warunki brzegowe, szczególnie w rejonie tarcz łożyskowych i połączeń obudowy.

Prawidłowo przeprowadzona analiza sił osiowych pozwala na identyfikację potencjalnych źródeł wibracji i hałasu oraz umożliwia wdrożenie odpowiednich modyfikacji projektowych [69]. Mogą one obejmować np. optymalizację geometrii wirnika, zastosowanie symetrycznych obciążeń elektromagnetycznych, zwiększenie sztywności tarcz końcowych, a także dokładne wyważenie elementów wirujących. Takie działania mają na celu ograniczenie drgań w kierunku osiowym, co przekłada się na zmniejszenie poziomu hałasu, obniżenie obciążenia łożysk oraz wydłużenie żywotności całego układu napędowego [5], [23], [59]. Siły osiowe są szczególnie istotne w silnikach indukcyjnych ogólnego zastosowania, o dużych gabarytach, gdzie mogą powodować specyficzne zjawiska wibroakustyczne. Tarcze łożyskowe tych maszyn, pełniące funkcję zamknięcia kadłuba, mogą w określonych warunkach pracy zachowywać się jak membrany - podobne do powierzchni naciągniętych bębnow [5], [35]. W silnikach z magnesami trwałymi problem występowania sił osiowych ma mniejsze znaczenie ze względu na odmienną konstrukcję wirnika oraz tarcz kadłuba silników trakcyjnych, co skutkuje niższymi wartościami sił działających w kierunku osiowym. W praktyce, w przypadku poprawnie zaprojektowanych i wykonanych silników z magnesami trwałymi, w których zachowana jest współosiowość wirnika, stojana i kadłuba oraz zapewnione jest dokładne wyważenie elementów wirujących, siły osiowe są zwykle na tyle małe, że ich wpływ na całkowity poziom drgań i hałasu można pominąć [23], [69]. W szczególności dotyczy to obliczeń wibroakustycznych Wykorzystujących uproszczone modele analityczne modelach analitycznych lub dwuwymiarowych modelach MES, gdzie siły osiowe nie są zwykle uwzględniane ze względu na ich relatywnie niewielki wpływ w porównaniu do dominujących sił promieniowych [4], [11], [59].

7. Metody obniżenia poziomu hałasu silników trakcyjnych

7.1. Rozwiązania konstrukcyjne stojana

Zwiększenie sztywności stojana i kadłuba to jedna z podstawowych metod redukcji poziomu hałasu w silnikach elektrycznych. Większa sztywność konstrukcji ogranicza deformacje pod wpływem sił magnetycznych, przesuwając częstotliwość drgań własnych w stronę wyższych częstotliwości, zmniejsza amplitudę drgań i tym samym obniża poziom hałasu [71], [76], [88], często przesuwając go w zakres mniej słyszalny dla człowieka. Można to osiągnąć poprzez zastosowanie grubszych ścianek kadłuba, dodatkowych żeber wzmacniających oraz materiałów o wysokiej wytrzymałości. Należy jednak pamiętać, że takie podejście zwiększa masę silnika, co jest niepożądane

w napędach pojazdów elektrycznych, gdzie masa układu napędowego istotnie wpływa na efektywność energetyczną. Projektanci muszą zatem znaleźć kompromis pomiędzy sztywnością a masą konstrukcji.

Redukcja elektromagnetycznych sił wzbudzających to kolejny istotny sposób ograniczenia poziomu hałasu. Siły wytwarzane przez pole magnetyczne mogą prowadzić do drgań stojana, a ich zmniejszenie obniża poziom hałasu, choć jednocześnie może wpływać na wydajność silnika. Osiąga się to poprzez modyfikację konstrukcji magnetycznej wirnika i stojana, optymalizację obwodów magnetycznych oraz dobór materiałów o lepszych właściwościach magnetycznych [61]. Obniżenie wartości sił wzbudzających często wiąże się z redukcją momentu obrotowego i mocy, dlatego ważne jest znalezienie optymalnego punktu pracy, zapewniającego akceptowalny poziom hałasu przy minimalnym wpływie na osiągi napędu.

Dobór odpowiedniej liczby żłobków i biegunów w silniku elektrycznym ma duży wpływ na redukcję poziomu hałasu [5], [20], [64], [71], [86]. Liczba żłobków stojana oraz liczba biegunów silnika wpływa istotnie na harmoniczne pola magnetycznego występujące w szczelinie powietrznej silnika, co oddziałuje na powstawanie drgań i hałasu. Te harmoniczne mogą powodować rezonanse, które są głównym źródłem zwiększenia poziomu hałasu w silnikach. Silniki o większej liczbie żłobków na biegun i fazę cechują się bardziej równomiernym rozkładem sił magnetycznych i mniejszą tendencją do generowania hałasu.

Ograniczenie pulsacji siły promieniowej jest kolejną skuteczną metodą redukcji poziomu hałasu. Siły działające na wewnętrzną powierzchnię stojana mogą wywoływać drgania i emisję dźwięku, a ich pulsacje są często efektem zniekształceń pola magnetycznego oraz nierównomiernego rozkładu prądów w uzwojeniach, jest to szczególnie widoczne przy zasilaniu z niedopasowanych falowników. W odpowiednio dopasowanym falowniku można zastosować zmodyfikowane oprogramowanie wewnętrzne, z odpowiednio dobranymi harmonicznymi prądu zasilającego które, mogą być wykorzystywane do redukcji pulsacji momentu obrotowego. W konsekwencji prowadzi to do zmniejszenia pulsacji siły promieniowej, a tym samym do ograniczenia drgań i poziomu hałasu w silniku [78], [98], [99]. W praktyce oznacza to implementację algorytmów sterujących, które dynamicznie dostosowują parametry zasilania w odpowiedzi na zmieniające się warunki pracy silnika.

Optymalizacja konstrukcji żłobków i zębów stojana jest także istotna z punktu widzenia redukcji poziomu hałasu. Wprowadzenie zamkniętych żłobków, zoptymalizowanych kształtów zębów oraz wypełnień tłumiących może znacząco zmniejszyć emisję dźwięku. Dodatkowo stosowanie materiałów tłumiących, takich jak

kompozyty czy elastomery, w strategicznych miejscach, pozwala na absorpcję i rozpraszanie energii drgań.

Określenie częstotliwości drgań własnych pakietu stojana i kadłuba pozwala tak zaprojektować konstrukcję, aby uniknąć rezonansu z częstotliwościami wzbudzeń elektromagnetycznych. Zastosowanie metod elementów skończonych (MES) 2D i 3D w modelach strukturalnych umożliwia precyzyjne uwzględnienie skomplikowanych geometrii i przewidywanie reakcji konstrukcji na różne wzbudzenia. Analiza modalna pozwala zidentyfikować krytyczne częstotliwości drgań własnych, które mogą prowadzić do rezonansów z siłami deformującymi.

Wybór odpowiednich materiałów do budowy kadłuba silnika ma istotne znaczenie dla redukcji poziomu hałasu, masy i wytrzymałości układu. Kadłuby wykonane z materiałów o wysokiej tłumienności, takich jak żeliwo, skutecznie redukują drgania i hałas. Stosuje się także metody izolacji stojana w kadłubie, polegające na użyciu materiałów izolacyjnych i rozwiązań konstrukcyjnych zmniejszających bezpośredni kontakt między stojanem a obudową, co minimalizuje przenoszenie drgań i hałasu na otoczenie [79]. Choć techniki te są szeroko stosowane w nowoczesnych silnikach elektrycznych, w napędach trakcyjnych zazwyczaj nie znajdują zastosowania z uwagi na wymagania dotyczące masy i wymiarów, a także znaczące pogorszenie odprowadzania ciepła, co prowadzi do wzrostu temperatury pracy i spadku efektywności. Ponadto wykorzystanie struktur kompozytowych łączących różne materiały o komplementarnych właściwościach tłumiących pozwala dodatkowo ograniczyć poziom hałasu [44], [64], [71], [86]. Warto zauważyć, że w przypadku zaprojektowanych silników sam sposób wykonania kadłuba miał istotne znaczenie. Kadłub odlewany z aluminium miał znacznie wyższą odpowiedź amplitudową w porównaniu do kadłuba wykonanego ze zwijanej aluminiowej blachy a następnie spawanego. Szczegóły badań obu kadłubów zawarto w publikacji [37]. Dlatego dobór odpowiednich materiałów i technologii produkcji kadłuba ma istotny wpływ na końcowy poziom hałasu generowanego przez silnik.

7.2. Rozwiązania konstrukcyjne wirnika

Podobnie jak w przypadku rozwiązań konstrukcyjnych stojana, istnieją również rozwiązania konstrukcyjne wirnika, które pozwalają ograniczyć drgania i hałas silników elektrycznych PMSM. Do najczęściej stosowanych metod można zaliczyć wykonanie skosu rdzenia magnetycznego wirnika [90] z magnesami mocowanymi wewnątrz lub na powierzchni wirnika, w zależności od typu silnika: IPMSM lub SPMSM. Skos magnesów jest stosowany w celu ograniczenia tzw. momentu zaczepowego [100], [101], [102], [103] oraz zmniejszenia pulsacji momentu obrotowego i sił elektromagnetycznych, co w konsekwencji prowadzi do redukcji poziomu hałasu. Często stosowaną metodą jest

również wprowadzenie symetrycznych nieregularności powierzchni wirnika [6], [13], [14], [15]. Celem takich modyfikacji jest tłumienie wybranych harmonicznym strumienia magnetycznego oraz redukcja sił promieniowych, które są głównymi źródłami poziomu hałasu w tego typu silnikach. Modyfikacje polegają na wprowadzeniu symetrycznych nacięć lub wyżłobień przyszczelinowej części wirnika, które zmieniają rozkład sił magnetycznych w szczelinie powietrznej, a równocześnie pozwalają ograniczyć hałas. W wirnikach silników z magnesami trwałymi stosuje się również odpowiednie rozmieszczenie i długości mostków magnetycznych oraz ułożenie magnesów trwałych [8]. Szczególnie w silnikach IPMSM, optymalne rozmieszczenie magnesów wewnątrz wirnika może znacznie zmniejszyć pulsacje sił promieniowych, co bezpośrednio wpływa na redukcję drgań i poziomu hałasu.

Zawartość harmonicznym gęstości sił promieniowych w szczelinie powietrznej silnika silnie zależy od konstrukcji obwodu magnetycznego wirnika oraz rozmieszczenia magnesów. Odpowiednie rozmieszczenie magnesów i ich długość mogą znacząco zmniejszyć amplitudy sił promieniowych, tym samym ograniczyć poziom hałasu generowanego przez silnik.

7.3. Rozwiązania konstrukcyjne kadłuba i tarcz łożyskowych silnika

Stosowane rozwiązania konstrukcyjne kadłuba silnika oraz tarcz mają również istotne znaczenie w minimalizacji poziomu hałasu generowanego przez silniki trakcyjne. Jednym z głównych rozwiązań jest zastosowanie odpowiednich materiałów do budowy kadłuba i tarcz. Materiały o wysokiej tłumienności mogą skutecznie redukować drgania i hałas generowany przez silnik [104]. Na przykład, zastosowanie kompozytów lub stopów metali o wysokich właściwościach tłumiących może znacznie obniżyć poziom hałasu. Odpowiednie materiały mogą zmniejszyć przenoszenie drgań z wirnika na kadłub i tym samym zmniejszyć emisję hałasu.

Ważnym aspektem konstrukcji silników trakcyjnych jest także optymalizacja kształtu i struktury kadłuba oraz tarcz. Kadłuby o zwiększonej sztywności konstrukcyjnej pozwalają minimalizować amplitudę drgań, co prowadzi do redukcji poziomu hałasu [78]. Zastosowanie żeber wzmacniających oraz dodatkowych wzmocnień strukturalnych w newralgicznych miejscach kadłuba umożliwia efektywne zwiększenie jego sztywności, co przekłada się na lepsze tłumienie drgań i ograniczenie transmisji energii akustycznej na zewnątrz [5], [78].

Istotną rolę w ograniczaniu poziomu hałasu odgrywa także analiza modalna kadłuba i tarcz łożyskowych. Pozwala ona na identyfikację częstotliwości drgań własnych tych elementów i projektowanie konstrukcji w taki sposób, by unikać pokrywania się tych częstotliwości z głównymi pasmami wzbudzeń elektromagnetycznych pochodzących

z pracy silnika [63], [78]. Przypadki nakładania się częstotliwości drgań własnych z wymuszeniami elektromagnetycznymi prowadzą do lokalnych rezonansów, które skutkują znaczącym wzrostem poziomu hałasu [5].

Kolejnym rozwiązaniem konstrukcyjnym jest stosowanie materiałów tłumiących w strategicznych miejscach kadłuba i tarcz łożyskowych. Takie materiały mogą być umieszczane w punktach krytycznych dla drgań, w celu absorpcji i rozpraszania energii, co skutkuje obniżeniem poziomu emisji hałasu [104]. Przykładem mogą być elastomery lub specjalne wkładki tłumiące, które skutecznie minimalizują przekazywanie drgań mechanicznych do otoczenia.

Optymalizacja konstrukcji kadłuba i tarcz silników trakcyjnych, poprzez odpowiedni dobór materiałów, zwiększenie sztywności konstrukcji, analizę modalną oraz zastosowanie materiałów tłumiących, pozwala na znaczne zredukowanie poziomu hałasu generowanego przez silniki elektryczne. Wszystkie te działania powinny być zintegrowane z projektowaniem całego układu napędowego, co zapewnia uzyskanie wysokiego komfortu akustycznego i spełnienie wymagań współczesnej elektromobilności [5], [63], [78], [104].

7.4. Zasilanie falownikowe i aktywna redukcja poziomu hałasu silników

7.4.1. Wpływ zasilania falownikowego na poziom hałasu silników

Zasilanie silników z magnesami trwałymi (PMSM) przy użyciu falowników ma istotny wpływ na poziom generowanego hałasu, co wynika zarówno z charakterystyki modulowanego napięcia, jak i z obecności wyższych harmonicznym w przebiegach prądowych [5], [6], [7], [98]. Falowniki, poprzez zastosowanie modulacji szerokości impulsów (PWM), generują prądy o wysokiej zawartości wyższych harmonicznym, które oddziałują elektromagnetycznie na strukturę silnika. Harmoniczne te wprowadzają dodatkowe siły w częściach przyszczelinowych obwodu magnetycznego, co skutkuje powstawaniem drgań i emisją hałasu - zwłaszcza w zakresie średnich i wysokich częstotliwości [8], [43].

W silnikach PMSM podstawowym źródłem sił magnetycznych są magnesy trwałe umieszczone w wirniku. Jednakże, zasilanie z falownika modyfikuje rozkład tych sił, wprowadzając pulsacje i zmienność ich w czasie. W sytuacji, gdy częstotliwości harmonicznym prądów zasilających pokrywają się z częstotliwościami rezonansowymi poszczególnych elementów konstrukcyjnych silnika - takich jak stojan, tarcze łożyskowe czy kadłub - może dojść do znacznego wzrostu drgań i tym samym poziomu hałasu [5], [105]. Zjawiska rezonansowe w takich przypadkach prowadzą do lokalnych wzmocnień

amplitudy drgań, co może być odczuwalne w pełnym zakresie prędkości obrotowych, zwłaszcza w zastosowaniach trakcyjnych.

Kolejnym problemem są pulsacje momentu obrotowego, będące skutkiem zniekształceń w przebiegach prądu wyjściowego falownika. W szczególności falowniki o niższej częstotliwości PWM mogą generować istotne zakłócenia momentu, które przenoszą się na mechaniczne elementy konstrukcji. Częstotliwość przełączeń tranzystorów mocy (PWM) w falowniku ma istotne znaczenie dla spektrum akustycznego generowanego poziomu hałasu. Wyższe częstotliwości przełączeń tranzystorów mocy pozwalają przesunąć częstotliwość dźwięku poza zakres słyszalności człowieka (do strefy ultradźwięków), co może znacząco poprawić komfort akustyczny ludzi znajdujących się w otoczeniu. Jednakże, wyższa częstotliwość wiąże się również z większymi stratami przełączeniowymi i wzrostem temperatury, co wymaga skuteczniejszego chłodzenia oraz wpływa na całkowitą efektywność energetyczną i trwałość mechaniczną napędu [98], [99]. Optymalizacja częstotliwości przełączeń jest zatem kompromisem pomiędzy wymaganiami akustycznymi, sprawnością układu i wymaganiami termicznymi.

7.4.2. Modyfikacja oprogramowania falownika

Modyfikacje oprogramowania falownika są trudnym i kosztownym czynnikiem w redukcji poziomu hałasu generowanego przez trakcyjne silniki synchroniczne z magnesami trwałymi (PMSM). Te modyfikacje skupiają się na optymalizacji sterowania prądami, minimalizacji pulsacji momentu obrotowego i sił promieniowych oraz na adaptacji częstotliwości pracy falownika, aby uniknąć rezonansów. Jednak takie oprogramowanie musi być każdorazowo dopasowane do danego typu silnika, jego prędkości obrotowych oraz sposobu montażu. Zasilanie falownikowe wpływa na generowanie wyższych harmonicznnych w przebiegach prądów, które wprowadzają dodatkowe siły elektromagnetyczne działające na konstrukcję silnika. Harmoniczne te mogą powodować wibracje i hałas, zwłaszcza w zakresie średnich i wysokich częstotliwości [23], [78]. Aby temu zapobiec, stosuje się zaawansowane algorytmy modulacji szerokości impulsów (PWM) napięcia zasilającego silnik, które minimalizują niepożądane wyższe harmonicznne w przebiegach prądów zasilania. Zaawansowane algorytmy kształtowania napięcia techniką PWM pozwalają na precyzyjne sterowanie kształtem prądu, co prowadzi do redukcji pulsacji momentu obrotowego, odpowiedzialnych za generowanie niepożądanych wibracji i hałasu [78], [98], [99]. W praktyce adaptacyjne algorytmy sterowania mogą dynamicznie dostosowywać częstotliwości łączeń falownika, w zależności od warunków pracy, takich jak obciążenie i prędkość obrotowa, co pozwala na optymalizację pracy silnika pod kątem minimalizacji poziomu hałasu [98]. Kolejnym krokiem jest zastosowanie technik aktywnej kontroli

prądów, które polegają na celowym wstrzykiwaniu dodatkowych harmonicznym do przebiegów prądów zasilających, w celu kompensacji sił promieniowych wywołujących wibracje i hałas [105], [106]. Przykładowo, poprzez kontrolowane wstrzykiwanie wybranych harmonicznym, możliwe jest ograniczenie amplitudy określonych składowych drgań mechanicznym oraz obniżenie poziomu generowanego hałasu bez modyfikacji konstrukcji silnika. Metody te, choć skuteczne, wymagają zaawansowanego sterowaniam oraz dogłębnej znajomości charakterystyki konkretnej maszyny.

Odpowiednia implementacja algorytmów sterowaniam wektorowego FOC (*Field Oriented Control*) oraz zaawansowana analiza modalna konstrukcji silnika i jego sterowaniam umożliwiają identyfikację potencjalnych rezonansów oraz dostrojenie parametrów pracy falownika, tak aby unikać częstotliwości, które mogą prowadzić do nadmiernego poziomu hałasu [12], [78], [105].

7.4.3. Aktywna redukcja poziomu hałasu

Istnieją metody aktywnego tłumienia poziomu hałasu, takie jak technologia ANC (*Active Noise Control*), znana ze słuchawek z aktywną redukcją hałasu czy zastosowań kabinowych, która polega na generowaniu dźwięku w przeciwfazie w celu znoszenia hałasu otoczenia. Teoretycznie technologia ta mogłaby znaleźć zastosowanie również w silnikach elektrycznych, jednak w praktyce jest to obecnie rozwiązanie bardzo trudne do wdrożenia z kilku powodów technicznych i funkcjonalnych [43], [107]. Zasadniczym problemem jest złożoność implementacji ANC w warunkach przemysłowych. Skuteczne działanie systemu wymaga precyzyjnych czujników hałasu oraz odpowiednio rozmieszczonych przetworników akustycznych, które muszą generować fale dźwiękowe o odpowiedniej charakterystyce w czasie rzeczywistym [43]. W silnikach elektrycznych, zwłaszcza trakcyjnych, mamy do czynienia z konstrukcjami złożonymi, pracującymi w bardzo zmiennych warunkach - zarówno pod względem prędkości obrotowej, jak i obciążenia. Tego typu środowisko nie sprzyja stabilnemu działaniu klasycznego systemu ANC, który najlepiej sprawdza się przy dźwiękach o stałej, przewidywalnej charakterystyce częstotliwościowej [107]. Dźwięki generowane przez silnik elektryczny mają dynamiczny charakter, są wynikiem zmieniających się sił elektromagnetycznych i mechanicznych oraz interakcji w konstrukcji maszyny. Skuteczna eliminacja takich hałasów wymagałaby wyjątkowo szybkiego i precyzyjnego systemu kontroli adaptacyjnej, co aktualnie jest nie tylko technologicznie skomplikowane, ale również kosztowne [108], [109]. Konieczność zastosowania dodatkowych komponentów - takich jak układy DSP, czujniki, głośniki i układy sterujące, podnosi koszt całego napędu, zwiększa jego złożoność i wprowadza ryzyko obniżenia niezawodności oraz większego zapotrzebowania na serwisowanie. Dodatkowo system ANC wymaga zasilania, co

oznacza dodatkowe zużycie energii. W przypadku pojazdów elektrycznych, w których liczy się każda oszczędność energii i gdzie efektywność całego napędu ma kluczowe znaczenie, taka dodatkowa konsumpcja może być nieakceptowalna z punktu widzenia projektowego.

Warto podkreślić, że skuteczność ANC jest istotnie ograniczona w środowiskach otwartych i zmiennych, takich jak komory silników elektrycznych. W przeciwieństwie do zamkniętych przestrzeni - np. słuchawek czy kabin - w silniku nie da się jednoznacznie kontrolować kierunku propagacji dźwięku ani jego odbić, co znacząco utrudnia precyzyjne działanie tego systemu.

Z powyższych względów, technologia aktywnej redukcji poziomu hałasu nie znalazła szerokiego zastosowania w konstrukcjach silników elektrycznych [5], [6], [7], [108].

8. Narzędzia do obliczeń elektromagnetycznych i wibroakustycznych

W trakcie realizacji pracy wybrano narzędzia obliczeniowe i metody, które są niezbędne do opracowywania modeli elektromagnetycznych oraz wibroakustycznych trakcyjnych silników synchronicznych z magnesami trwałymi PMSM. Na podstawie przeprowadzonego przeglądu literatury i opisanego tam oprogramowania komercyjnego dostępnego na rynku oraz przeglądu zasobów Internetu, w tym również oprogramowania open-source, wybrano oprogramowanie, przy pomocy którego przeprowadzono obliczenia elektromagnetyczne silników bazujące na modelach polowych MES. Zastosowano niżej wymienione:

a) ANSYS Motor-CAD

Motor-CAD to oprogramowanie do projektowania i analizy maszyn elektrycznych, takich jak PMSM czy silniki indukcyjne. Umożliwia modelowanie zachowań elektromagnetycznych, analizę termiczną i mechaniczną, a także badanie drgań oraz poziomu hałasu.

Ważną funkcją jest analiza wibroakustyczna 2D, pozwalająca symulować drgania i emisję dźwięku, identyfikować źródła hałasu i optymalizować konstrukcję. Motor-CAD wspiera szybkie prototypowanie, umożliwiając porównywanie wariantów projektowych bez budowy kosztownych prototypów fizycznych.

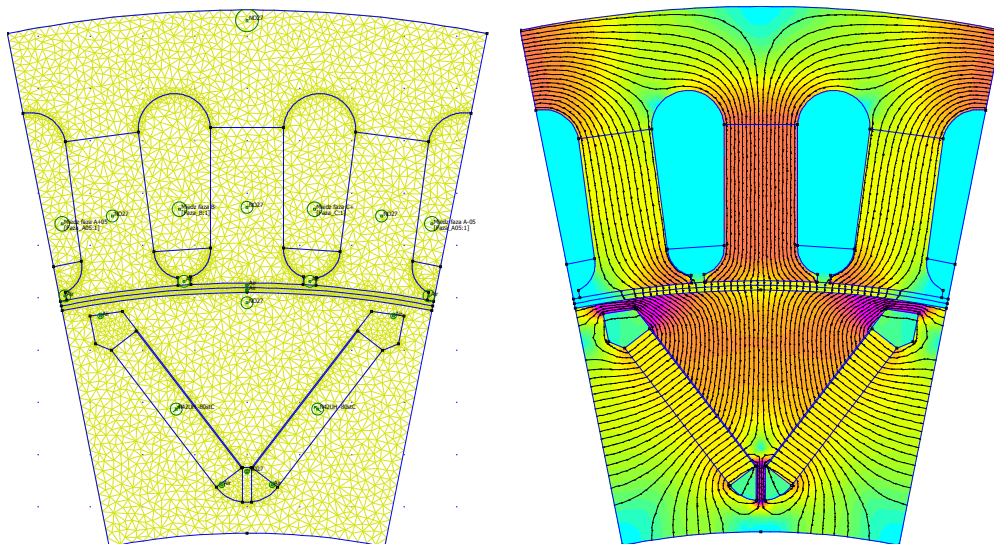
Program oferuje możliwości wizualizacji, generowania raportów oraz pełną integrację z innymi narzędziami inżynierskimi (np. Ansys, MATLAB, Simulink). Najnowsze wersje wprowadzają udoskonalone modele do obliczeń strat i możliwość obliczeń wibroakustycznych z uwzględnieniem uproszczonego kadłuba i pakietu blach stojana.

b) FEMM oraz GNU Octave

FEMM (*Finite Element Method Magnetics*) to otwarte oprogramowanie wykorzystujące metodę elementów skończonych do analizy pól elektromagnetycznych, elektrostatycznych i cieplnych. Jest szeroko stosowane w projektowaniu maszyn elektrycznych, umożliwiając szczegółowe obliczenia rozkładu pola magnetycznego w obwodach silnika dla różnych stanów pracy. Program pozwala wyznaczać siły elektromagnetyczne, analizować generowanie momentu obrotowego. Umożliwia precyzyjne modelowanie uzwojeń stojana i wirnika oraz testowanie różnych wariantów konstrukcyjnych i materiałowych, co sprzyja poprawie sprawności oraz optymalizacji obwodu elektromagnetycznego.

GNU Octave to otwarte środowisko obliczeń numerycznych, stanowiące popularną alternatywę dla MATLAB-a. Umożliwia w połączeniu z FEMM modelowanie i symulację parametrów maszyn elektrycznych, takich jak prądy, moment czy prędkość obrotowa, a także analizę harmonicznym prądów i napięć. Wyniki polowe z FEMM mogą być eksportowane do GNU Octave i wykorzystywane do dalszych analiz. Oba programy obsługują skrypty (LUA w FEMM, .m w GNU Octave), co zapewnia dużą elastyczność w generowaniu modeli i dostosowywaniu analiz do potrzeb projektowych i badawczych.

Na rys. 12 przedstawiono przykładowy model do obliczeń polowych silnika SMwsK280M20 realizowanych w FEMM i GNU Octave. Z uwagi na symetrię obwodu elektromagnetycznego, model obejmuje tylko jeden biegun magnetyczny silnika o liczbie biegunów $2p = 20$. Do przygotowania modelu oraz obliczeń wykorzystano autorskie skrypty.



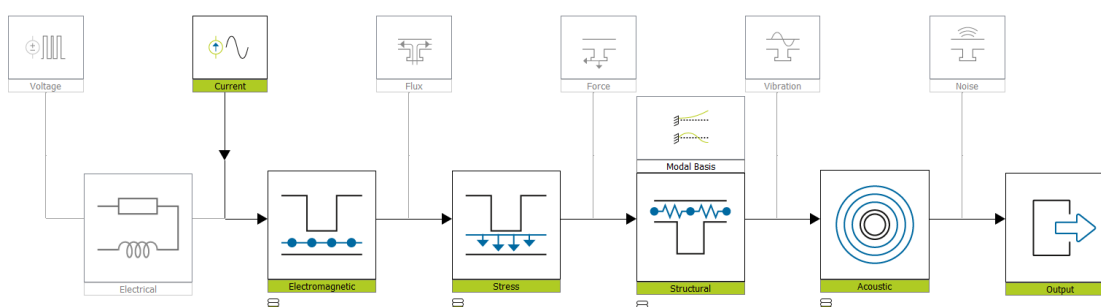
Rys.12. Model do obliczeń polowych realizowanych w FEMM na w obszarze jednego bieguna magnetycznego silnika SMwsK280M20

c) PYLEECAN (*Python Library for Electrical Engineering Computational Analysis*)

PYLEECAN to otwartoźródłowe oprogramowanie w Pythonie przeznaczone do analizy i projektowania maszyn elektrycznych, takich jak PMSM czy silniki indukcyjne. Umożliwia tworzenie modeli geometrycznych i materiałowych oraz symulacje elektromagnetyczne z wykorzystaniem metody elementów skończonych (MES). Program wspiera także analizy termiczne i mechaniczne, pozwalając oceniać nagrzewanie, wytrzymałość konstrukcji, drgania i hałas. Oferuje narzędzia do optymalizacji projektów w zakresie parametrów elektromagnetycznych, cieplnych i mechanicznych. Dzięki integracji z bibliotekami języka Python (NumPy, SciPy, Matplotlib) oraz możliwością współpracy z oprogramowaniem MANATEE, PYLEECAN stanowi elastyczne narzędzie do zaawansowanych analiz i symulacji maszyn elektrycznych.

d) Eomys MANATEE

MANATEE to oprogramowanie firmy Eomys Engineering przeznaczone do analizy wibroakustycznej maszyn elektrycznych, szczególnie PMSM i silników indukcyjnych. Umożliwia identyfikację i redukcję źródeł hałasu oraz drgań poprzez analizę modalną i harmoniczną sił w szczelinie powietrznej. Program wspiera modelowanie elektromagnetyczne, ocenę wpływu pól magnetycznych na emisję hałasu i optymalizację konstrukcji (geometrii, uzwojeń, układów magnetycznych). MANATEE integruje się z programami MATLAB, Simulink, Ansys oraz oferuje rozbudowane narzędzia wizualizacji i raportowania. Dane wejściowe mogą pochodzić m.in. z aplikacji PYLEECAN, co umożliwia kompleksową analizę wibroakustyczną (NVH) i ułatwia przygotowanie modeli maszyn elektrycznych. Na rys. 13 przedstawiono interfejs stanowiący strukturę obliczeń programu Eomys MANATEE.



Rys.13. Interfejs oraz struktura obliczeń programu Eomys MANATEE

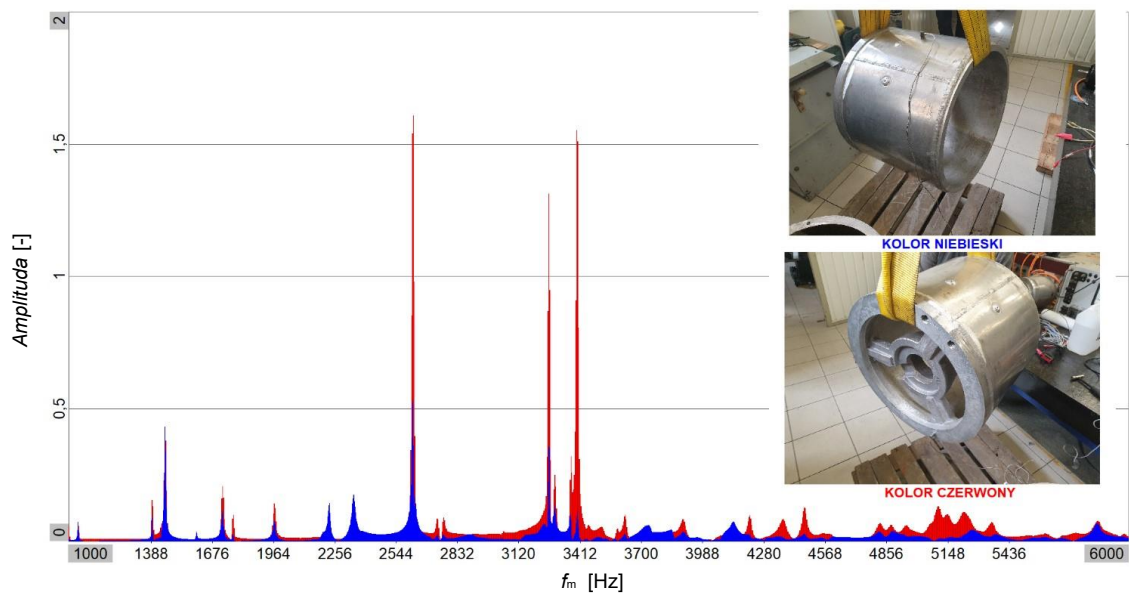
9. Rozszerzona metoda hybrydowa 2D obliczeń wibroakustycznych.

Projektując silniki trakcyjne z magnesami trwałymi, konieczne jest szybkie, a zarazem wiarygodne szacowanie ich właściwości wibroakustycznych, zanim zostaną

wykonane kosztowne prototypy. Zdaniem autora optymalnym rozwiązaniem, stanowiącym kompromis pomiędzy czasem obliczeń a czasem potrzebnym na przygotowanie modelu wykorzystywanego na wczesnym etapie projektowania, jest zaproponowana rozszerzona hybrydowa metoda 2D. Metoda wykorzystuje połączenie podejścia analitycznego z dwuwymiarową metodą elementów skończonych oraz korektę uzyskanych wyników poziomu mocy akustycznej o wpływ zasilania falownikowego i rzeczywistego oddziaływania kadłuba na końcowy poziom mocy akustycznej silnika o zbliżonych wymiarach gabarytowych. Zastosowanie tych korekt jest niezbędne ze względu na brak możliwości uwzględnienia parametrów rzeczywistego kadłuba silnika oraz zasilania falownikowego w dostępnych programach obliczeniowych.

Pierwszym krokiem opracowanej metody są obliczenia analityczne, w ramach, których już na etapie wstępnej analizy można wyznaczyć częstotliwości kształtu przestrzennego oddechowego, mającego największy wpływ na poziom mocy akustycznej silników trakcyjnych. W tym celu wykorzystuje się równania (3.4-3) i (3.4-4), które pozwalają określić częstotliwość oddechowego kształtu przestrzennego oraz wskazać, które kolejne kształty mogą być przyczyną hałasu. Dla pierwszego analizowanego silnika prototypowego typu SMwsK280M20, częstotliwość kształtu oddechowego jest równa sześciokrotności częstotliwości prądu zasilania ($6f_s$) lub sześćdziesięciokrotności prędkości obrotowej wyrażonej w obrotach na sekundę (H60), kolejne oddechowe kształty przestrzenne są jego wielokrotnością. Przy prędkości maksymalnej silnika wynoszącej 3000 obr./min (50 obr./s) częstotliwość kształtu przestrzennego oddechowego ($r = 0$) wynosi 3000 Hz, natomiast dla prędkości 2000 obr./min wartość ta wynosi 2000 Hz. Znając częstotliwości drgań własnych kadłuba, już na etapie wstępnych obliczeń można określić, czy wystąpi rezonans. Dla silników o wzniosie mechanicznym 280 mm częstotliwości modalne kadłubów wykonanych z aluminium zwykle nie przekraczają 3000 Hz [110], a wraz ze wzrostem wielkości maszyny obniżają się. Dla wykonanego kadłuba silnika SMwsK280M20 nie zostały zmierzone dokładne częstotliwości modalne, ponieważ został on zaprojektowany bez wcześniejszej analizy i obliczeń wibroakustycznych. Na rys. 14 przedstawiono zmierzone częstotliwości drgań własnych kadłubów silników seryjnych, które wynoszą 2622 Hz, 3264 Hz oraz 3397 Hz. Kadłub silnika SMwsK280M20 różnił się nieznacznie wymiarami w stosunku do badanych kadłubów, dlatego w celu pokazania metody analizy wibroakustycznej wykorzystano kadłuby silników seryjnych. W przypadku zastosowania jednego z przedstawionych kadłubów w silniku SMwsK280M20, przy prędkości obrotowej 2622 obr./min wystąpi rezonans pomiędzy kształtem oddechowym a częstotliwościami drgań własnych kadłuba. Rezonans ten powoduje nadmierny wzrost drgań oraz poziomu emitowanej mocy akustycznej analizowanego silnika. Na tym etapie

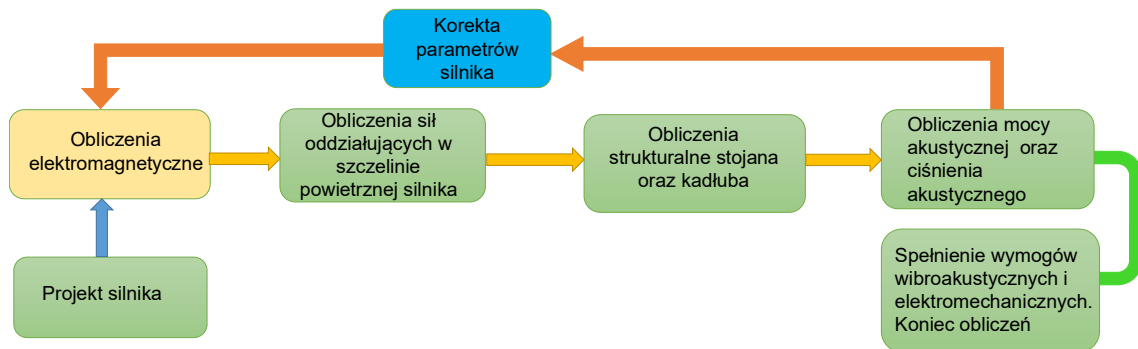
należałoby powrócić do założeń projektowych i wybrać inną liczbę biegunów oraz żłobków stojana, tak aby częstotliwość zerowego kształtu przestrzennego znalazła się poza zakresem częstotliwości drgań własnych kadłuba.



Rys.14. Pomiary częstotliwości modalnych dla kadłuba odlewanego oraz kadłuba spawanego

W silnikach synchronicznych oprócz kształtu oddechowego mogą również wystąpić inne kształty przestrzenne. Na podstawie wzoru (3.4-4) dla analizowanego silnika kolejnym niezerowym kształtem przestrzennym jest $r' = 20$. Jest to kształt wirujący, charakteryzujący się dwudziestoma amplitudami rozmieszczonymi wzdłuż obwodu elektromagnetycznego. Częstotliwość odpowiadająca temu kształtowi to $H20$, a kolejne częstotliwości tego kształtu przestrzennego są jego wielokrotnościami. Ponieważ sztywność kadłuba i pakietu stojana dla trybów wirujących, zwłaszcza o dwudziestu amplitudach na obwodzie ($r' = 20$), jest około stukrotnie większa w porównaniu z sztywnością dla kształtu przestrzennego zerowego (rys. 23), tryby te mają znacznie mniejszy udział w generowaniu hałasu w silnikach trakcyjnych. Jeżeli uznamy, że zaproponowany model silnika spełnia wymagania wibroakustyczne, można przejść do kolejnego etapu obliczeń z wykorzystaniem klasycznego modelu elektromagnetycznego 2D. Po przeprowadzeniu obliczeń dla stanu ustalonego uzyskuje się rozkład gęstości sił Maxwella działających na części przyszczelinowe obwodu elektromagnetycznego silnika (rys. 24). Rozkład ten poddaje się transformacji Fouriera w kierunku obwodowym, dzięki czemu przy każdej zadanej prędkości obrotowej otrzymujemy widmo harmonicznych opisanych kształtem przestrzennym r (rys.25). W kolejnym kroku buduje się uproszczony, osiowosymetryczny model strukturalny 2D kadłuba wraz z uwzględnieniem pakietu blach i masy uzwojenia stojana. Przy użyciu analizy modalnej wyznaczamy częstotliwości własne dla kolejnych kształtów przestrzennych (rys.22). Po

zestawieniu listy częstotliwości własnych z listą częstotliwości wymuszeń odniesionych do prędkości obrotowej można określić, przy jakiej prędkości obrotowej może pojawić się rezonans. Jeżeli taka sytuacja wystąpi należy rozpocząć modyfikację projektu obwodu elektromagnetycznego: zmianę liczby żłobków, korektę wymiaru jarzma, zwiększenie grubości korpusu lub modyfikację mostków magnetycznych w wirniku. Ogólny schemat obliczeń wibroakustycznych z wykorzystaniem metody hybrydowej przedstawiono na rys. 15.



Rys.15. Ogólny schemat obliczeń wibroakustycznych

Hybrydowe obliczenia hałasu oparte na rozszerzonej metodzie MES 2D okazują się wystarczająco szybkie, aby umożliwić przeprowadzenie dziesiątek iteracji w standardowym cyklu rozwoju napędu, a jednocześnie na tyle dokładne, że po uwzględnieniu korekt wynikających z zasilania falownikowego oraz zastosowania rzeczywistego kadłuba pozwalają z dużą precyzją wskazywać częstotliwości rezonansowe oraz uzyskiwać wartości mocy akustycznej SWL zbliżone do rzeczywistych. Opracowana rozszerzona metoda hybrydowa została zastosowana zarówno do analizy wcześniej wykonanego silnika prototypowego SMwsK280M16, jak i do obliczeń silników seryjnych. Dzięki temu stanowi dziś podstawowe narzędzie wstępnej oceny właściwości wibroakustycznych silników trakcyjnych z magnesami trwałymi opracowywanych w Łukasiewicz - GIT.

10. Wytyczne projektowe zastosowane w obliczeniach silników

Poniższe wytyczne opracowano w celu ułatwienia projektowania silników trakcyjnych z magnesami trwałymi pod względem wibroakustycznym. Proces projektowy opiera się na rozszerzonej metodzie hybrydowej, łączącej obliczenia analityczne, symulacje 2D MES oraz korekty wynikające z weryfikacji laboratoryjnej.

a) Analiza wstępna - metoda analityczna

Pierwszym etapem projektowania jest szybka ocena właściwości wibroakustycznych silnika z wykorzystaniem obliczeń analitycznych.

- Identyfikacja częstotliwości wymuszeń: Celem jest wyznaczenie częstotliwości oddechowego kształtu przestrzennego ($r = 0$), który jest głównym źródłem poziomego hałasu w silnikach trakcyjnych. W tym celu wykorzystuje się równanie (3.4-3).
- Ocena ryzyka rezonansu: Znając częstotliwości drgań własnych dla analogicznego kadłuba o zbliżonych parametrach, należy sprawdzić, czy nie pokrywają się one z częstotliwościami oddechowymi. Jeśli istnieje ryzyko rezonansu, projekt wymaga natychmiastowej korekty, np. poprzez zmianę liczby biegunów, żłobków pakietu stojana lub korektę długości silnika. Należy pamiętać, że częstotliwości modalne kadłubów aluminiowych o wzniosie mechanicznym 280 mm zazwyczaj nie przekraczają 3000 Hz i obniżają się wraz ze wzrostem wzniosu mechanicznego maszyny.
- Rola innych kształtów przestrzennych: Należy również oszacować częstotliwości kolejnych kształtów przestrzennych, ale nie są one priorytetem, ponieważ ich wpływ na hałas jest minimalny ze względu na znacznie większą sztywność konstrukcji, która tłumia te drgania. W tym celu wykorzystuje się równanie (3.4-4).

b) Optymalizacja wibroakustyczna projektu-modelowanie hybrydowe MES 2D

Po wstępnej pozytywnej analizie przechodzimy do szczegółowego modelowania, które integruje zalety szybkiej symulacji numerycznej MES 2D z analizą strukturalną.

- Precyzyjne modelowanie sił promieniowych: Należy wykorzystać oprogramowanie do symulacji elektromagnetycznych (np. FEMM, Motor-CAD) do uzyskania rozkładu sił Maxwella. W pracy udowodniono że zarówno siły styczne jak również siły osiowe działające w szczelinie powietrznej mają niewielki wpływ za poziom generowanego hałasu, dlatego należy analizować wyłącznie siły promieniowe. Używając FFT należy uzyskać widmo harmonicznym sił lub ich gęstości działających w szczelinie powietrznej na przyszczelinowe części obwodu elektromagnetycznego silnika, co pozwoli na zidentyfikowanie źródeł i częstotliwości możliwego zwiększonego poziomu hałasu.
- Analiza modalna: Należy przygotować uproszczony model strukturalny kadłuba i pakietu stojana. Wykonać analizę modalną, aby wyznaczyć częstotliwości własne całej konstrukcji. Porównanie tych częstotliwości z widmem harmonicznym sił pozwala na przewidzenie potencjalnych rezonansów przy różnych prędkościach obrotowych.
- Iteracyjne doskonalenie modelu wibroakustycznego: Jeśli zidentyfikowano rezonans, należy wrócić do projektu obwodu elektromagnetycznego. Konieczna może być ponowna zmiana liczby żłobków, korekta wymiarów jarzma czy mostków magnetycznych w wirniku to niezbędne kroki w celu eliminacji źródeł

hałasu. W tym kroku należy zwrócić uwagę, aby poprawiając właściwości wibroakustyczne silnika nie pogarszać właściwości elektromechanicznych. W tym kroku należy szukać kompromisu między właściwościami wibroakustycznymi a elektromechanicznymi. W tym celu należy:

- zwiększać lub zmniejszać sztywność kadłuba i stojana (optymalizacja grubości jarzma i kadłuba, dobór materiałów).

- W celu poprawy parametrów elektromechanicznych i wibroakustycznych należy stosować zmodyfikowane geometrie ułożenia magnesów w wirniku (np. DPM zamiast VPM) w celu redukcji pulsacji momentu i poprawy parametrów. Optymalizować uzwojenia stojana i współczynnik wypełnienia żłobków; stosować materiały i technologie poprawiające chłodzenie i sztywność.

- Projektowanie uzwojeń dla systemów wielofalownikowych: W przypadku silników z dwoma niezależnymi falownikami (i dwoma uzwojeniami) indukcyjność wzajemna między nimi musi być minimalna. Jej nadmierna wartość może prowadzić do niepożądanych sprzężeń elektromagnetycznych, które generują dodatkowe harmoniczne w polu magnetycznym które mogą być przyczyną zwiększonego poziomu hałasu silnika. Osiąga się to poprzez odpowiedni układ cewek, ich fizyczną separację oraz optymalny dobór liczby żłobków stojana.

c) Weryfikacja laboratoryjna i korekty poziomu mocy akustycznej.

Niezależnie od ilości i jakości symulacji numerycznych, ostateczna weryfikacja poziomu mocy akustycznej powinna być wykonana na prototypie silnika.

- Prototyp silnika, wyposażony w docelowy kadłub oraz zasilanie falownikowe, musi zostać poddany szczegółowym testom wibroakustycznym. Pomiar poziomu mocy akustycznej (*SWL*), drgań i analiza widmowa hałasu pozwalają na zebranie danych, których nie można uzyskać w symulacjach numerycznych. Testy pozwalają również zidentyfikować lokalne rezonanse oraz inne zjawiska, takie jak wpływ układu chłodzenia, które nie są uwzględniane w uproszczonych modelach numerycznych kadłuba.
- Na podstawie wyników pomiarów laboratoryjnych należy wprowadzić współczynniki korekcyjne do uzyskanych z obliczeń poziomów mocy akustycznej. Pozwala to na uzyskanie w nowych konstrukcjach poziomów hałasu maksymalnie zbliżonych do rzeczywistych.

Zastosowanie tych wytycznych pozwala projektantom na świadome i skuteczne minimalizowanie hałasu, przy jednoczesnej możliwości poprawiania parametrów elektromechanicznych napędów trakcyjnych.

11. Prototypowe silniki trakcyjne o mocy powyżej 200 kW

Silniki prototypowe typu SMwsK280M20 oraz SMwsK280M16 zaprojektowano i wykonano jako jednostki napędowe dla miejskich autobusów elektrycznych w ramach projektu komercyjnego. Oba modele charakteryzują się tym samym wzniosem mechanicznym, wynoszącym 280 mm, a ich wymiary zewnętrzne różnią się nie więcej niż o 5 mm, co umożliwia ich wzajemną zamienną mechaniczną. Szczegółowe dane elektromechaniczne i wymiarowe tych silników przedstawiono w tabeli 1 oraz tabeli 2. Te wersje silników powstały bez wcześniejszego uwzględnienia obliczeń wibroakustycznych, a analizy z zakresu emisji hałasu i drgań przeprowadzono dopiero po wykonaniu fizycznych modeli silników. W kolejnych etapach pracy opracowano nowe, seryjne wersje silników, również o wzniosie mechanicznym 280 mm. Silniki seryjne SMwsK280M16A oraz SMwsK280M16B zachowują wymiary gabarytowe zbliżone do wymiarów silników prototypowych, tak aby były zamienne mechanicznie. Szczegółowe dane elektromechaniczne i wymiarowe zmodyfikowanych silników seryjnych przedstawiono w tabeli 3 oraz tabeli 4. Silniki SMwsK280M16A oraz SMwsK280M16B zaprojektowano z uwzględnieniem szczegółowych obliczeń wibroakustycznych już na etapie doboru obwodu elektromagnetycznego. Pozwoliło to zoptymalizować konstrukcję pod względem poziomu hałasu generowanego przez silnik. Nowe wersje silników zaprojektowano i wykonano z przeznaczeniem jako główne, centralne jednostki napędowe autobusów miejskich i ciężarówek elektrycznych.

11.1. Badania laboratoryjne zaprojektowanych silników

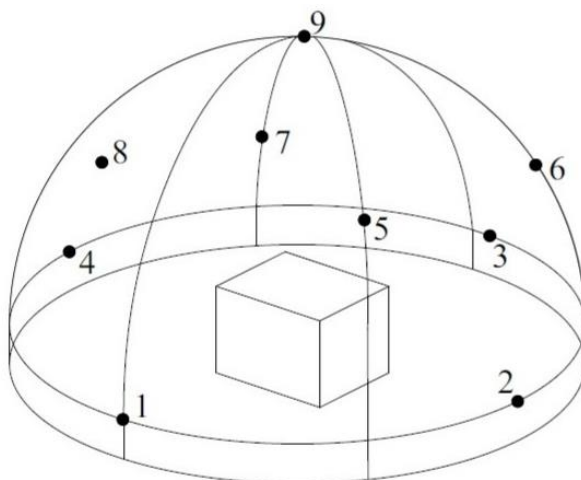
W celu weryfikacji poprawności opracowanych modeli numerycznych i uzyskanych wyników obliczeń elektromagnetycznych i wibroakustycznych, dla wszystkich silników opracowano porównywalne programy badań laboratoryjnych silników (punkty 12.5.1 i 12.5.2), obejmujące zarówno pomiary parametrów elektromagnetycznych, jak i badania wibroakustyczne dla pracy generatorowej oraz silnikowej. Badania wibroakustyczne silników przy pracy generatorowej pozwalają określić wpływ zasilania falownikowego na hałas badanej maszyny. Norma PN-EN 60349-4:2013 nie przewiduje badań przy pracy generatorowej (bez udziału falownika) a jedynie badania przy pracy silnikowej. Badania laboratoryjne silników prototypowych przeprowadzono obciążając je i napędzając przy pracy generatorowej innymi dostępnymi maszynami w Laboratorium Napędów i Maszyn Elektrycznych. Natomiast badania laboratoryjne parametrów elektromagnetycznych silnika seryjnego typu SMwsK280M16B przy pracy silnikowej, przeprowadzono wg programu badań (punkt 12.5.2) z wykorzystaniem dwóch jednakowych egzemplarzy

silników. W układzie jeden z silników pełnił rolę silnika badanego, natomiast drugi przeznaczono do pracy w charakterze obciążenia ze zwrotem energii elektrycznej na wspólne szyny DC. Zastosowanie dwóch silników o jednakowych parametrach pod względem charakterystyk mechanicznych umożliwiło obciążenie silnika badanego momentem maksymalnym możliwym do uzyskania dla zastosowanych falowników. Takie rozwiązanie zapewnia pełną symetrię układu badanego, co pozwala na uzyskanie pracy silnikowej i pracy generatorowej (hamowanie silnikiem) w warunkach testowych. Dzięki identycznym charakterystykom silników możliwe jest precyzyjne sterowanie momentem obciążającym oraz dokładniejsza ocena parametrów badanego silnika. Dodatkowo układ ten zwiększa sprawność energetyczną stanowiska badawczego, ponieważ do zasilania dostarczana jest jedynie energia elektryczna pokrywająca straty stanowiska badawczego. Rozwiązanie to również pozwala na osiągnięcie wyższej mocy badanych silników, nawet przy zasilaniu całości ze słabszego źródła. Badania silnika przy pracy generatorowej zostały wykonane zgodnie z odrębnym programem badań (punkt 12.5.1). Programy silników badań rozdzielono ze względu na brak możliwości pomiaru hałasu pojedynczego silnika przy jego obciążeniu drugim, identycznym silnikiem. Podczas badań przy pracy generatorowej, badany silnik był napędzany innym cichym silnikiem, stanowisko badawcze to badań przy pracy generatorowej przedstawiono na rys. 98. Badania poziomu ciśnienia akustycznego (SPL) wytwarzanego przez silnik na biegu jałowym wykonano zgodnie z normą PN-EN 60349-4:2013, jednak rozszerzono liczbę punktów pomiarowych z pięciu do dziewięciu. Punkty o numerach 5, 6, 7, 8 (rys. 16) są punktami dodatkowymi. Liczbę punktów pomiarowych zwiększono w celu dokładniejszego zbadania rozkładu poziomu ciśnienia akustycznego wokół badanego silnika. W kolejnym etapie, zgodnie z przyjętym programem badań, realizowano próby, w których analizowany silnik obciążano poprzez napędzanie drugiego, identycznego silnika, zastosowanego w roli hamowni (rys. 99). Oba silniki zasilano z czterech niezależnych falowników trójfazowych Semikron SKAI 2 HV, połączonych po dwa do każdego z silników, co pozwoliło na sterowanie ich pracą oraz uzyskanie wymaganych parametrów znamionowych. Badania przeprowadzono w Laboratorium Napędów i Maszyn Elektrycznych Łukasiewicz - GIT, które od wielu lat specjalizuje się w badaniach różnego rodzaju napędów elektrycznych, ze szczególnym uwzględnieniem rozwiązań napędów trakcyjnych zasilanych z akumulatorów. W tym celu laboratorium zostało wyposażone w emulator akumulatorów trakcyjnych o zakresie napięcia od 48 V do 800 V. Dzięki nowoczesnym urządzeniom pomiarowym laboratorium oferuje kompleksowe wsparcie w zakresie testów i analiz maszyn elektrycznych. Do pomiarów wielkości elektrycznych użyto sześciokanałowego analizatora mocy ZES LMG 671 oraz czterokanałowego analizatora mocy LEM D6100. Do pomiaru poziomu

ciśnienia akustycznego i drgań użyto analizatora wibroakustycznego Svantec SVAN 958, do pomiaru momentu na wale został użyty momentomierz Lorentz DR – 2212 - P. Temperatury uzwojeń oraz innych części silnika rejestrowano rejestratorem temperatury Graphtec GL840.

Norma PN-EN 60349 - 4:2013 wskazuje, że wyliczony poziom mocy akustycznej maszyn trakcyjnych powinien być wyznaczany na podstawie średnich poziomów ciśnienia akustycznego, z wykorzystaniem źródła referencyjnego o znanym poziomie mocy akustycznej. Procedura ta pozwala na kompensację wpływu warunków akustycznych pomieszczenia w którym zazwyczaj prowadzi się badania tego typu maszyn i zapewnia odwzorowanie emisji akustycznej badanego obiektu. W niniejszej pracy, ze względu na brak dostępnego źródła referencyjnego podczas badań pierwszych silników prototypowych, zastosowano alternatywną metodę, stosowaną do pomiaru poziomu mocy akustycznej silników indukcyjnych ogólnego przeznaczenia (PN-EN 60034-9:2013), polegającą na przeliczaniu poziomu mocy akustycznej bezpośrednio ze średnich poziomów ciśnienia akustycznego zmierzonych w punktach pomiarowych. Rozwiązanie to, choć mniej precyzyjne i nie w pełni zgodne z wymaganiami normy PN-EN 60349-4:2013, pozwoliło na uzyskanie spójnych wyników dla wszystkich badanych konstrukcji. Aby zachować porównywalność pomiarów między silnikami prototypowymi a jednostkami seryjnymi, również dla tych drugich przyjęto tę samą metodę wyznaczania poziomu mocy akustycznej. Stosowana metoda może prowadzić do zawyżenia wyznaczonych poziomów mocy akustycznej *SWL* w porównaniu do wartości, które zostałyby uzyskane w procedurze referencyjnej opisanej w normie PN-EN 60349-4:2013. Wynika to z dodatkowego udziału odbić fal akustycznych w pomieszczeniu badawczym, które podnoszą średni zmierzony poziom ciśnienia akustycznego. Jednak przy zachowaniu identycznych warunków pomiarowych metoda ta jest w pełni wystarczająca do porównań między badanymi silnikami. Umożliwia ona wiarygodną ocenę względnych różnic w emisji hałasu i wskazuje kierunki zmian konstrukcyjnych prowadzących do redukcji generowanego poziomu hałasu. Dodatkowo w przeprowadzonych badaniach wibroakustycznych, w celu określania poziomu mocy akustycznej, zastosowano korektę tego poziomu. Korekta ta była konieczna ze względu na stwierdzoną w pomiarach dla wszystkich analizowanych w pracy silników obecności tonów czystych i została wprowadzona zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 60349-4:2013, określającej zasady interpretacji pomiarów mocy akustycznej. Analiza FFT poziomów ciśnienia akustycznego wykazała, że w pasmach oktawowych mieszczących się w zakresie 250 Hz - 4000 Hz występują tony czyste, uciążliwe dla ludzi. Zostały one uznane za istotne, ponieważ poziom ciśnienia akustycznego w odpowiadających im pasmach jednej trzeciej oktawy przekraczał o ponad 10 dB średnią wartość poziomów

w pasmach sąsiednich. Zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 60349-4:2013 do wyznaczonego poziomu mocy akustycznej dodano korektę w wysokości 6 dB.



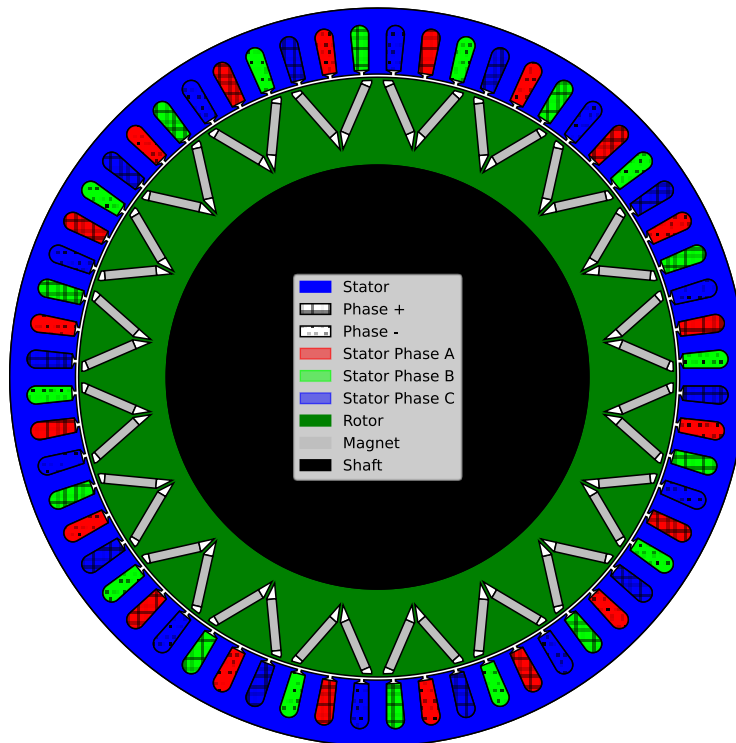
Rys. 16. Rozmieszczenie punktów pomiarowych (mikrofonów) na półsfery podczas pomiaru poziomu hałasu. W kierunku punktu 1 jest zwrócony wał badanego silnika (źródło – PN-EN ISO 3744:2011)

11.2. Parametry silnika prototypowego SMwsK280M20

W tabeli 1 zestawiono zweryfikowane laboratoryjnie podstawowe parametry elektromechaniczne silnika SMwsK280M20. Na rys. 17 przedstawiono przekrój obwodu elektromagnetycznego analizowanego silnika.

Tabela 1. Podstawowe parametry silnika SMwsK280M20

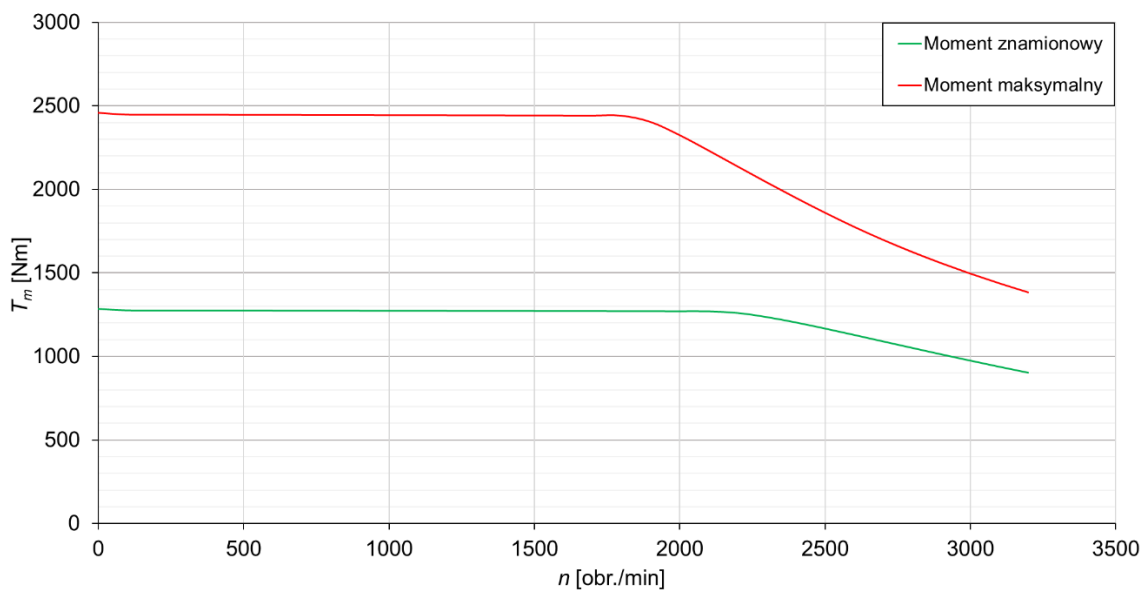
Typ silnika	SMwsK280M20
Budowa	Silnik z wirnikiem wewnętrznym, wirnik typu VPM
Sposób zasilania	Dwa falowniki trójfazowe lub jeden sześciofazowy
Moc znamionowa	250 kW
Prędkość znamionowa	1900 obr/min
Prąd znamionowy	2x200 A
Prąd maksymalny	2x420 A
Prędkość obrotowa	0 -3000obr/min
Sprawność	94.5 %
Moc chwilowa	360 kW
Moment znamionowy	1260 Nm
Moment maksymalny	2400 Nm
Zastosowanie	Napęd autobusów
Masa silnika	290 kg
Liczba biegunów	20
Średnica zewnętrzna stojana	476 mm
Średnica wewnętrzna stojana	382 mm
Długość czynna obwodu elektromagnetycznego	170 mm
Liczba żłobków stojana	60



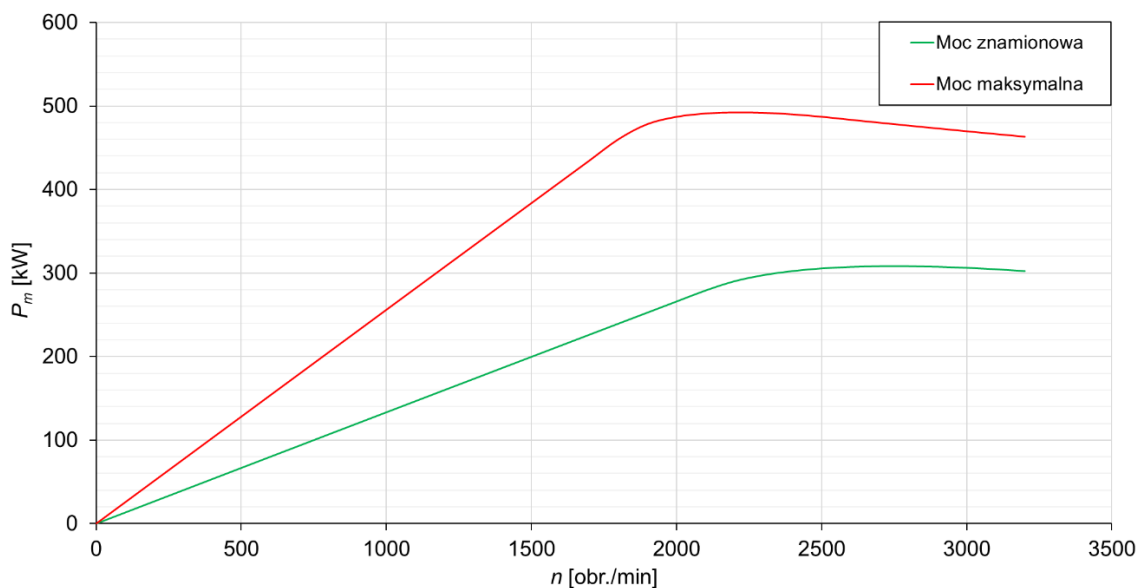
Rys.17. Przekrój obwodu elektromagnetycznego silnika prototypowego SMwsK280M20

11.3. Charakterystyki elektromechaniczne silnika prototypowego SMwsK280M20

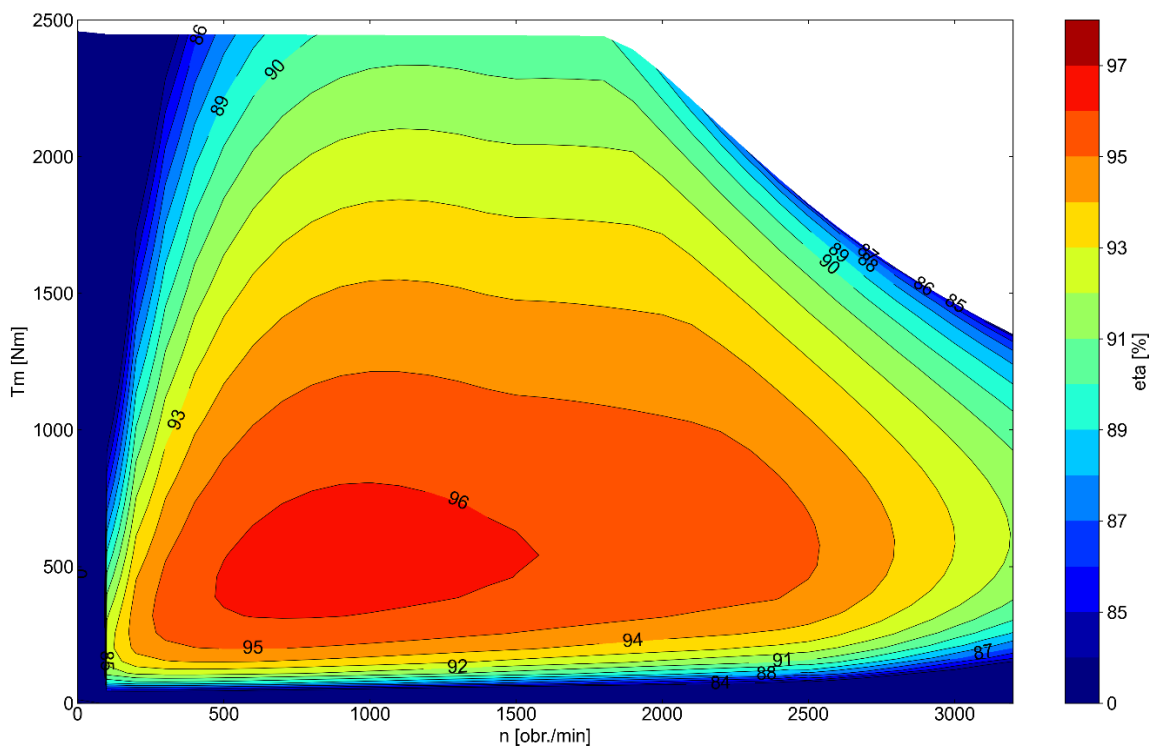
Poniżej, na rys. 18 i rys. 19, przedstawiono obliczeniowe charakterystyki elektromechaniczne oraz mapę sprawności (rys. 20) silnika prototypowego SMwsK280M20. Obliczenia wykonano z wykorzystaniem oprogramowania Ansys Motor-CAD. Parametry obliczeniowe zostały zweryfikowane w trakcie badań laboratoryjnych i zostały potwierdzone.



Rys.18. Charakterystyki momentu na wale silnika prototypowego SMwsK280M20



Rys.19. Charakterystyki mocy na wale silnika prototypowego SMwsK280M20



Rys.20. Mapa sprawności silnika prototypowego typu SMwsK280M20

W silniku modelowym SMwsK280M20, w celu minimalizacji strat mocy, zastosowano specjalne niskostratne blachy elektrotechniczne oraz zaprojektowano układ chłodzenia płynem, który efektywnie odprowadza ciepło z pakietu stojana, pośrednio z pakietu wirnika, uzwojeń znajdujących się w żłobkach oraz czoł uzwojeń. W stojanie silnika zastosowano specjalne uzwojenie w układzie dwugwiazdowym, z izolowanymi punktami

gwiazdowymi. Uzwojenie zaprojektowano tak, by zminimalizować indukcyjność wzajemną między odpowiednimi fazami obu gwiazd uzwojenia. Dzięki temu możliwe są trzy konfiguracje pracy uzwojenia. W pierwszej konfiguracji obie gwiazdy uzwojenia są łączone równolegle do pracy przy zasilaniu z jednego falownika trójfazowego. W konfiguracji drugiej stosowane jest nadal zasilanie trójfazowe, ale każda z gwiazd uzwojenia jest zasilana oddzielnie, z osobnego falownika. Trzecia konfiguracja uzwojenia zakłada zasilanie obu gwiazd z jednego falownika sześciofazowego. W sytuacjach awaryjnych można zasilac tylko jedną z gwiazd uzwojenia silnika jednym falownikiem, jednak w tym przypadku musimy liczyć się z ograniczeniem do 50% momentu maksymalnego, a także ograniczeniem prędkości maksymalnej silnika, gdyż napęd wykorzystuje możliwość pracy w dwóch strefach regulacji prędkości. Praca w drugiej strefie wymaga odpowiedniej wydajności prądowej falowników zasilających. Omówioną konfigurację uzwojenia zastosowano we wszystkich omawianych w pracy silnikach.

Silnik SMwsk280M20 zaprojektowano jako silnik IPMSM. Zastosowano topologię rozmieszczenia magnesów trwałych w wirniku, w której magnesy współtworzące jeden biegun magnetyczny są ułożone w kształt litery V (rys.17). Silniki IPMSM z taką topologią rozmieszczenia magnesów trwałych są często określane skrótem VPM.

W tabeli 1 przedstawiono uzyskane parametry elektromechaniczne silnika. Silnik jest maszyną 20-biegunową. Taka liczba biegunów oraz asymetryczna reluktancyjnie ($L_d \neq L_q$) konstrukcja wirnika pozwoliła uzyskać wysoki moment elektromagnetyczny od magnesów trwałych, a równocześnie różnice w reaktancjach w osi d i q powodują, że wirnik charakteryzuje się dodatkowym momentem reluktancyjnym. Wzór na moment elektromagnetyczny w maszynie synchronicznej z asymetrycznym reluktancyjnie wirnikiem przyjmuje postać [26]:

$$T_e = \frac{3 \cdot p}{2} [I_q \psi_{mag} + (L_d - L_q) I_d I_q] \quad (11.3-1)$$

gdzie:

ψ_{mag} - strumień wzbudzenia od magnesów trwałych skojarzony z uzwojeniem stojana;

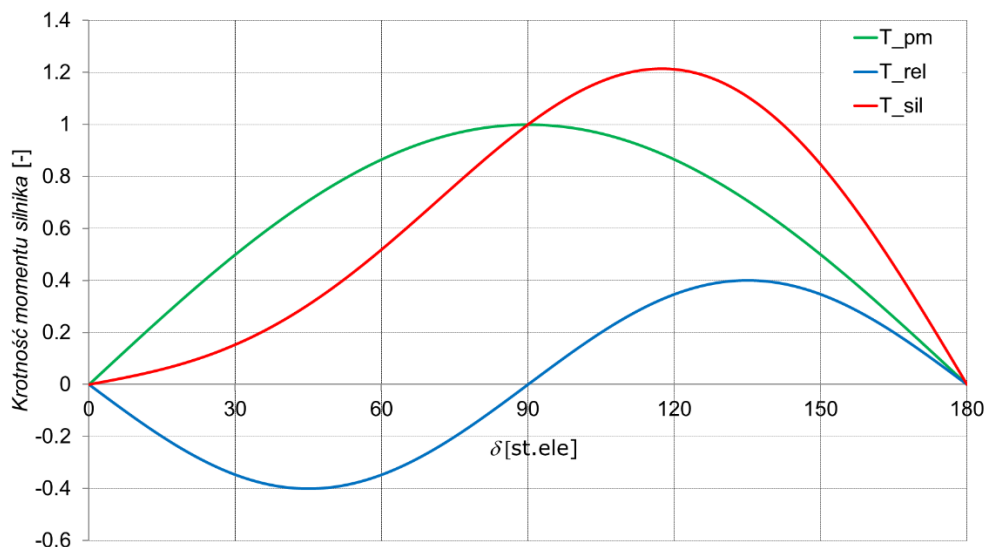
L_d, L_q - indukcyjności w osi d i q ;

p - liczba par biegunów;

I_d, I_q - składowe prądów uzwojenia stojana w osi d i q .

Przy wykorzystaniu odpowiednio skonfigurowanego falownika do zasilania silnika, możemy wykorzystać obie składowe użytkowego momentu synchronicznego, składową od magnesów trwałych oraz reluktancyjną. Przykładową charakterystykę wypadkowego momentu elektromagnetycznego silnika IPMSM w funkcji kąta mocy, z uwzględnieniem

składowych od magnesów trwałych oraz reluktancyjnej, pokazano na rys. 21. Wypadkowa wartość momentu elektromagnetycznego silnika zależy od różnicy reaktancji w osiach d i q silnika. Różnicę tę można maksymalizować poprzez odpowiednią konstrukcję mechaniczną wirnika, co pozwala zaprojektować silnik o wyższym momencie mechanicznym na wale [73], [111], [112], bez zwiększania jego gabarytów i masy. W pozostałych typach silników omawianych w tej pracy zastosowano wirniki, w których wykorzystano oprócz momentu od magnesów trwałych również moment reluktancyjny.



Rys.21. Charakterystyka momentu silnika IPMSM wraz ze składowymi od magnesów trwałych i reluktancyjną, w funkcji kąta mocy

11.4. Obliczenia wibroakustyczne silnika prototypowego SMwsk280M20

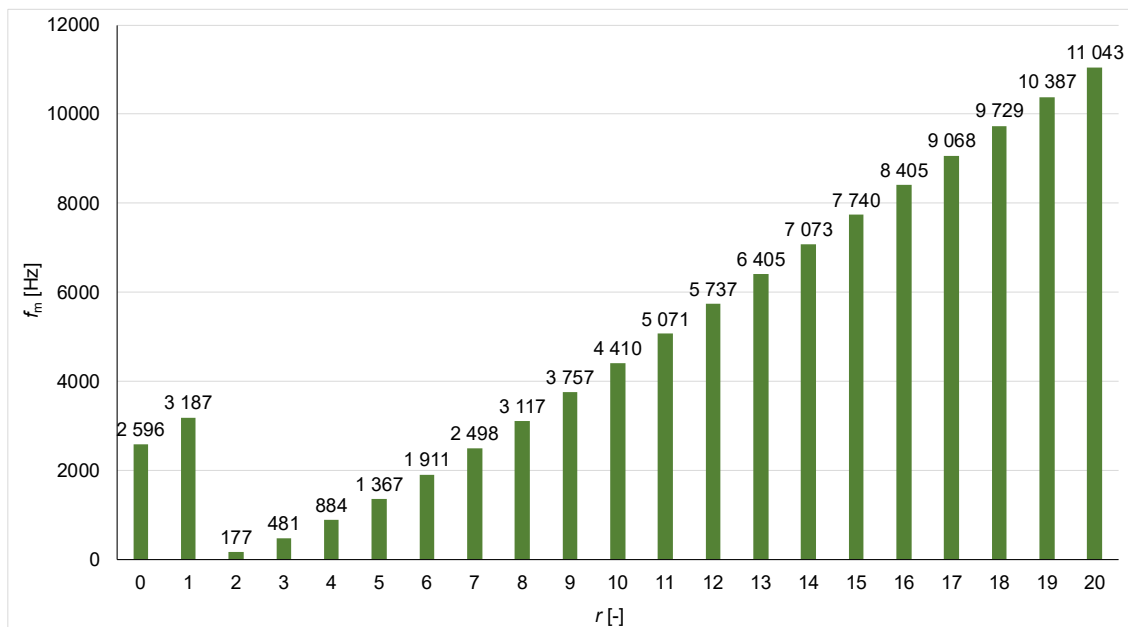
Obliczenia wibroakustyczne silnika SMwsk280M20 przeprowadzono analitycznie oraz z wykorzystaniem dwóch programów: Eomys MANATEE oraz Ansys MotorCAD. Analizy te miały na celu szczegółową ocenę zachowania silnika zarówno podczas biegu jałowego, jak i w pełnym zakresie obciążeń oraz prędkości obrotowych, przy których silnik ma być eksploatowany. Celem obliczeń wibroakustycznych była identyfikacja potencjalnych źródeł hałasu oraz drgań generowanych przez silnik w różnych warunkach pracy. W ramach analizy szczególną uwagę zwrócono na zachowanie silnika podczas biegu jałowego, co pozwala na ocenę jego fundamentalnych właściwości akustycznych i wibracyjnych w warunkach braku obciążenia. Kolejnym istotnym aspektem było przeanalizowanie zachowania wibroakustycznego silnika w zakresie obciążeń znamionowych, umożliwia to obserwację zmian poziomu hałasu i drgań wraz ze wzrostem obciążenia, co jest istotne dla zrozumienia wpływu obciążeń na pracę silnika. Równie ważna była analiza wibroakustyczna dla pełnego zakresu prędkości obrotowych

silnika, pozwalająca ocenić, w jaki sposób zmieniająca się prędkość wpływa na emisję hałasu oraz powstawanie rezonansów i zwiększonych drgań.

Zastosowanie programów Eomys MANATEE oraz Ansys Motor-CAD umożliwiło przeprowadzenie symulacji obejmujących zarówno aspekty elektromagnetyczne, jak i mechaniczne oraz akustyczne pracy silnika.

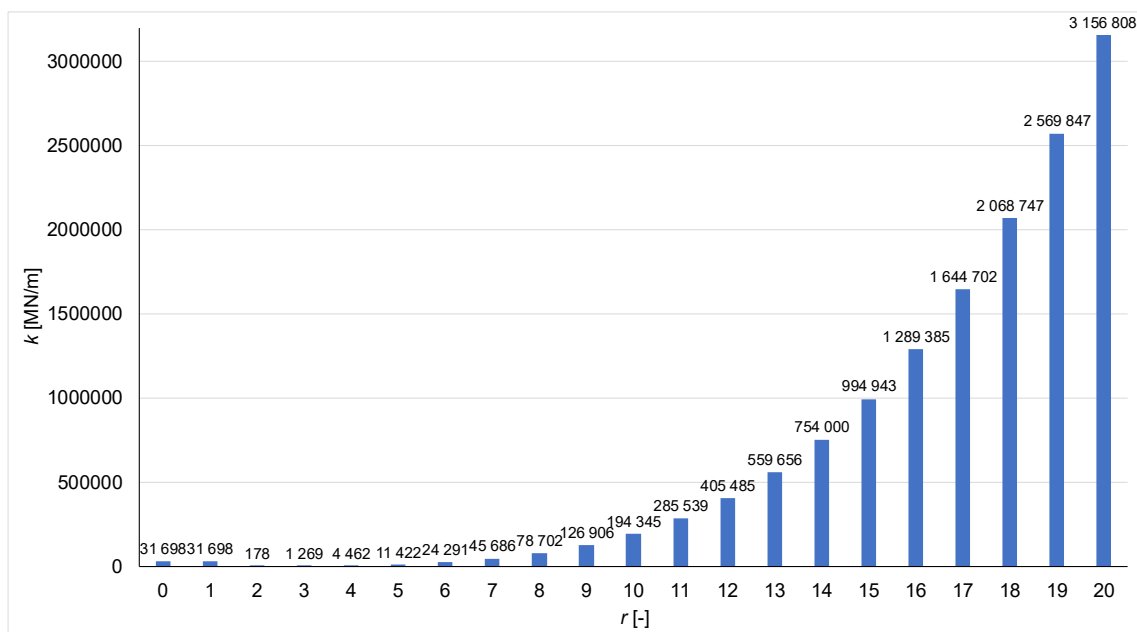
11.4.1. Obliczenia wibroakustyczne w Ansys Motor-CAD

W pierwszej kolejności przeprowadzono analizę częstotliwości drgań własnych (analiza modalna) pakietu blach stojana silnika SMwsk280M20 wraz z kadłubem. W obliczeniach uwzględniono również masę uzwojenia stojana. Na podstawie wyników (rys. 22) określono częstotliwości drgań własnych f_m pakietu stojana dla różnych kształtów przestrzennych r oraz sztywność pakietu blach stojana i korpusu silnika dla poszczególnych kształtów przestrzennych (rys.23).



Rys.22. Analiza modalna stojana i kadłuba silnika prototypowego typu SMwsk280M20

Kształt przestrzenny oddechowy ($r = 0$) powoduje znaczne odkształcenia zarówno pakietu stojana, jak i kadłuba silnika. Kolejne kształty przestrzenne: $r = 1$ (mimośród) oraz $r = 2$ (owalizacja) również oddziałują na te elementy, jednak z uwagi na to, że są to kształty wynikające z tolerancji wykonania silnika mają one wpływ głównie na drgania niskoczęstotliwościowe. Inny charakter tych sił wpływa, że są one pomijane w analizie wibroakustycznej, ich wpływ jest widoczny jedynie w przypadku nieprawidłowego wykonania wirnika silnika.



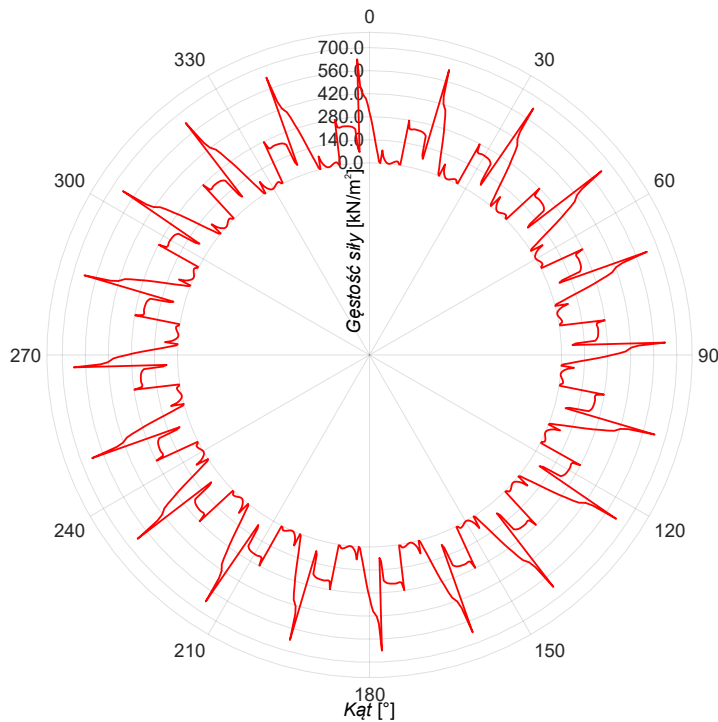
Rys. 23. Analiza sztywności stojana i kadłuba silnika prototypowego typu SMwsK280M20

Na podstawie wzorów (3.4-3) oraz (3.4-4) określono, że dla silnika SMwsK280M20 istotnymi kształtami przestrzennymi będą wyłącznie kształt przestrzenny oddechowy $r = 0$ o częstotliwości H60 i jego wielokrotności oraz kształt przestrzenny $r' = 20$ i wielokrotności jego częstotliwości podstawowej wynoszącej H20.

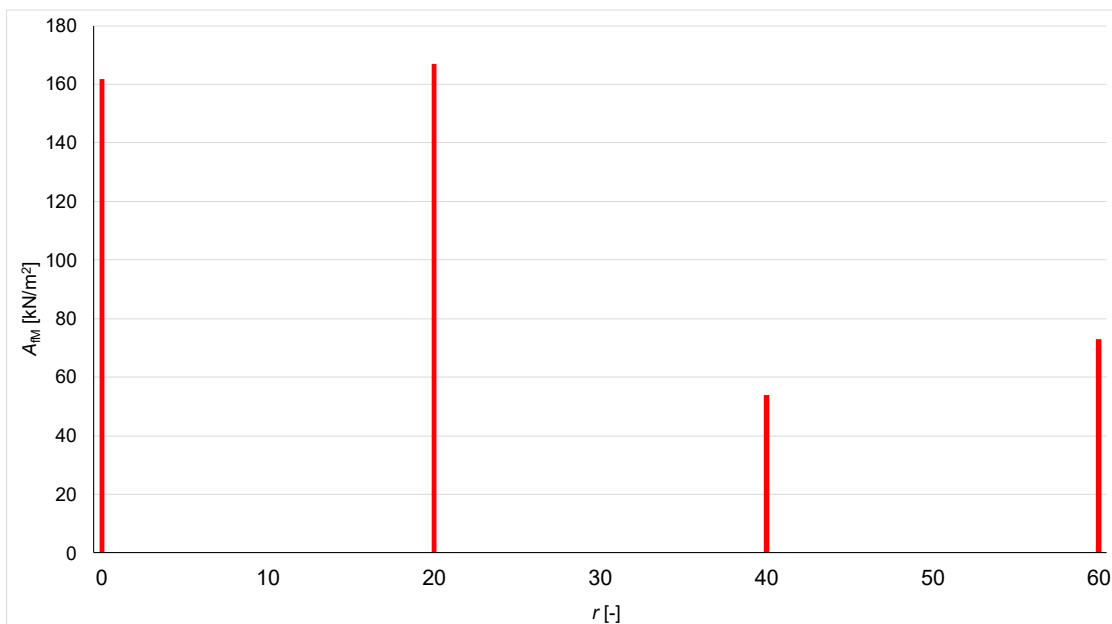
Analiza modalna oraz analiza sztywności wykazały, że częstotliwość drgań własnych dla kształtu oddechowego ($r = 0$) wynosi $f_m = 2596$ Hz, a więc znajduje się w zakresie największej czułości ucha ludzkiego. Jednocześnie sztywność pakietu blach stojana wraz z kadłubem jest relatywnie mała i dla $r = 0$ wynosi jedynie $k = 31\,698$ MN/m. Dla kształtu przestrzennego $r = 20$ częstotliwość drgań własnych kadłuba i pakietu blach stojana wynosi $11\,043$ Hz, a więc znajduje się już poza zakresem największej czułości słuchu. W tym kształcie przestrzennym sztywność k pakietu blach oraz kadłuba jest blisko 100 razy większa niż dla kształtu przestrzennego zerowego, co przedstawiono na rys. 23.

Niska sztywność oraz częstotliwość drgań własnych dla kształtu oddechowego w obszarze największej czułości ucha ludzkiego mogą prowadzić do zwiększonego generowania poziomu hałasu oraz innych drażniących dźwięków generowanych przez silnik SMwsK280M20.

W kolejnym etapie analizy przeprowadzono obliczenia sił promieniowych i osiowych działających na wewnętrzną powierzchnię pakietu blach stojana, zarówno dla biegu jałowego, jak i dla obciążenia znamionowego. Na rys. 2 oraz rys. 24 przedstawiono wykresy ciśnienia Maxwella wynikającego z sił promieniowych. Na rys. 3 oraz rys. 25 przedstawiono analizę rozkładu ciśnienia Maxwella na poszczególne kształty przestrzenne.

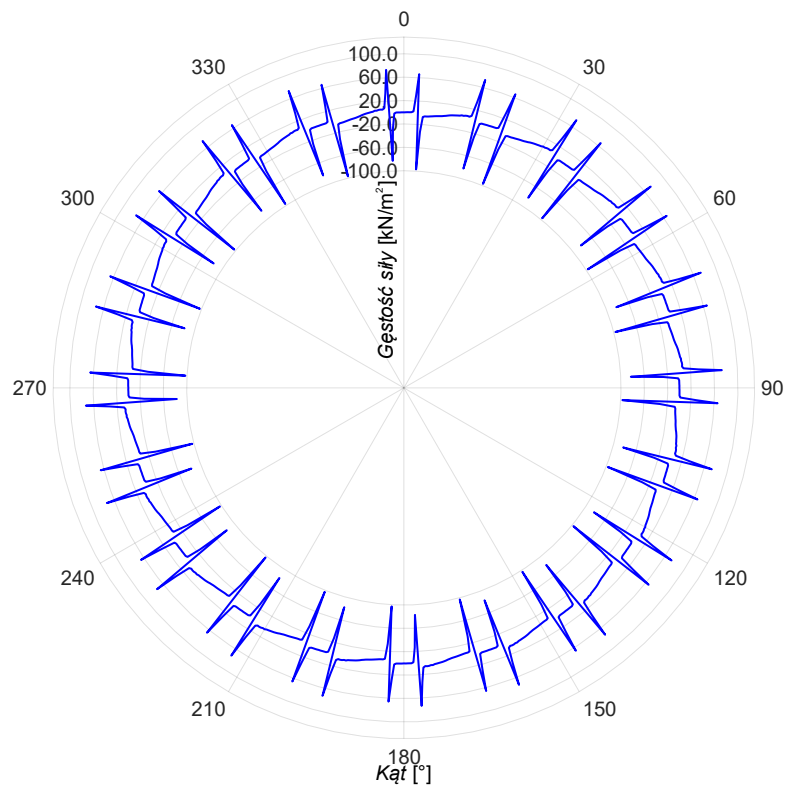


Rys. 24. Rozkład przestrzenny gęstości sił promieniowych w szczelinie powietrznej silnika dla wybranej chwili czasowej SMwsK280M20 przy obciążeniu znamionowym

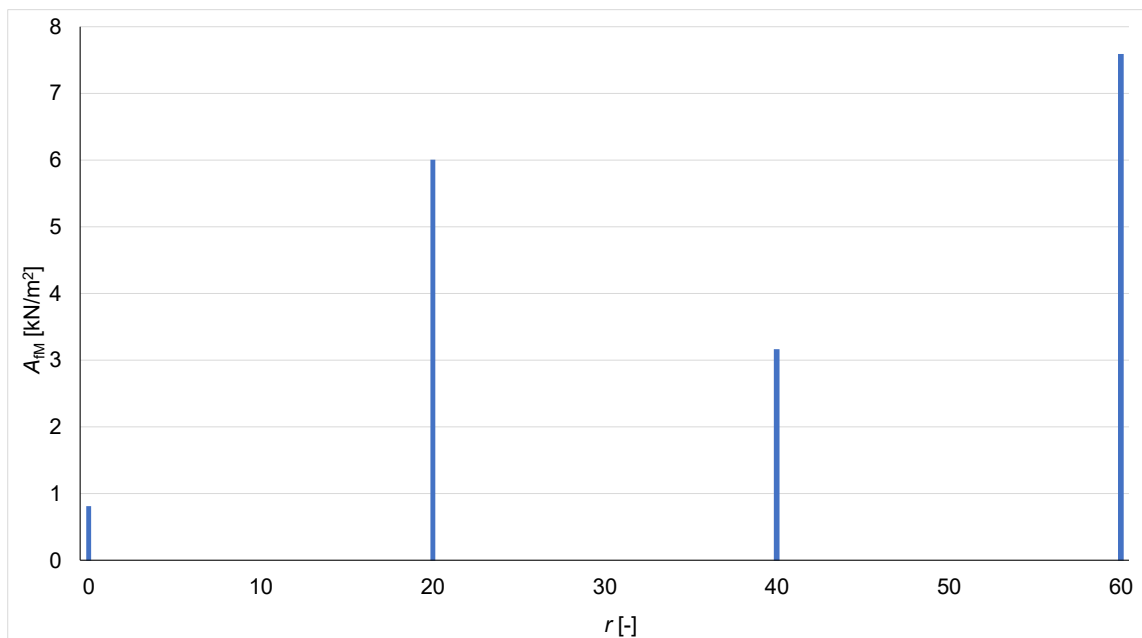


Rys. 25. Analiza gęstości sił promieniowych i ich kształtów przestrzennych działających w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M20 przy obciążeniu znamionowym

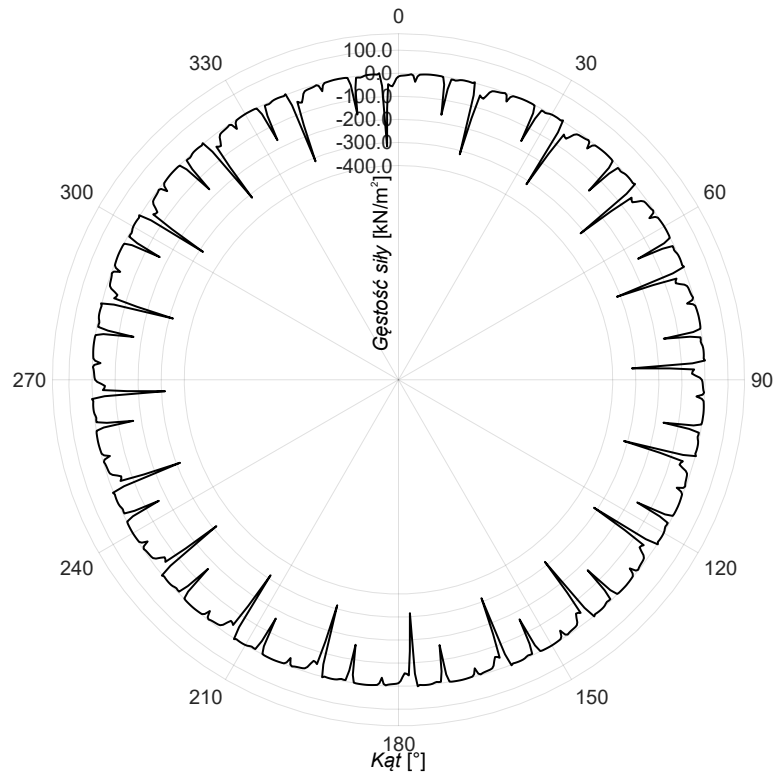
Rys. 26 przedstawia rozkład sił osiowych w szczelinie powietrznej silnika przy pracy jałowej, natomiast rys. 28 przedstawia rozkład przy obciążeniu znamionowym. Obliczenia te wykonano w celu sprawdzenia wartości sił osiowych, jednak nie są brane uwagę w obliczeniach poziomu mocy akustycznej.



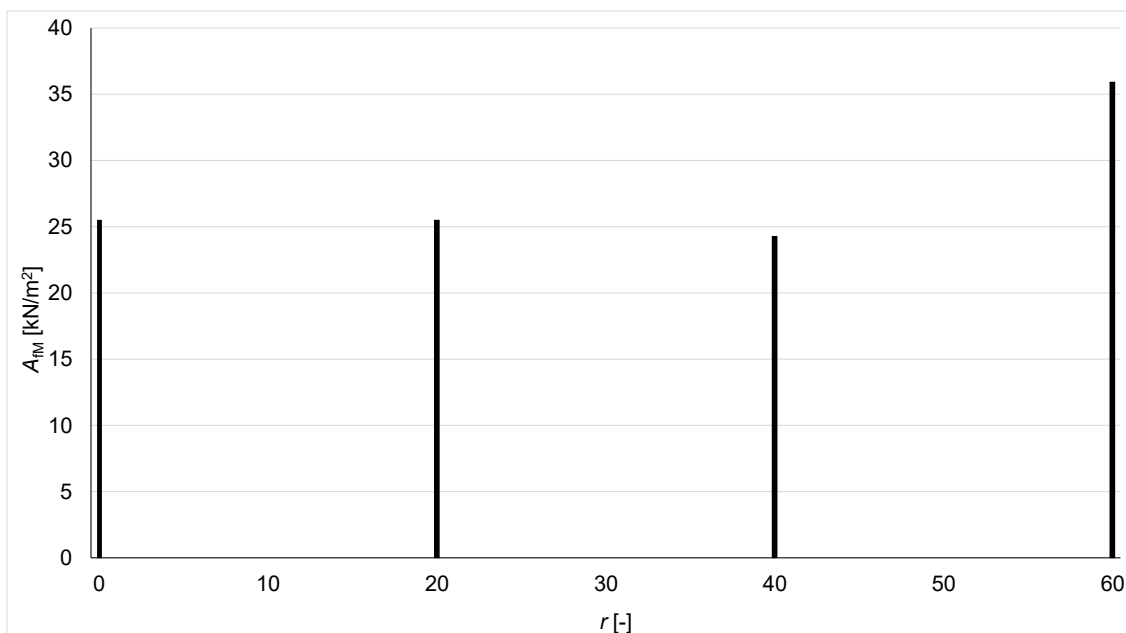
Rys. 26. Rozkład przestrzenny gęstości sił osiowych w szczelinie powietrznej dla wybranej chwili czasowej silnika SMwsk280M20 na biegu jałowym



Rys. 27. Analiza gęstości sił osiowych i ich kształtów przestrzennych działających w szczelinie powietrznej silnika SMwsk280M20 na biegu jałowym



Rys. 28. Rozkład przestrzenny gęstości sił osiowych w szczelinie powietrznej dla wybranej chwili czasowej silnika SMwsK280M20 przy obciążeniu znamionowym

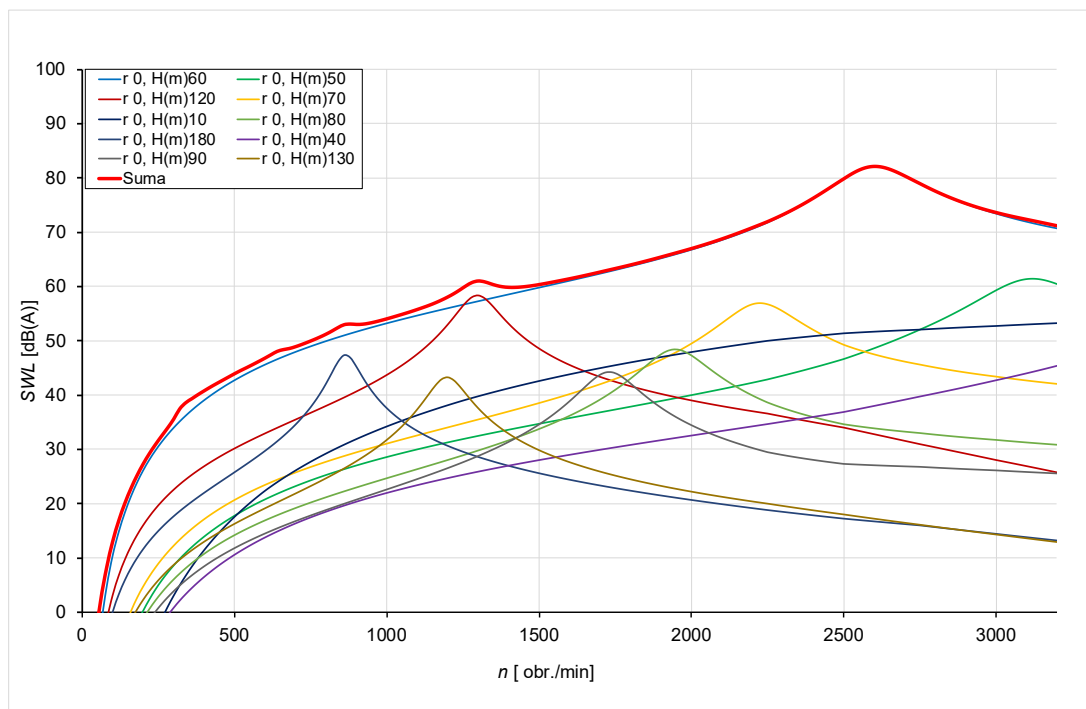


Rys. 29. Analiza gęstości sił osiowych i ich kształtów przestrzennych działających w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M20 przy obciążeniu znamionowym

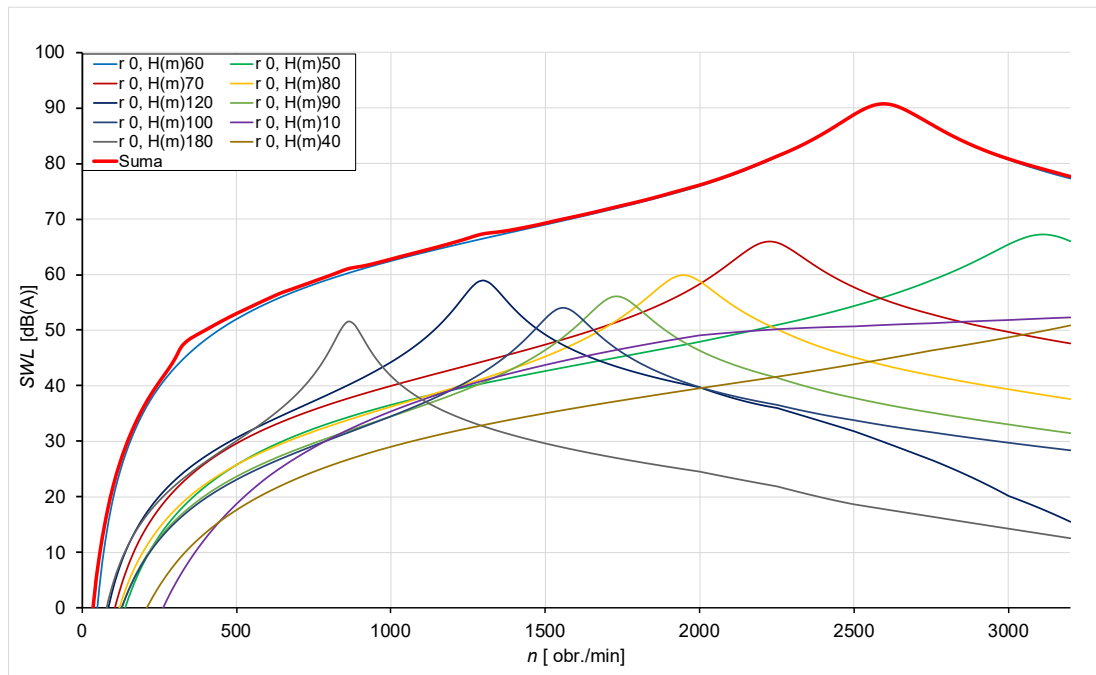
Pokazane na rys. 26 i rys. 28, przestrzenne kształty sił osiowych mają ponad sześciokrotnie mniejszą amplitudę niż ich odpowiedniki w kierunku promieniowym. Analiza gęstości sił dla poszczególnych kształtów przestrzennych pokazana na rys. 27 i rys. 29 również potwierdza ich niewielki wpływ na poziom mocy akustycznej

szczególnie dla biegu jałowego, gdzie wartość siły osiowej o kształcie przestrzennym oddechowym jest bardzo mała (rys.27). Dodatkowo, sztywność pakietu stojana w kierunku osiowym, dla kształtu przestrzennego rzędu $r = 0$, jest istotnie wyższa [81], [82]. W rezultacie, częstotliwości modalne drgań osiowych pakietu stojana, również dla kształtów przestrzennych oddechowych, przekraczają kilkanaście kiloherców [66], [81], [82], co oznacza, że nie mieszczą się w zakresie wysokiej czułości słuchu ludzkiego, a dla wyższych kształtów przestrzennych są poza zakresem częstotliwości słyszalnych dla człowieka. Z uwagi na powyższe spostrzeżenia, w dalszej analizie wibroakustycznej silnika prototypowego SMwsK280M20, jak również w analizach kolejnych analizowanych rozwiązań silników trakcyjnych o podobnej konstrukcji i zbliżonych gabarytach, uwzględniono siły osiowe w celu weryfikacji ich wartości, jednak ich wpływ na ogólny poziom hałasu zostanie pominięty, jako nieistotny.

Na rys. 30 i rys. 31 przedstawiono wyniki analizy wibroakustycznej silnika. Podczas pracy na biegu jałowym odnotowano podwyższony poziom mocy akustycznej, wynoszący $SWL = 82,0$ dB(A) przy prędkości obrotowej 2590 obr./min. Głównym źródłem hałasu jest kształt oddechowy o kształcie $r = 0$, a częstotliwość generowanego dźwięku odpowiada 60-krotności prędkości obrotowej silnika, wyrażonej w obr./s (H60). Oznacza to, że dominująca częstotliwość hałasu jest równa 2,59 kHz, która praktycznie pokrywa się obliczeniową częstotliwością drgań własnych kadłuba i pakietu blach stojana, wynoszącą 2,596 kHz (rys. 22).



Rys. 30. Poziomy emitowanej mocy akustycznej na biegu jałowym silnika prototypowego typu SMwsK280M20



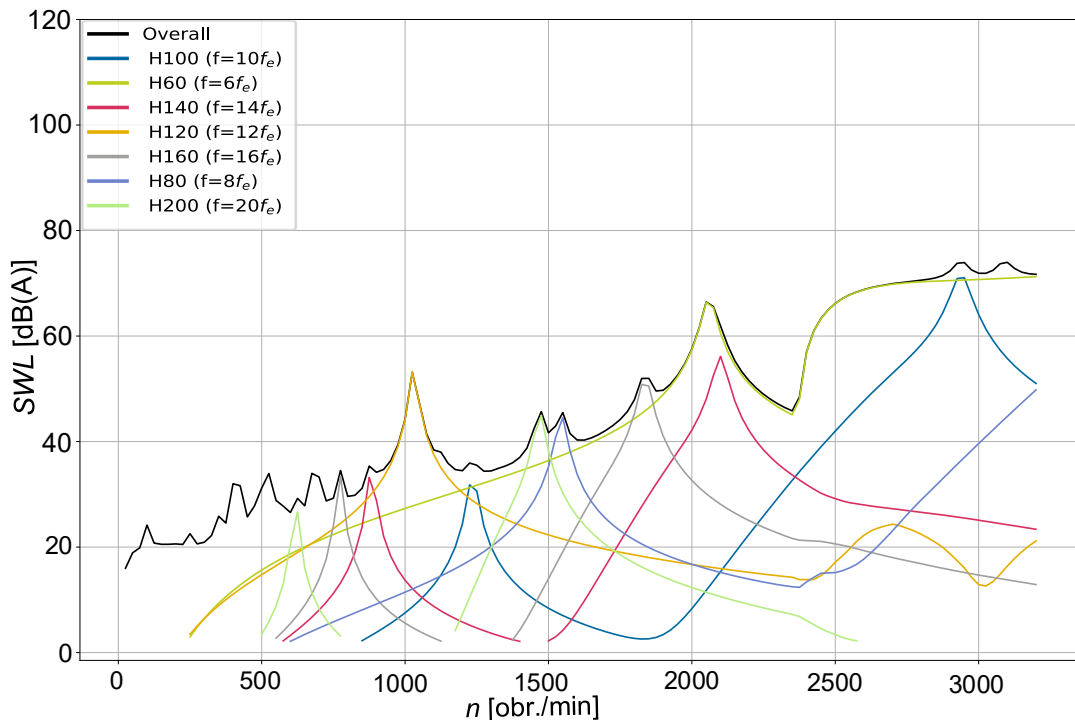
Rys. 31. Poziomy emitowanej mocy akustycznej przy obciążeniu znamionowym silnika prototypowego typu SMwsK280M20

Przy obciążeniu znamionowym moc akustyczna wzrasta do $SWL = 90,7$ dB(A) przy tej samej prędkości obrotowej. Wzrost poziomu mocy akustycznej o ponad 8 dB jest zjawiskiem niekorzystnym, jednak spodziewanym ze względu na wpływ sił pochodzących od prądu płynącego w uzwojeniu stojana silnika oddziałujących na przyszczelinowe części obwodu magnetycznego silnika. Wzrost poziomu mocy akustycznej (SWL) wynika również ze zrównania się częstotliwości sił wymuszających z częstotliwością drgań własnych kadłuba i pakietu blach stojana, co doprowadziło do rezonansu i w konsekwencji skutkuje wzrostem amplitudy drgań oraz poziomu hałasu generowanego przez silnik.

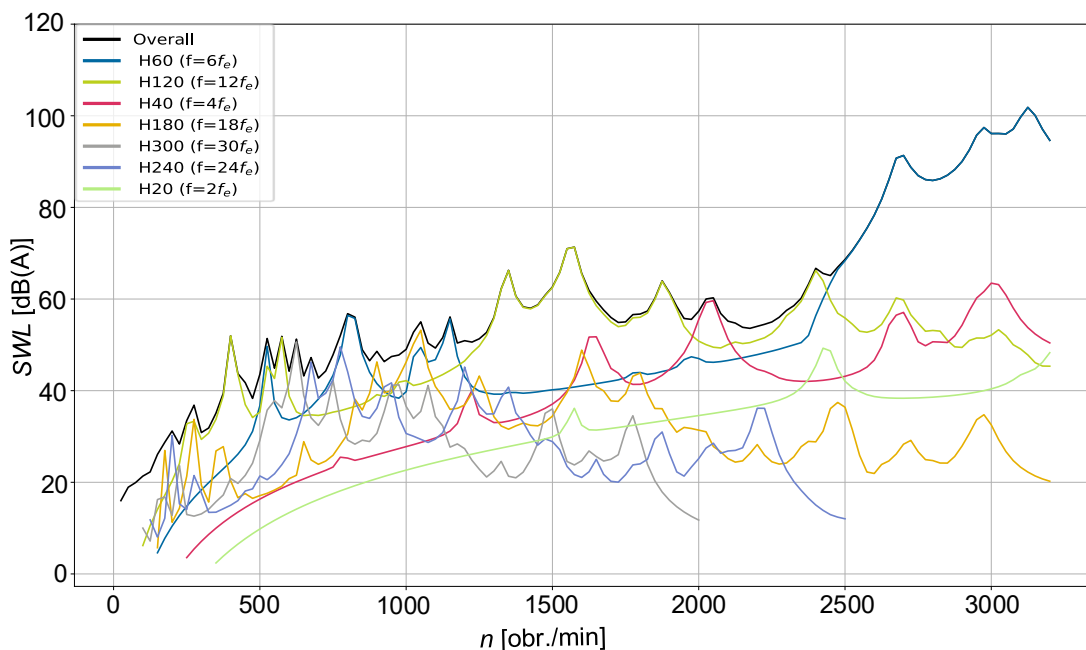
11.4.2. Obliczenia wibroakustyczne w Eomys MANATEE

Dla silnika SMwsK280M20 przeprowadzono również analizę wibroakustyczną z wykorzystaniem oprogramowania Eomys MANATEE, dedykowanego do symulacji poziomu hałasu elektromagnetycznego w maszynach elektrycznych. Ze względu na ograniczony czas trwania licencji testowej, pełne obliczenia wibroakustyczne wykonano wyłącznie dla tego typu silnika. W ramach analizy opracowano szczegółowy model kadłuba silnika, uwzględniający jego geometrię, materiały i warunki brzegowe. Na tej podstawie wykonano porównanie wyników obliczeń z i bez uwzględnienia kadłuba, aby ocenić wpływ jego obecności na całkowity poziom hałasu generowanego przez silnik. Analiza potwierdziła, że kadłub odgrywa bardzo istotną rolę w przenoszeniu i propagowaniu dźwięku, co może mieć znaczący wpływ na końcową charakterystykę

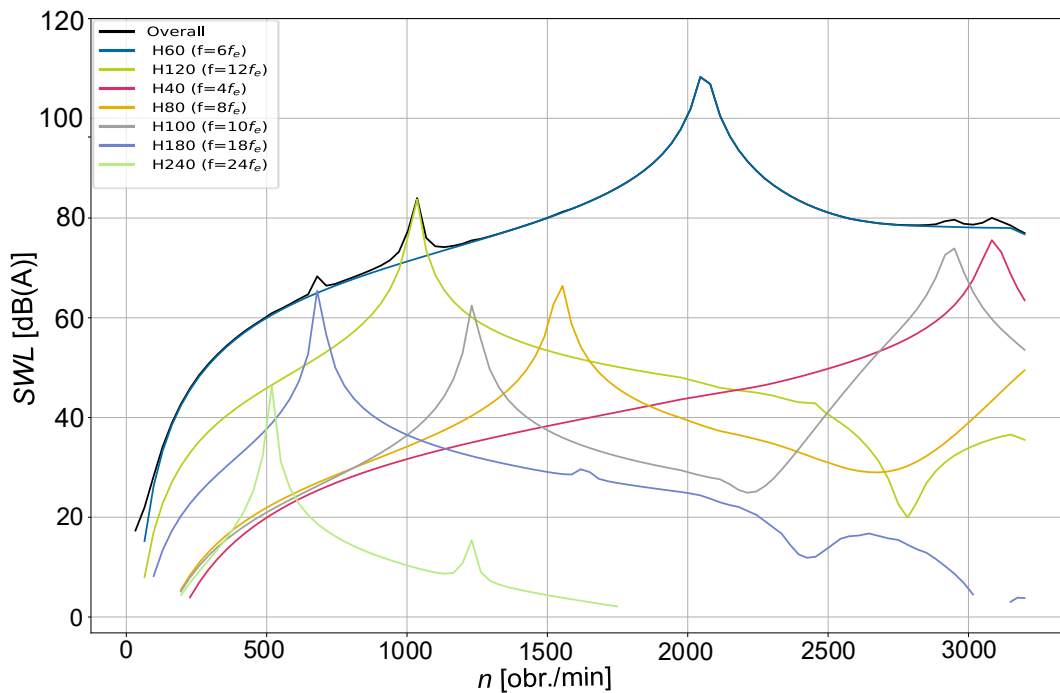
akustyczną urządzenia. Na rys. 32 i rys. 34 przedstawiono wyniki obliczeń wibroakustycznych dla silnika typu SMwsK280M20 bez uwzględnienia kadłuba, natomiast na rys. 33 i rys. 35 przedstawiono obliczenia wibroakustyczne z uwzględnieniem kadłuba.



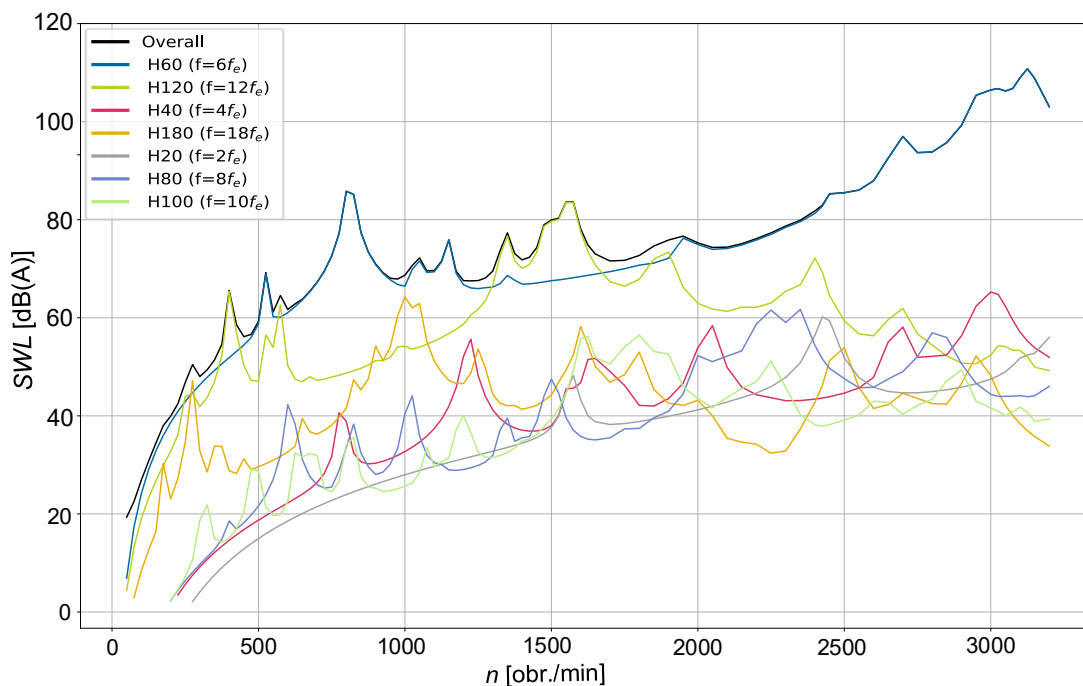
Rys. 32. Poziomy emitowanej mocy akustycznej na biegu jałowym silnika prototypowego typu SMwsK280M20, obliczenia bez kadłuba



Rys. 33. Poziomy emitowanej mocy akustycznej na biegu jałowym silnika prototypowego typu SMwsK280M20, obliczenia z kadłubem



Rys. 34. Poziomy emitowanej mocy akustycznej przy obciążeniu znamionowym silnika prototypowego typu SMwsK280M20, obliczenia bez kadłuba

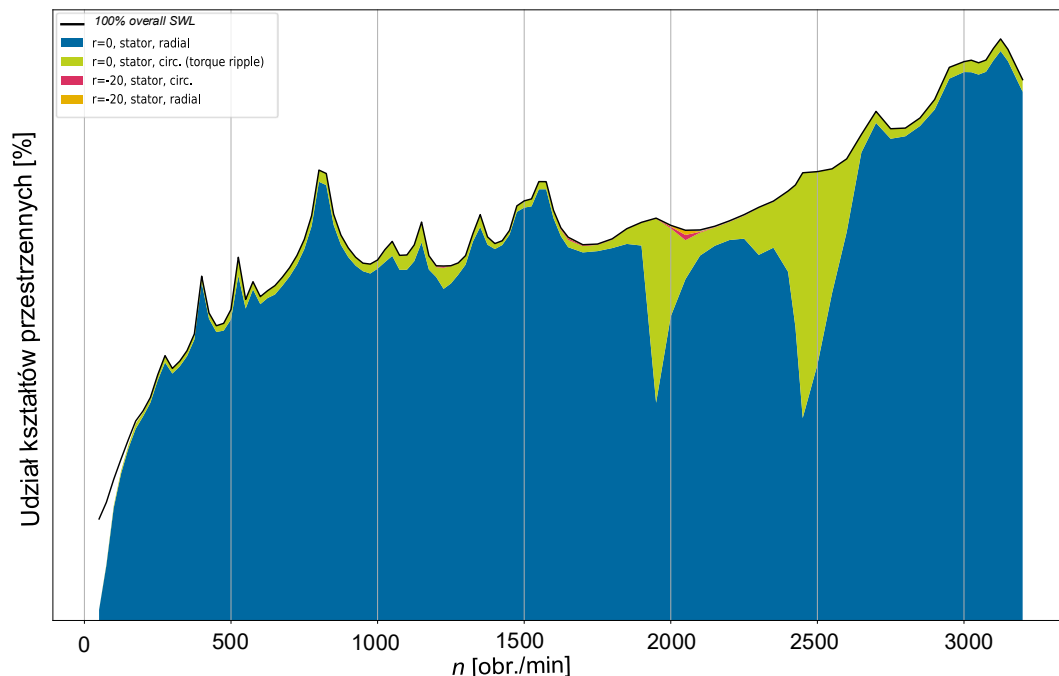


Rys. 35. Poziomy emitowanej mocy akustycznej przy obciążeniu znamionowym silnika prototypowego typu SMwsK280M20, obliczenia z kadłubem

Z analizy powyższych charakterystyk można wysunąć dwa wnioski, pierwszy o dużym wpływie kadłuba na ogólny hałas silnika oraz drugi wniosek o niewielkim wpływie obciążenia na poszczególne źródła wymuszeń w przypadku obliczeń

z kadłubem. W wynikach obliczeń, w których uwzględniono kadłub (rys. 33 i rys. 35), widoczny jest znaczący wzrost poziomu mocy akustycznej silnika przy obciążeniu znamionowym, jednak samo źródło pozostaje niezmiennie, częstotliwość dźwięku równa H60 i kształt przestrzenny oddechowy ($r = 0$).

Częstotliwość H60 ($r = 0$) jest częstotliwością wyraźnie dominującą (rys. 35), szczególnie przy wyższych prędkościach obrotowych silnika. Jej udział w generowanym hałasie jest dominujący, co pokazano na rys. 36. kolejną częstotliwością potencjalnego hałasu jest H120. Obie te częstotliwości są kształtami przestrzennymi oddechowymi, które zostały wzmocnione przez rezonans z częstotliwościami drgań własnych kadłuba, inne częstotliwości wyższych kształtów przestrzennych zostały stłumione przez kadłub, a ich ogólny wkład w całkowity hałas generowany przez silnik jest niewielki.



Rys. 36. Udział mocy akustycznej dla poszczególnych kształtów przestrzennych silnika SMwsK280M20, obliczenia przy obciążeniu znamionowym z uwzględnieniem kadłuba

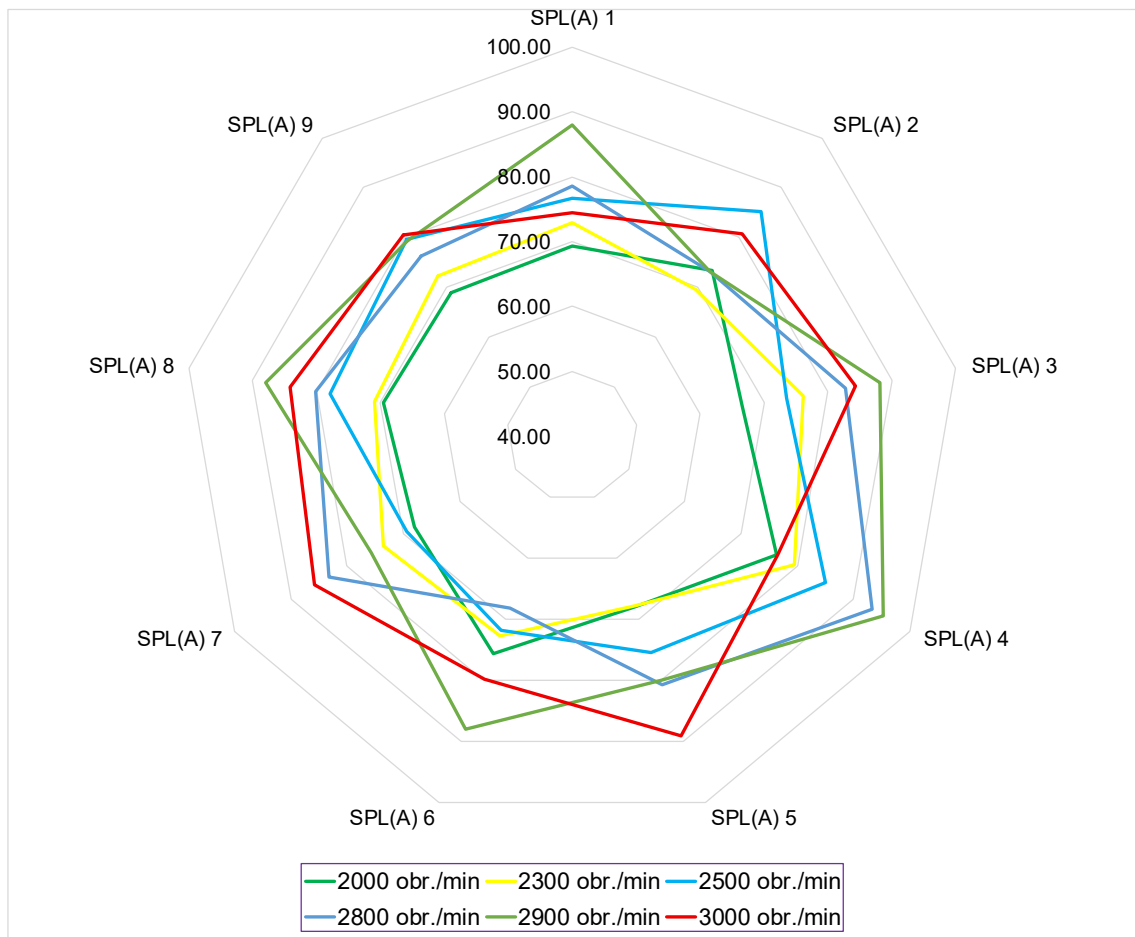
11.5. Pomiary laboratoryjne poziomu hałasu silnika SMwsK280M20

Silnik prototypowy typu SMwsK280M20 został zaprojektowany i wykonany w ramach realizowanego projektu komercyjnego, charakteryzował się podwyższonym poziomem emitowanego hałasu. Przeprowadzone badania umożliwiły określenie podstawowych przyczyn jego powstawania, a także dostarczyły cennych wskazówek dotyczących projektowania silników w taki sposób, aby ograniczyć ryzyko nadmiernej emisji poziomu hałasu w przyszłych konstrukcjach. Pomiary wykonano w dziewięciu punktach pomiarowych (rys. 16), dla silnika wybrano kilka prędkości obrotowych, dla których podczas wstępnych badań zaobserwowano podwyższony poziom ciśnienia

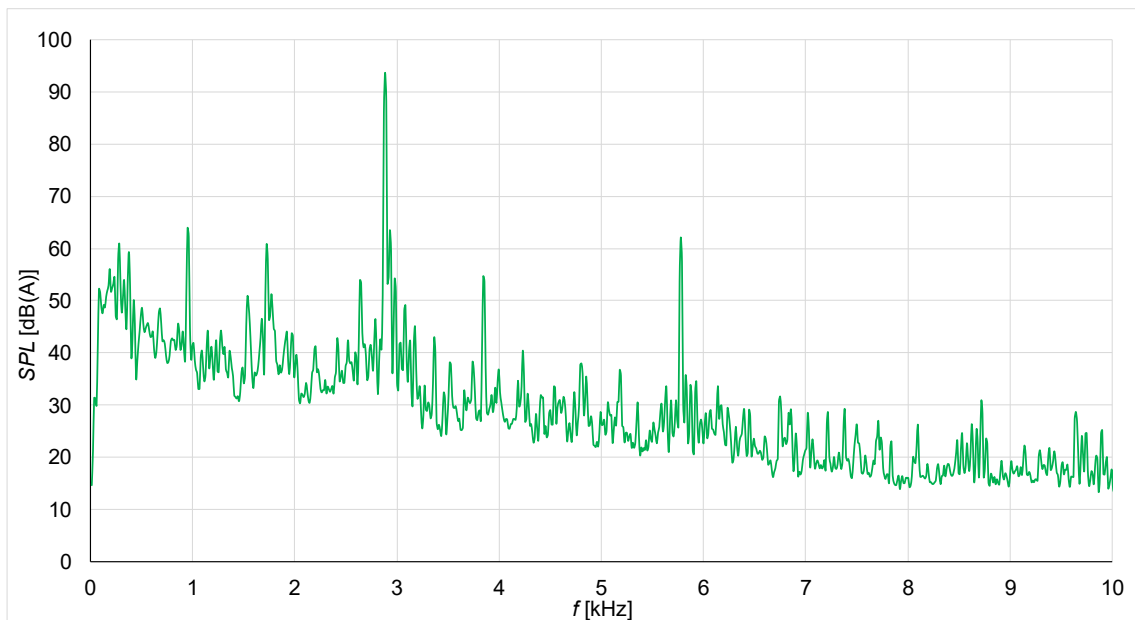
akustycznego. Poziom ciśnienia akustycznego rejestrowano przyrządem SVAN 958A. Wyniki zestawiono w tabeli 2 i na rys. 37. Dodatkowo wykonano analizę harmoniczną skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie czwartym przy prędkości obrotowej 2900 obr./min w celu określenia tonów czystych. Analiza ta wykazała, że w oktawie 4 kHz występują tony czyste. Zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 60349-4:2013 do wyznaczonego poziomu mocy akustycznej dodano korektę w wysokości 6 dB.

Tabela 2. Pomiary ciśnienia akustycznego wykonane dla silnika SMwsK280M20

Punkty pomiarowe	Prędkości obrotowe badanego silnika SMwsK280M20					
	2000 obr./min	2300 obr./min	2500 obr./min	2800 obr./min	2900 obr./min	3000 obr./min
SPL_1 [dB(A)]	69,32	72,86	76,75	78,50	87,95	74,53
SPL_2 [dB(A)]	73,43	69,46	85,13	73,08	73,08	80,65
SPL_3 [dB(A)]	66,58	76,07	73,44	82,74	88,10	84,32
SPL_4 [dB(A)]	76,30	79,43	85,10	93,29	95,31	76,48
SPL_5 [dB(A)]	67,96	67,77	75,49	80,66	80,05	89,07
SPL_6 [dB(A)]	75,63	72,75	71,83	68,05	88,05	79,71
SPL_7 [dB(A)]	68,01	73,65	69,42	83,17	75,74	85,81
SPL_8 [dB(A)]	69,60	70,99	77,93	80,07	87,92	84,17
SPL_9 [dB(A)]	68,99	72,23	79,57	76,21	79,39	80,42
SPL (wart. śr.)	72,04	74,14	80,15	85,06	88,36	83,70
SWL [dB(A)]	82,84	84,95	90,95	95,86	99,16	94,51
Korekta SWL [dB(A)] ze względu na tony czyste	88,84	90,95	96,95	101,86	105,16	100,51
$T_{\text{ł0}}$ [dB]	50	50	50	50	50	50



Rys. 37. Rozkład skorygowanego ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w poszczególnych dziewięciu punktach pomiarowych silnika typu SMwsK280M20 na biegu jałowym

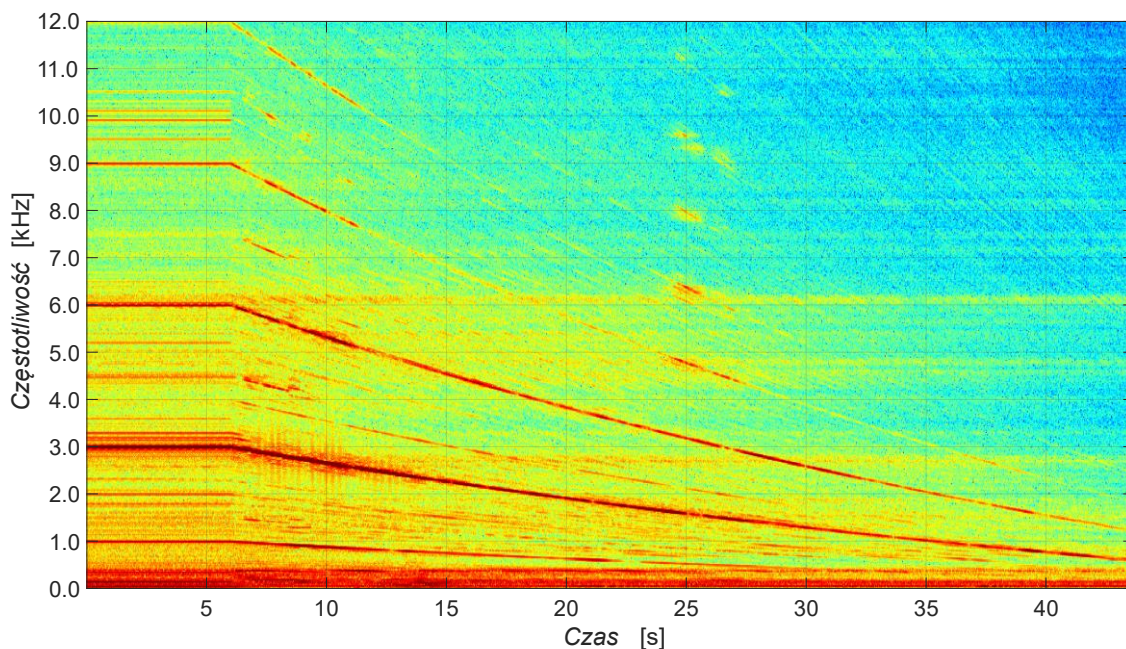


Rys. 38. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie czwartym przy prędkości obrotowej 2900 obr./min silnika typu SMwsK280M20 na biegu jałowym

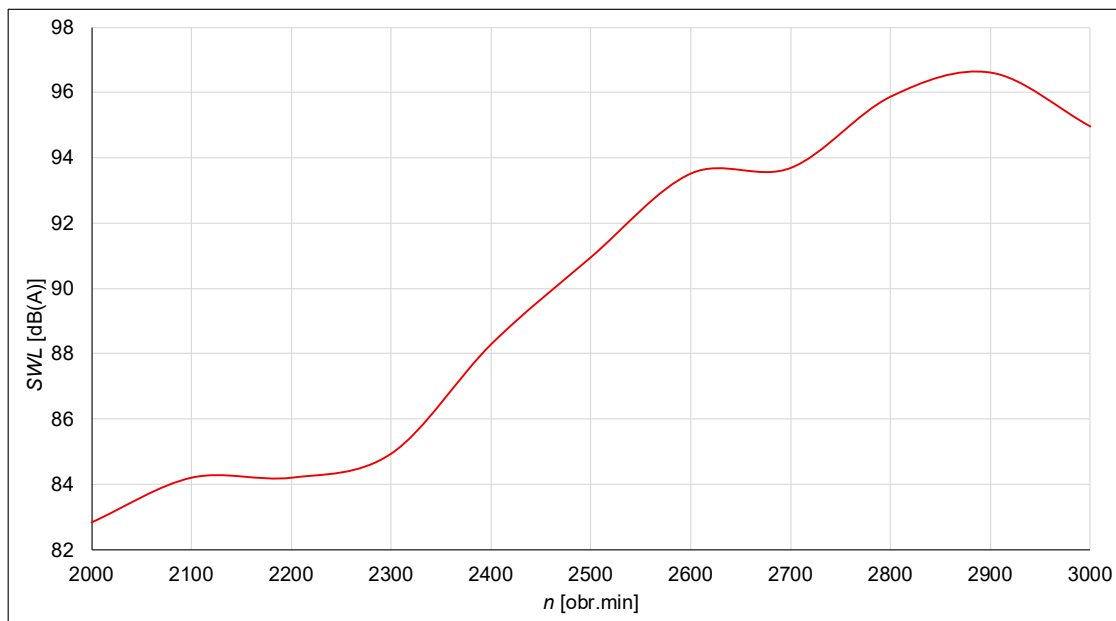
W celu szybkiej analizy pełnego zakresu prędkości wykonano spektrogram nagranych dźwięku (rys. 39) wybiegu silnika. Na wykresie można zaobserwować, jak w czasie zmienia się rozkład częstotliwości analizowanego dźwięku. Na osi poziomej przedstawiony jest czas, na osi pionowej częstotliwość, a intensywność kolorów odzwierciedla poziom energii akustycznej w danej częstotliwości i momencie. Dzięki temu spektrogram wybiegu silnika umożliwia jednoczesną obserwację trzech kluczowych parametrów sygnału: czasu, częstotliwości oraz poziomu energii akustycznej. Jest to narzędzie, które pozwala na identyfikację składników widmowych, takich jak harmoniczne generowane przez falowniki zasilające silniki elektryczne.

W analizowanym przypadku widoczna jest główna częstotliwość dźwięku, która przy prędkości obrotowej silnika wynoszącej 3000 obr./min (stała początkowa prędkość obrotowa wybiegu) osiąga wartość około 3 kHz, a także jej wielokrotności. Częstotliwości te wynikają z przestrzennego kształtu $r = 0$ oraz częstotliwości H60.

Na rys. 40 przedstawiono charakterystykę zmienności poziomu mocy akustycznej badanego silnika w funkcji prędkości obrotowej, charakterystyka ta nie uwzględnia korekty ze względu na tony czyste. Korekty tej nie uwzględniono, aby można było w łatwiejszy sposób porównać wyniki obliczeń z wynikami badań.



Rys. 39. Spektrogram wybiegu dla czwartego punktu pomiarowego, silnika typu SMwsK280M20 od prędkości obrotowej 3000 obr./min przy zasilaniu falownikowym



Rys. 40. Poziom emitowanej mocy akustycznej SWL w funkcji prędkości obrotowej zimnego silnika prototypowego typu SMwsk280M20 na biegu jałowym

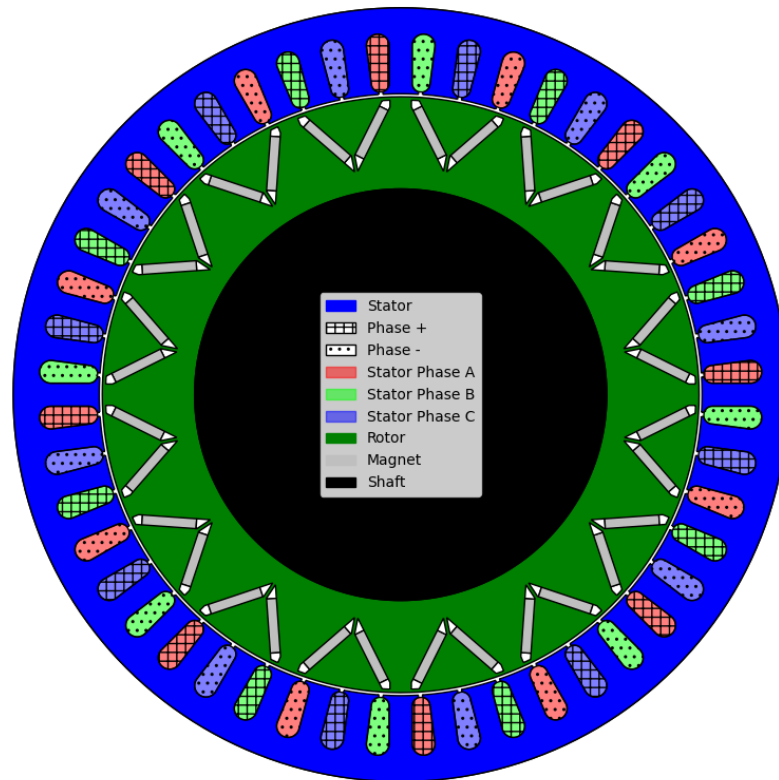
11.6. Parametry silnika prototypowego SMwsk280M16

Kolejny zaprojektowany i wykonany silnik to SMwsk280M16, silnik ten zaprojektowano, ponieważ poprzedni silnik prototypowy SMwsk280M20, pomimo że spełniał wymagania normy PN-EN 60349-4:2013 dotyczące poziomu mocy akustycznej, miał odpowiednie parametry elektromechaniczne, nie został zaakceptowany przez zamawiającego. Przyczyną był subiektywny poziom i uciążliwość generowanego hałasu. W związku z tym podjęto decyzję o zaprojektowaniu kolejnej wersji silnika, uwzględniającej dodatkowe oczekiwania użytkownika końcowego oraz wnioski wynikające z dotychczasowych badań. W tym modelu średnica zewnętrzna pakietu stojana została zmniejszona o 6 mm, równocześnie zmniejszono średnicę wewnętrzną stojana, aby jarzmo pakietu stojana było grubsze, a długość czynna obwodu elektromagnetycznego stojana i wirnika pozostały bez zmian. Zmianie uległy: liczba żłobków stojana, która teraz wynosiła $Q_s = 48$ oraz liczba biegunów magnetycznych silnika, którą ustalono na $2p = 16$. Te modyfikacje miały na celu poprawę sztywności pakietu blach stojana oraz poprawę sprawności silnika i jego parametrów elektromagnetycznych, co powinno się przełożyć na poprawę parametrów wibroakustycznych i zwiększoną efektywność w warunkach eksploatacji. W wirniku zastosowano ponownie topologię rozmieszczenia magnesów trwałych współtworzących biegun magnetyczny w kształcie litery V. W czasie obliczeń silnika nie było dostępnego żadnego dedykowanego oprogramowania do obliczeń wibroakustycznych, zaproponowane zmiany oparto na doświadczeniu inżynierskim.

W tabeli 3 zestawiono podstawowe parametry elektromechaniczne i konstrukcyjne silnika SMwsK280M16. Analizę wibroakustyczną silnika SMwsK280M16 wykonano w tej samej kolejności jak dla silnika SMwsK280M20. Na rys. 41 przedstawiono przekrój obwodu elektromagnetycznego analizowanego silnika. Na rys. 42 i rys. 43 przedstawiono obliczeniowe charakterystyki momentu i mocy w funkcji prędkości obrotowej. Na rys. 44 przedstawiono mapę sprawności silnika w funkcji obciążenia i prędkości obrotowej. Uzyskane obliczeniowe parametry silnika zostały potwierdzone podczas badań laboratoryjnych.

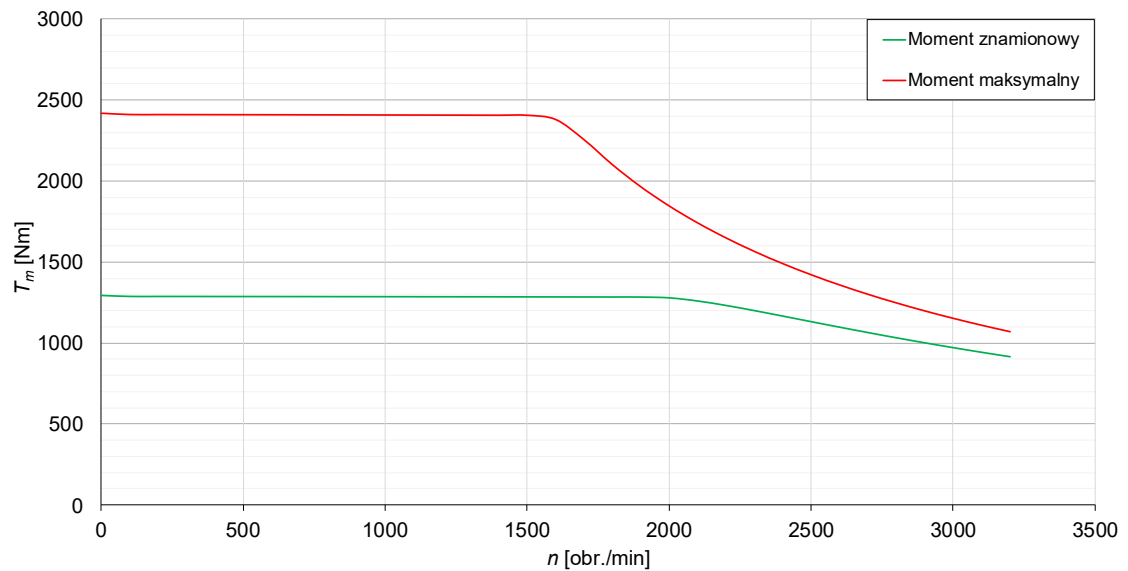
Tabela 3. Podstawowe parametry silnika prototypowego SMwsK280M16

Typ silnika	SMwsK280M16
Budowa	Silnik z wirnikiem wewnętrznym, wirnik typu VPM
Sposób zasilania	Dwa falowniki trójfazowe
Moc znamionowa	250 kW
Prędkość znamionowa	1950 obr/min
Prąd znamionowy	2x200 A
Prąd maksymalny	2x420 A
Prędkość obrotowa	0 -3000obr/min
Sprawność	96,1%
Moc chwilowa	400 kW
Moment znamionowy	1250 Nm
Moment maksymalny	2350 Nm
Zastosowanie	Napęd autobusów
Masa silnika	305 kg
Liczba biegunów	16
Średnica zewnętrzna stojana	470 mm
Średnica wewnętrzna stojana	365,6 mm
Długość czynna obwodu elektromagnetycznego	170 mm
Liczba żłobków stojana	48

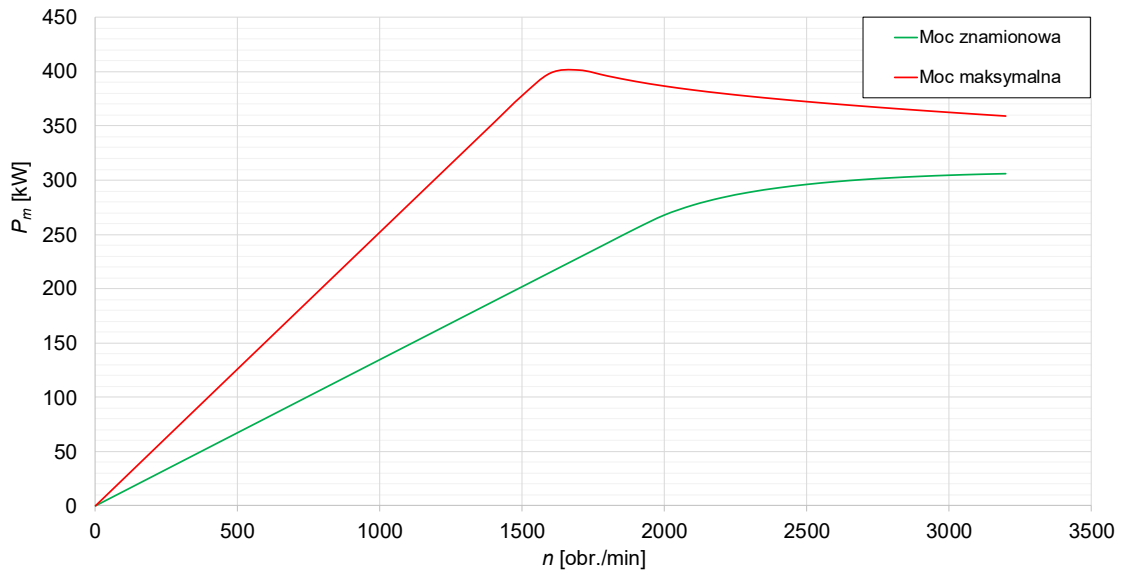


Rys. 41. Przekrój obwodu elektromagnetycznego silnika prototypowego SMwsK280M16

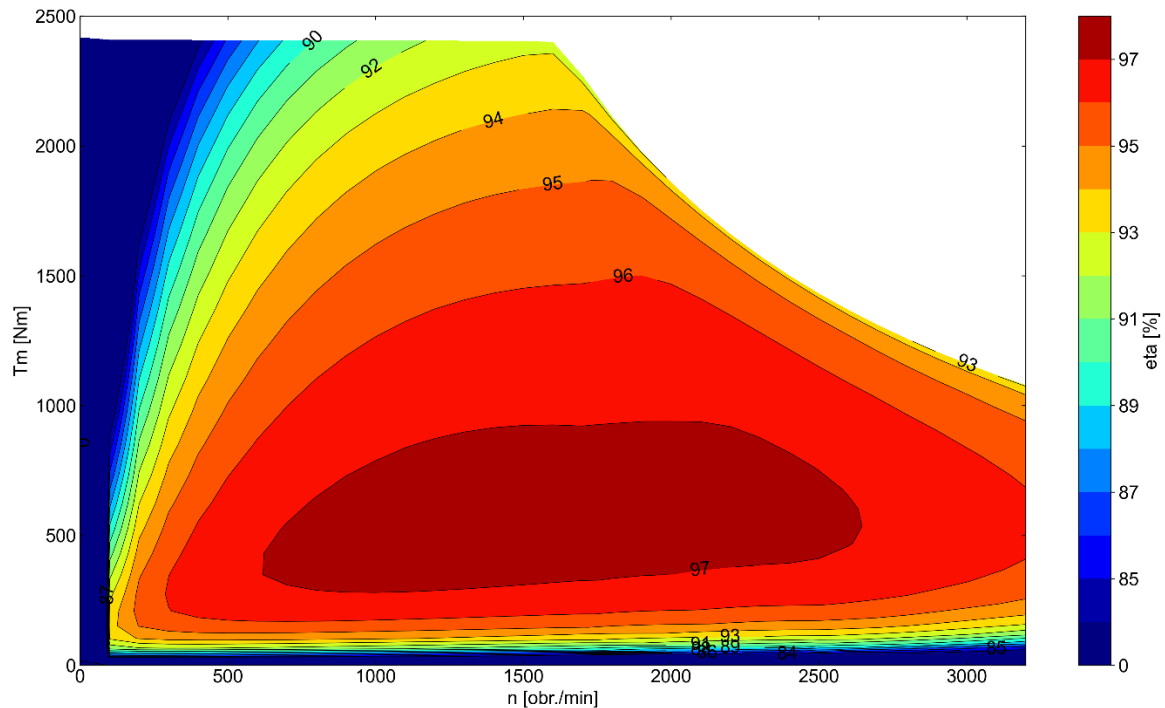
11.7. Charakterystyki elektromechaniczne silnika SMwsk280M16



Rys.42. Charakterystyki elektromechaniczne silnika prototypowego SMwsK280M16



Rys. 43. Charakterystyki mocy na wale silnika prototypowego SMwsK280M16



Rys. 44. Mapa sprawności silnika prototypowego SMwsK280M16

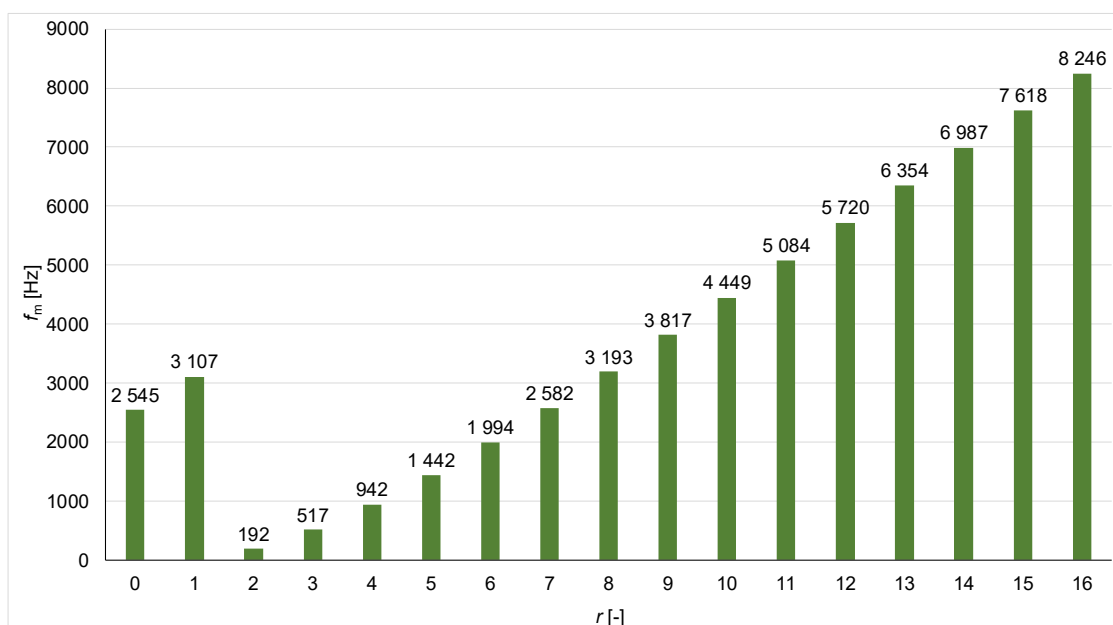
11.8. Obliczenia wibroakustyczne silnika SMwsK280M16

Analizę wibroakustyczną rozpoczęto od obliczenia częstotliwości drgań własnych oraz sztywności pakietu blach stojana silnika wraz z kadłubem. W obliczeniach uwzględniono również masę uzwojenia stojana. Na podstawie wyników (rys. 45) określono częstotliwości drgań własnych pakietu stojana dla różnych kształtów przestrzennych r . Na podstawie wzorów (3.4-3) oraz (3.4-4) wyliczono, że dla silnika SMwsK280M16 istotnymi kształtami przestrzennymi będą wyłącznie kształt $r = 0$

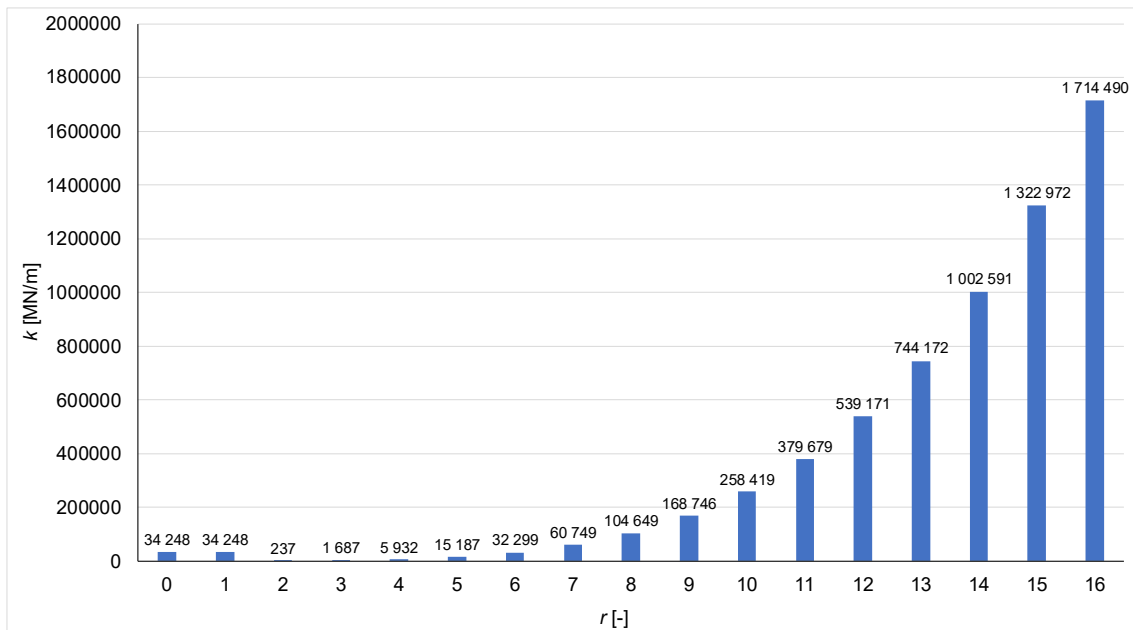
o częstotliwości H48 i jego wielokrotności oraz kształt przestrzenny wirujący $r' = 16$ i wielokrotności jego częstotliwości H16.

Analiza modalna oraz analiza sztywności wykazały, że pomimo wzrostu grubości jarzma pakietu blach stojana jak również wzrostu grubości ścianek kadłuba częstotliwość drgań własnych dla kształtu oddechowego spadła z $f_m = 2596$ Hz dla poprzedniego analizowanego silnika do $f_m = 2545$ Hz dla silnika SMwsK280M16, co jest wartością niewielką i niewnoszącą znaczącej poprawy w sztywności kadłuba i pakietu blach stojana. Obliczony kolejny możliwy kształt przestrzenny zmienił się z $r' = 20$ do $r' = 16$ dla analizowanego silnika i spowodował obniżenie sztywności dla tego kształtu (rys 46), jednak kształt $r' = 16$ nie ma istotnego udziału w generowanym poziomie mocy akustycznej.

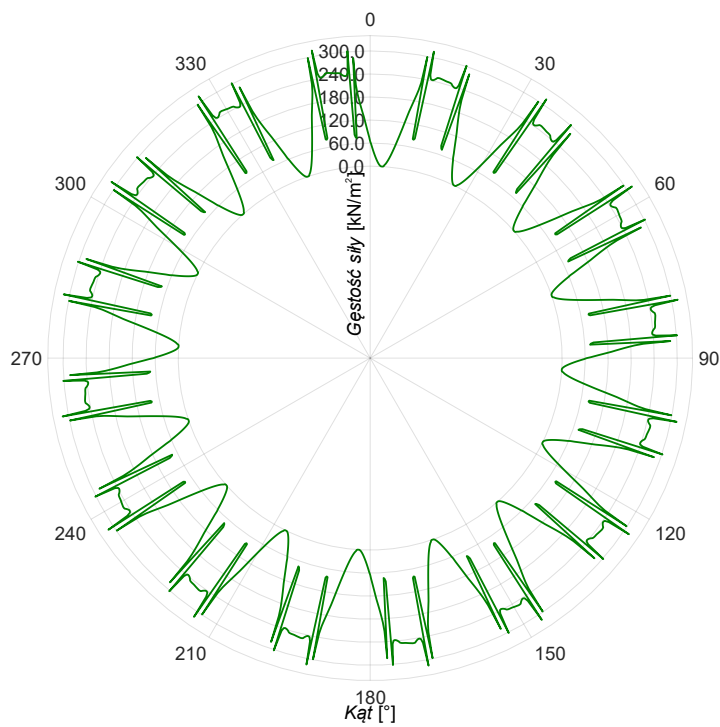
Niska sztywność oraz częstotliwość drgań własnych dla kształtu oddechowego w obszarze największej czułości ucha ludzkiego doprowadzą tak jak to było w silniku SMwsK280M20 do zwiększonego generowania poziomu mocy akustycznej. Zdecydowano jednak przeprowadzić do końca proces obliczeń wibroakustycznych, dlatego w kolejnym etapie analizy przeprowadzono obliczenia sił promieniowych i osiowych działających na wewnętrzną powierzchnię pakietu blach stojana, zarówno dla biegu jałowego, jak i dla obciążenia znamionowego. Na rys. 47 oraz rys. 48 przedstawiono wykresy ciśnienia Maxwella wynikającego z sił promieniowych. Na rys. 49 oraz rys. 50 przedstawiono analizę rozkładu ciśnienia Maxwella na poszczególne kształty przestrzenne.



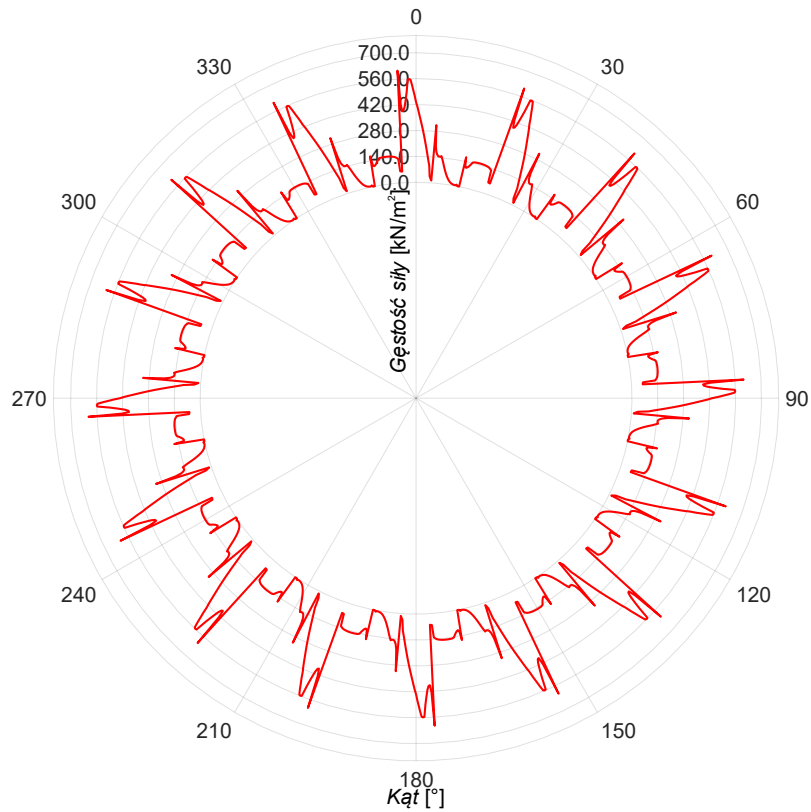
Rys. 45. Analiza modalna stojana i kadłuba silnika prototypowego typu SMwsK280M20



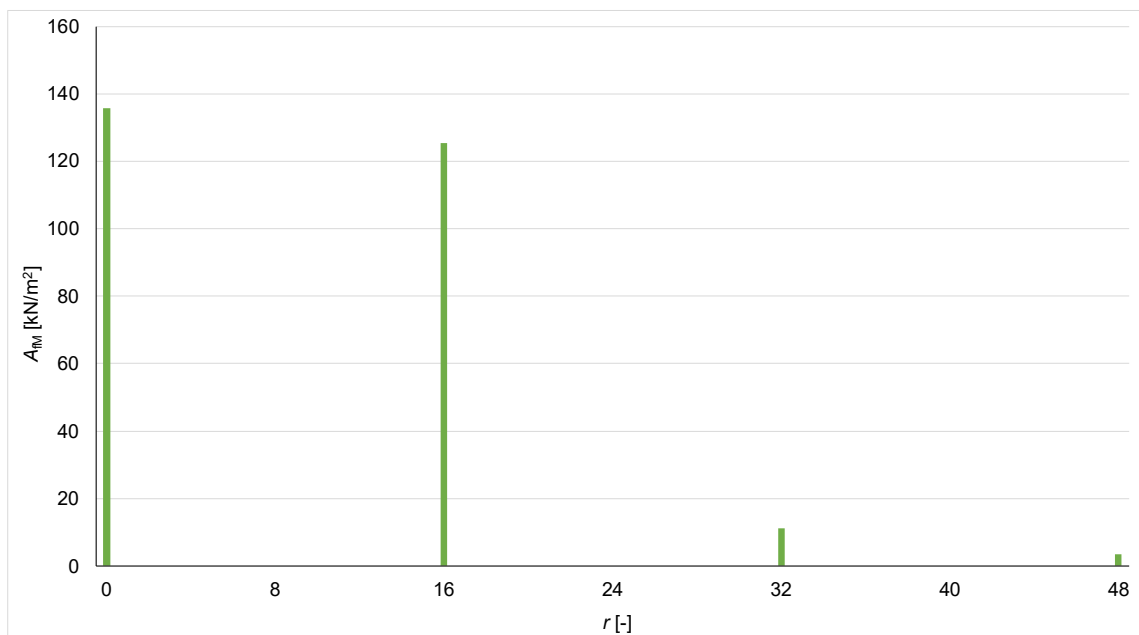
Rys. 46. Analiza sztywności stojana i kadłuba silnika prototypowego typu SMwsK280M16



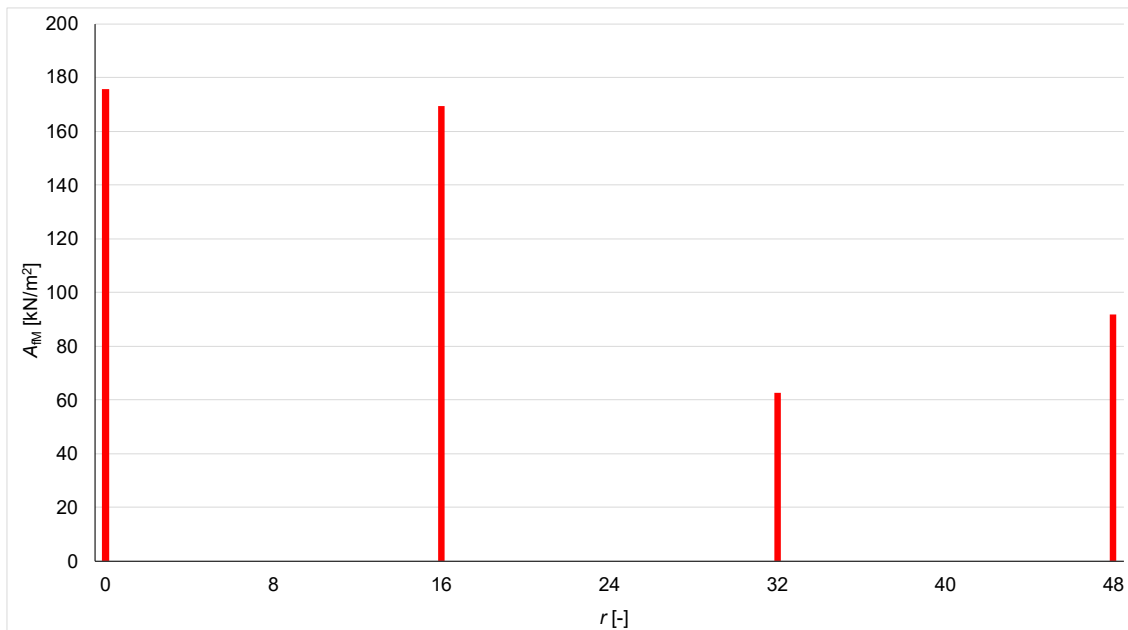
Rys. 47. Rozkład przestrzenny gęstości sił promieniowych w szczelinie powietrznej dla wybranej chwili czasowej silnika SMwsK280M20 na biegu jałowym



Rys. 48. Rozkład przestrzenny gęstości sił promieniowych w szczelinie powietrznej dla wybranej chwili czasowej silnika SMwsK280M16 przy obciążeniu znamionowym

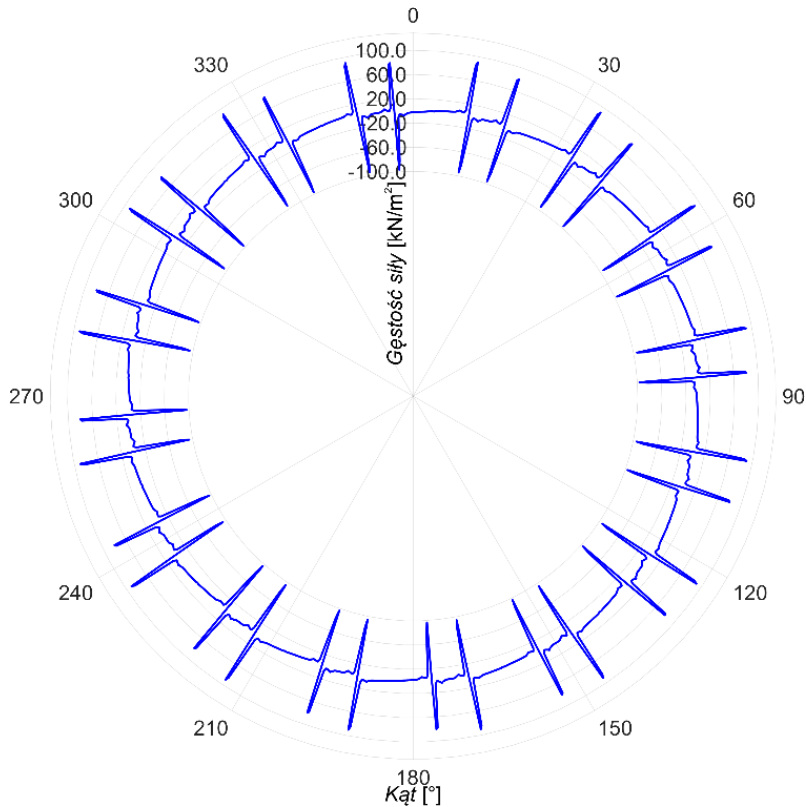


Rys. 49. Analiza gęstości sił promieniowych i ich kształtów przestrzennych działających w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M16 na biegu jałowym

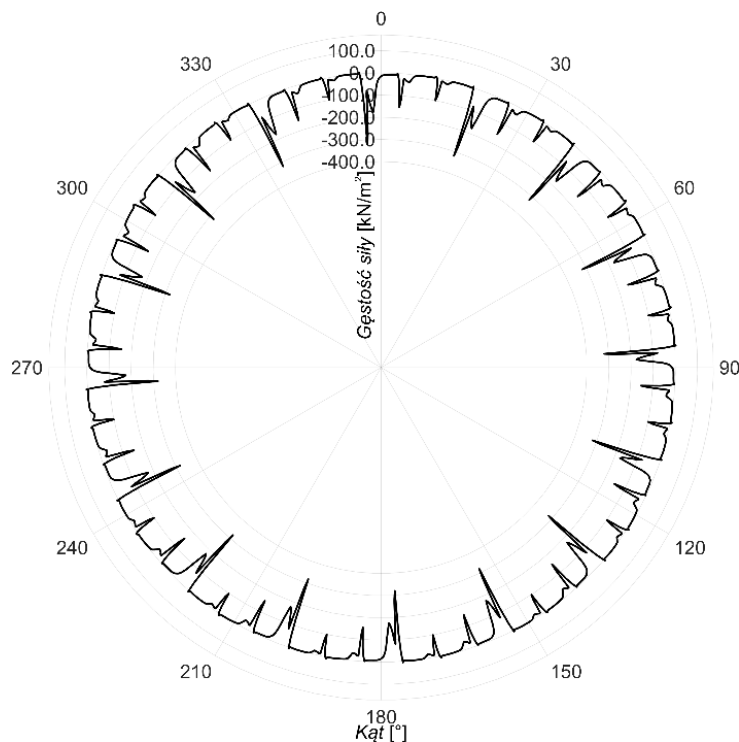


Rys. 50. Analiza gęstości sił promieniowych i ich kształtów przestrzennych działających w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M16 przy obciążeniu znamionowym

Dla analizowanego silnika wykonano również analizę sił osiowych w celu sprawdzenia ich wartości. Rys. 51 przedstawia rozkład sił osiowych w szczelinie powietrznej silnika przy pracy jałowej, rys. 52, przedstawia rozkład przy obciążeniu znamionowym.

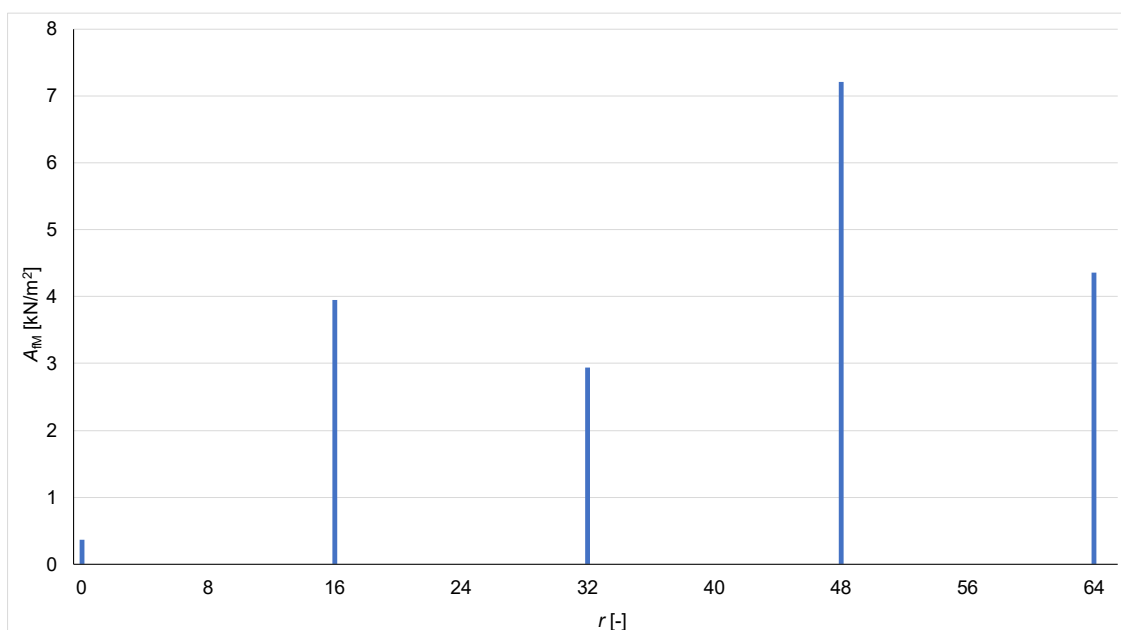


Rys. 51. Rozkład przestrzenny gęstości sił osiowych w szczelinie powietrznej dla wybranej chwili czasowej silnika SMwsK280M16 na biegu jałowym

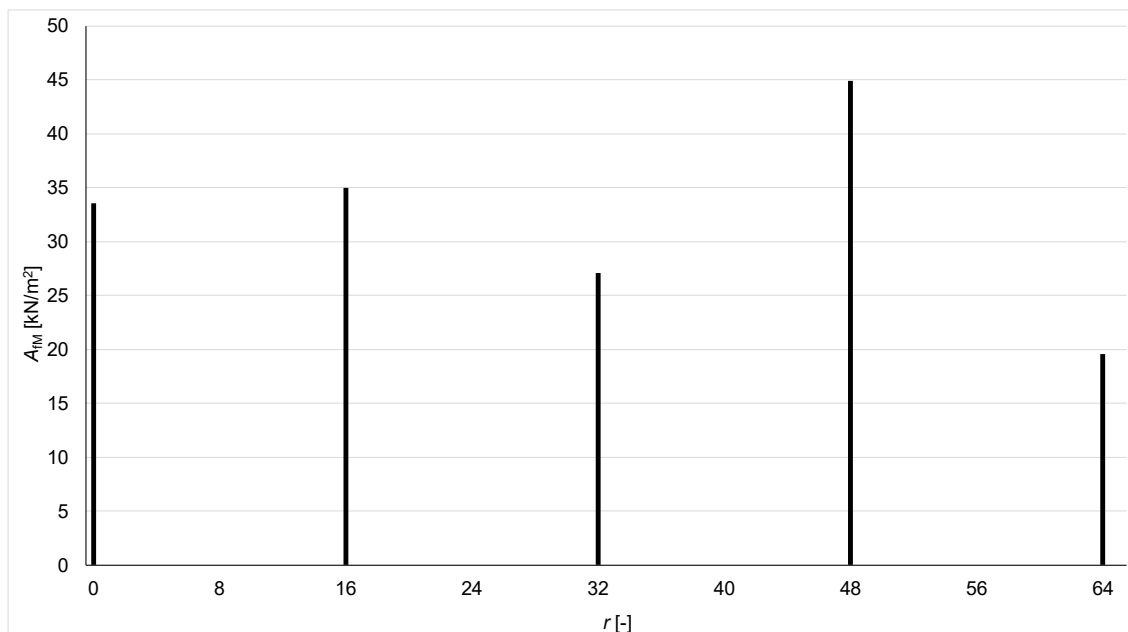


Rys. 52. Rozkład przestrzenny gęstości sił osiowych oddziałujących w szczelinie powietrznej dla wybranej chwili czasowej silnika SMwsK280M16 przy obciążeniu znamionowym

Analiza gęstości sił osiowych dla poszczególnych kształtów przestrzennych pokazana na rys. 53 i rys. 54 podobnie jak dla silnika SMwsK280M20, potwierdza ich niewielki wpływ na poziom mocy akustycznej szczególnie dla biegu jałowego dla którego, wykonuje się badania wibroakustyczne, gdzie wartość siły osiowej o kształcie przestrzennym oddechowym jest bardzo mała (rys.53).



Rys. 53. Analiza gęstości sił osiowych i ich kształtów przestrzennych działających w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M16 na biegu jałowym

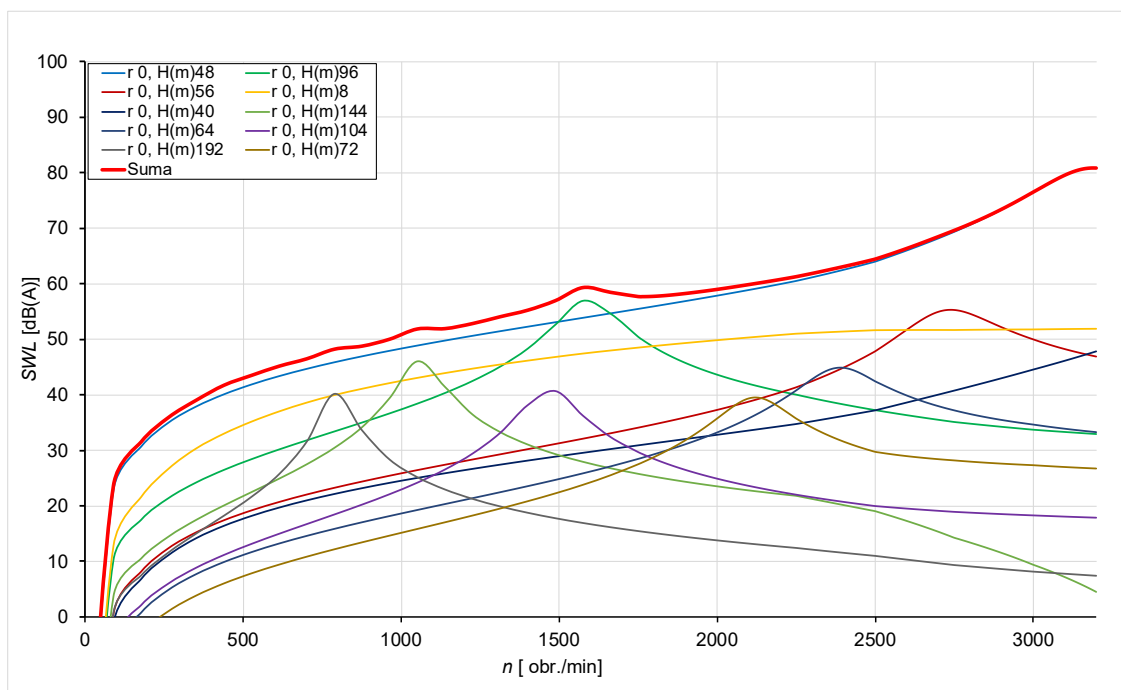


Rys. 54. Analiza gęstości sił osiowych i ich kształtów przestrzennych działających w szczelinie powietrznej silnika SMwsk280M16 przy obciążeniu znamionowym

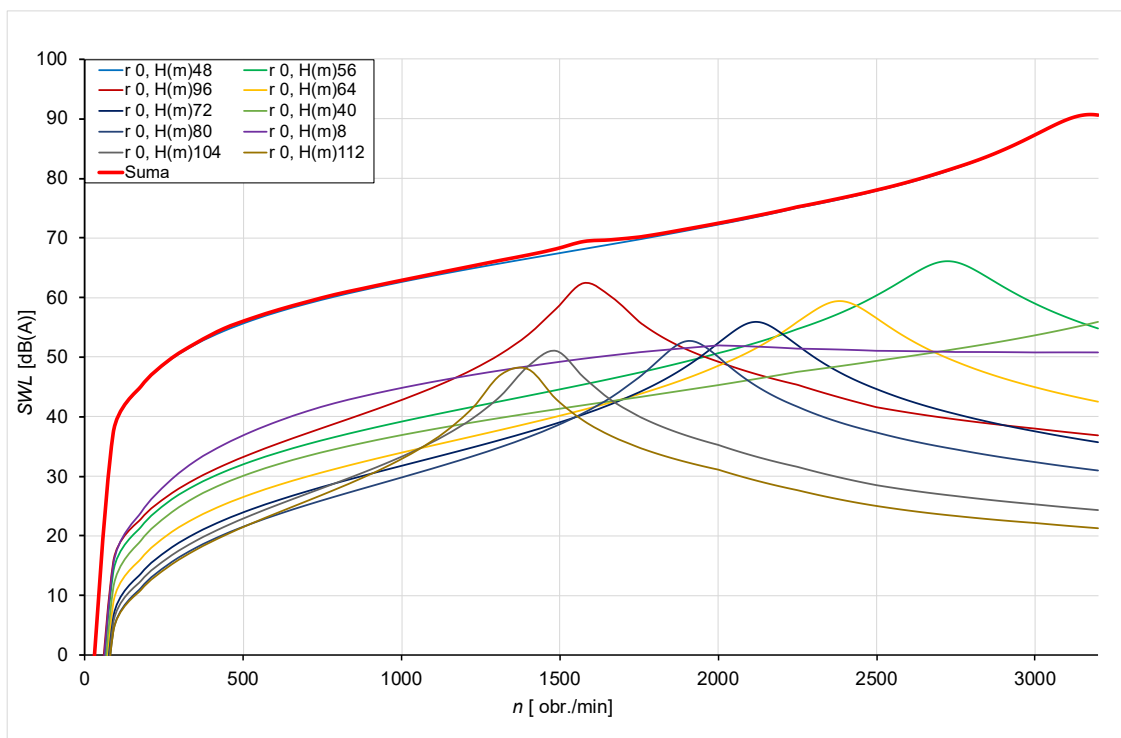
Na rys. 55 i rys. 56 przedstawiono wyniki analizy wibroakustycznej przeprowadzonej dla silnika SMwsk280M16. Wyniki te wskazują, że podczas pracy na biegu jałowym maksymalny poziom mocy akustycznej wynosi $SWL = 76,5$ dB(A) przy prędkości maksymalnej silnika 3000 obr./min. Źródłem hałasu jest przestrzenny kształt oddechowy $r = 0$, a częstotliwość generowanego dźwięku odpowiada 48-krotności prędkości obrotowej silnika, wyrażonej w obr./s (H48). Oznacza to, że główne źródło dźwięku ma częstotliwość 2,4 kHz, która przy 3000 obr./min jest bardzo zbliżona do częstotliwości drgań własnych kadłuba (2,54 kHz) i pakietu blach stojana silnika.

Dla obciążenia znamionowego poziom mocy akustycznej wynosi $SWL = 87,2$ dB(A) i utrzymuje się przy tej samej prędkości obrotowej (maksymalnej dla silnika). Jednak jego obliczeniowy poziom wzrasta o 10,7 dB w stosunku do pracy na biegu jałowym (rys. 48). Wzrost mocy akustycznej generowanej przez silnik jest spowodowany wzrostem obciążenia oraz zbliżeniem się częstotliwości sił oddechowych $r = 0$ do częstotliwości drgań własnych kadłuba, co prowadzi do rezonansu. W rezultacie następuje nadmierny wzrost amplitudy drgań oraz poziomu mocy akustycznej generowanej przez silnik.

Zastosowane zmiany w konstrukcji silnika nie przyniosły zakładanych rezultatów w postaci znacznego obniżenia poziomu mocy akustycznej; obniżono jedynie jego częstotliwość.



Rys. 55. Poziom emitowanej mocy akustycznej na biegu jałowym silnika prototypowego typu SMwsK280M16



Rys. 56. Poziom emitowanej mocy akustycznej przy obciążeniu znamionowym silnika prototypowego typu SMwsK280M16

11.9. Pomiary laboratoryjne poziomu hałasu silnika SMwsK280M16

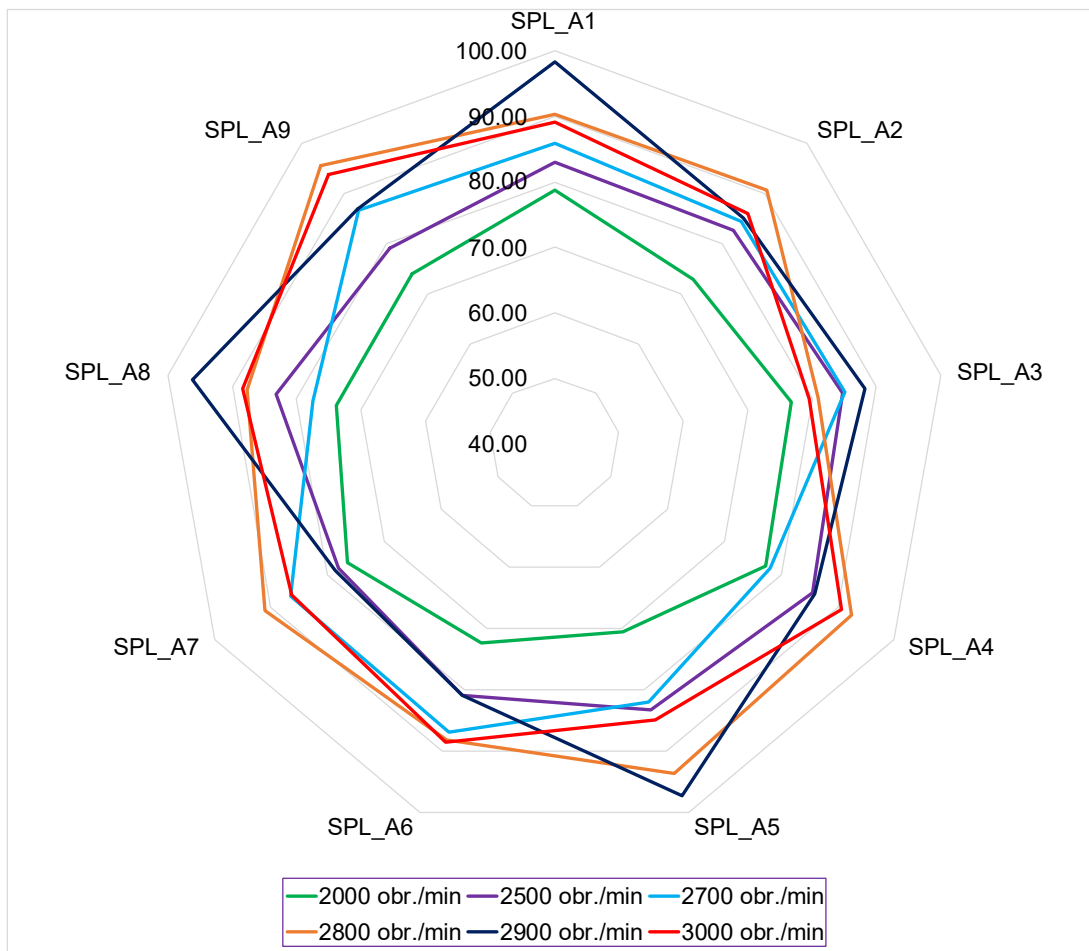
Silnik prototypowy typu SMwsK280M16 został zaprojektowany i wykonany jako kolejny w ramach realizowanego projektu komercyjnego, po badaniach pierwszego silnika prototypowego typu SMwsK280M20 stwierdzono podwyższony poziom

emitowanej mocy akustycznej. Przeprowadzone badania silnika SMwsK280M20 umożliwiły wprowadzenie korekt konstrukcyjnych do kolejnego silnika prototypowego. Pomiar poziomu ciśnienia dla silnika SMwsK280M16 wykonano w dziewięciu punktach pomiarowych (rys. 16). Podobnie jak to było dla silnika SMwsK280M20, w tym przypadku również wybrano kilka prędkości obrotowych, dla których podczas wstępnych badań zaobserwowano podwyższony poziom ciśnienia akustycznego.

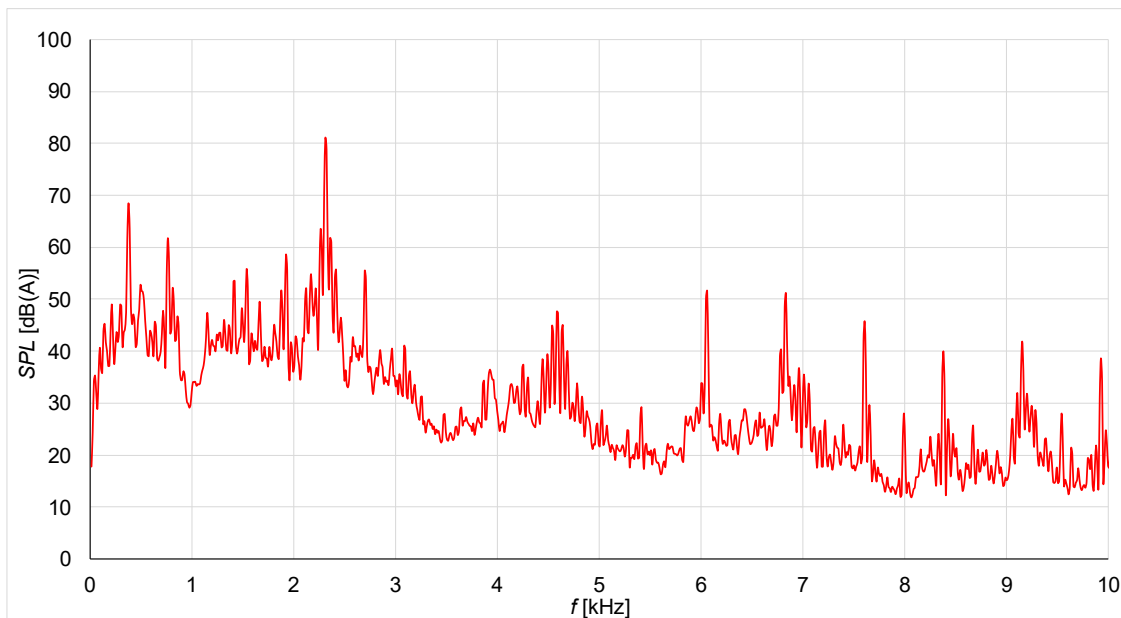
Poziom ciśnienia akustycznego rejestrowano przyrządem SVAN 958A. Wyniki zestawiono w tabeli 4 i oraz na rys. 57. Dodatkowo wykonano analizę harmoniczną skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie czwartym (rys.58) przy prędkości obrotowej 2900 obr./min w celu określenia tonów czystych. Analiza ta wykazała, że w oktawie 2 kHz występują tony czyste. Zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 60349-4:2013 do wyznaczonego poziomu mocy akustycznej dodano korektę w wysokości 6 dB. Na rys. 59 przedstawiono charakterystykę zmienności poziomu mocy akustycznej badanego silnika w funkcji prędkości obrotowej, podobnie jak w przypadku silnika SMwsK280M20, także tutaj nie uwzględniono korekty ze względu na tony czyste.

Tabela 4. Pomiary ciśnienia akustycznego wykonane dla zimnego silnika

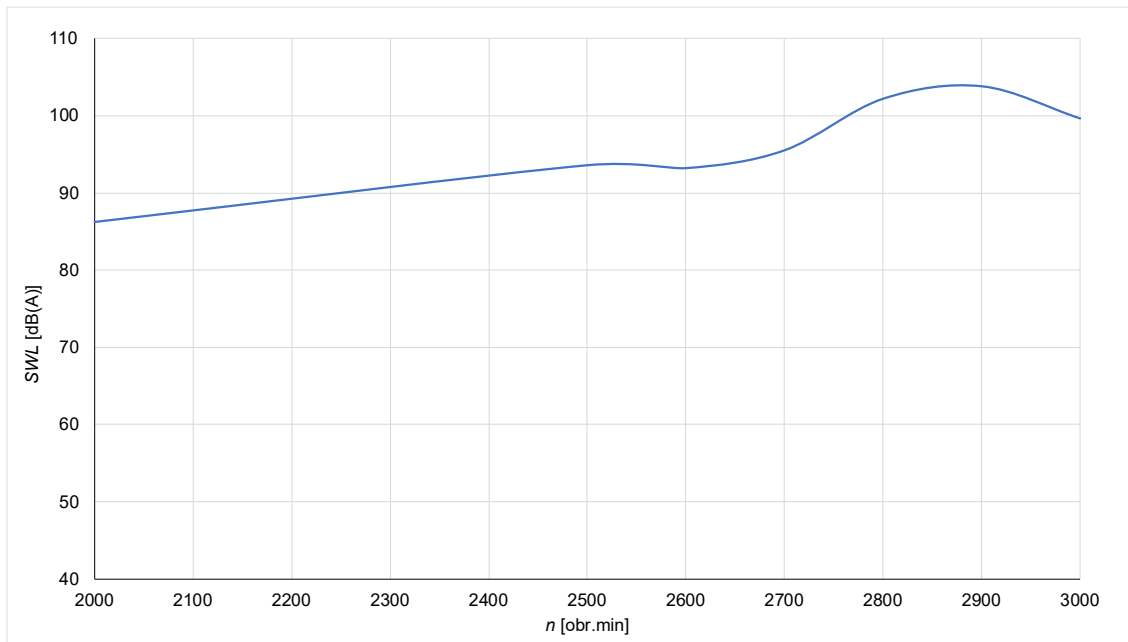
Punkty pomiarowe	Prędkości obrotowe badanego silnika SMwsK280M16					
	2000 obr./min	2500 obr./min	2600 obr./min	2800 obr./min	2900 obr./min	3000 obr./min
<i>SPL_1</i> [dB(A)]	78.70	83.10	83.00	90.40	98.30	89.20
<i>SPL_2</i> [dB(A)]	72.90	82.60	82.20	90.60	85.00	86.00
<i>SPL_3</i> [dB(A)]	76.80	84.70	83.90	81.00	88.20	79.60
<i>SPL_4</i> [dB(A)]	77.30	85.50	83.40	92.50	86.00	90.60
<i>SPL_5</i> [dB(A)]	70.60	83.20	76.00	93.60	97.20	85.00
<i>SPL_6</i> [dB(A)]	72.40	81.00	84.10	88.10	81.00	88.50
<i>SPL_7</i> [dB(A)]	76.50	78.00	76.00	91.00	78.60	86.40
<i>SPL_8</i> [dB(A)]	73.80	83.20	85.80	87.70	96.10	88.30
<i>SPL_9</i> [dB(A)]	73.90	79.00	75.10	95.50	86.80	93.70
SPL (wart. śr.)	75.47	82.82	82.44	91.42	93.04	88.88
SWL [dB(A)]	86.27	93.62	93.24	102.22	103.85	99.68
Korekta SWL [dB(A)] ze względu na tony czyste	92.27	99.62	99.24	108.22	109.85	105.68
Tł0 [dB]	50	50	50	50	50	50



Rys. 57. Rozkład skorygowanego ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w poszczególnych dziewięciu punktach pomiarowych silnika typu SMwsK280M16 na biegu jałowym



Rys. 58. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie czwartym przy prędkości obrotowej 2900 obr./min silnika typu SMwsK280M16 na biegu jałowym



Rys. 59. Poziom emitowanej mocy akustycznej SWL w funkcji prędkości obrotowej zimnego silnika prototypowego typu SMwsK280M16 na biegu jałowym

Dla silnika SMwsK280M16, w trakcie badań wibroakustycznych nie został nagrany dźwięk wybiegu silnika.

12. Seryjne silniki trakcyjne o mocy powyżej 250 kW

Seryjne silniki typu SMwsK280M16A oraz SMwsK280M16B zostały zaprojektowane ze zbliżonymi wymiarami gabarytowymi do wcześniejszych analizowanych konstrukcji prototypowych, co umożliwiło ich zamienność mechaniczną oraz dało możliwość przeprowadzania badań na tym samym stanowisku laboratoryjnym. Szczegółowe dane elektromechaniczne oraz podstawowe wymiary geometryczne zmodyfikowanych silników zestawiono w tabelach 5 i 7. Silniki SMwsK280M16A i SMwsK280M16B zostały zaprojektowane na podstawie wstępnie opracowanej rozszerzonej metodyki obliczeń wibroakustycznych, w której już na etapie doboru podstawowych parametrów obwodu elektromagnetycznego uwzględniono obliczenia wibroakustyczne. Takie podejście pozwoliło zoptymalizować zarówno parametry elektromagnetyczne, jak i właściwości akustyczne konstrukcji.

12.1. Seryjny silnik trakcyjny typu SMwsK280M16A

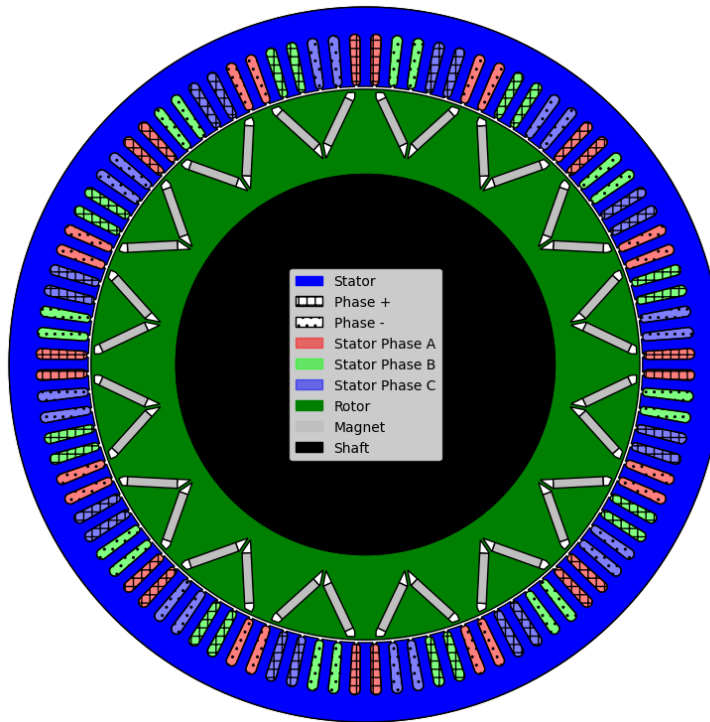
Seryjny silnik elektryczny typu SMwsK280M16A stanowi wersję konstrukcyjną opracowaną w ramach projektu badawczo-rozwojowego pt. „Polska generacja elektrycznych układów napędowych z zastosowaniem do napędów autobusowych, samochodów dostawczych i ciężarowych oraz innych pojazdów użytkowych

i przemysłowych: (POLNAPEL)”, realizowanego na podstawie umowy nr 1/Ł-KOMEL/CŁ/2020. Doktorant uczestniczył w przygotowaniu części technicznej wniosku o dofinansowanie wspomnianego projektu, a po jego pozytywnym rozpatrzeniu powierzono mu realizację prac oraz funkcję kierownika zadań badawczo-rozwojowych.

Silnik ten zaprojektowano jako wysokosprawną maszynę synchroniczną z magnesami trwałymi (IPMSM - VPM), przeznaczoną do zastosowań trakcyjnych w pojazdach użytkowych. Przekrój poprzeczny obwodu elektromagnetycznego silnika pokazano na rys. 60. W stosunku do poprzedniego silnika prototypowego zmieniono liczbę żłobków pakietu blach stojana z 48 na 96, zmniejszono też grubość jarzma pakietu blach stojana oraz podniesiono moment znamionowy z 1250 Nm na 1545 Nm. W tabeli 5 przedstawiono podstawowe parametry techniczne silnika prototypowego SMwsK280M16A, takie jak: moment znamionowy, moment maksymalny, moc znamionowa, sprawność maksymalna, napięcie zasilania, zakres prędkości obrotowej. Przedstawione parametry zostały laboratoryjnie potwierdzone. Na rys. 61 i rys. 62 zaprezentowano charakterystyki momentu i mocy w funkcji prędkości obrotowej dla prądu znamionowego i maksymalnego, natomiast rys. 63 przedstawia mapę sprawności silnika, obrazującą rozkład efektywności energetycznej silnika w całym zakresie jego pracy.

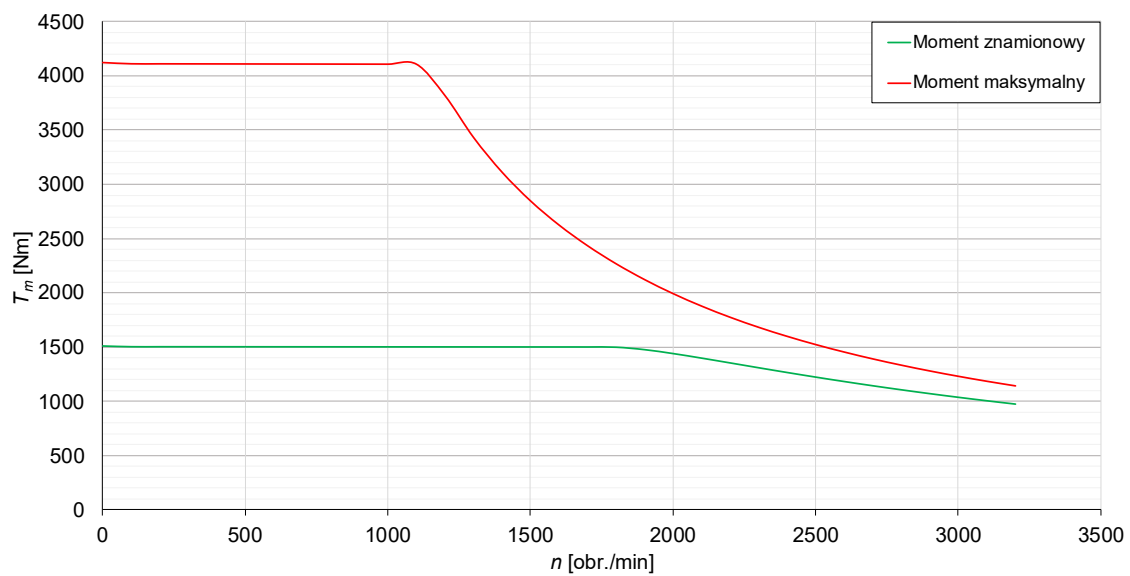
Tabela 5. Podstawowe parametry silnika SMwsK280M16A

Typ silnika	SMwsK280M16A
Budowa	Silnik z wirnikiem wewnętrznym, wirnik typu VPM
Sposób zasilania	Dwa falowniki trójfazowe lub jeden sześciofazowy
Moc znamionowa	275 kW
Prędkość znamionowa	1700 obr/min
Prąd znamionowy	2x220 A
Prąd maksymalny	2x1000 A
Prędkość obrotowa	0-3000obr/min
Sprawność	96.9%
Moc chwilowa	460 kW
Moment znamionowy	1545 Nm
Moment maksymalny	4100 Nm
Zastosowanie	Napęd autobusów i ciężarówek
Masa silnika	305 kg
Liczba biegunów	16
Średnica zewnętrzna stojana	476 mm
Średnica wewnętrzna stojana	372 mm
Długość czynna obwodu elektromagnetycznego	170 mm
Liczba żłobków stojana	96

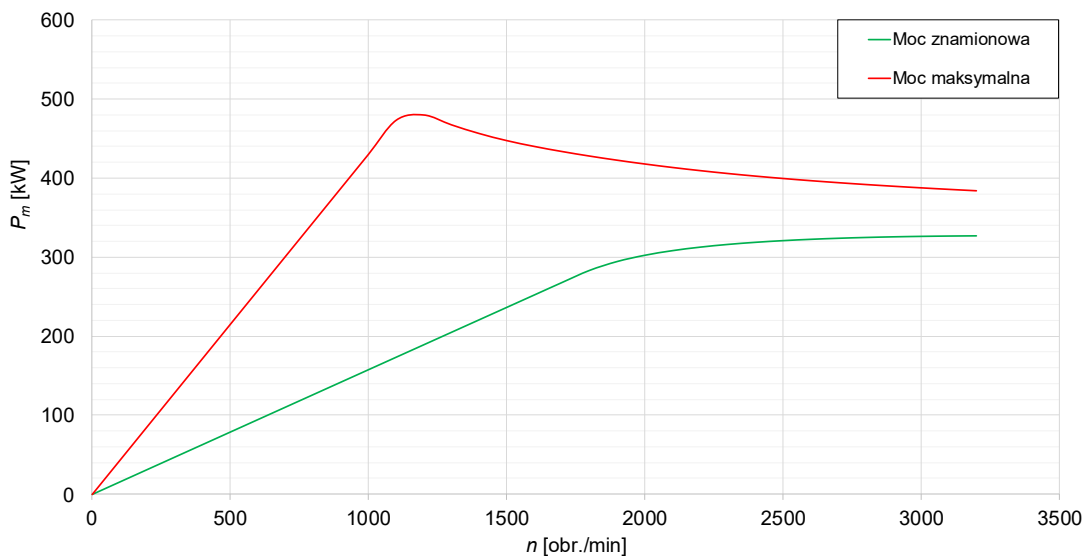


Rys. 60. Przekrój obwodu elektromagnetycznego silnika SMwsK280M16A

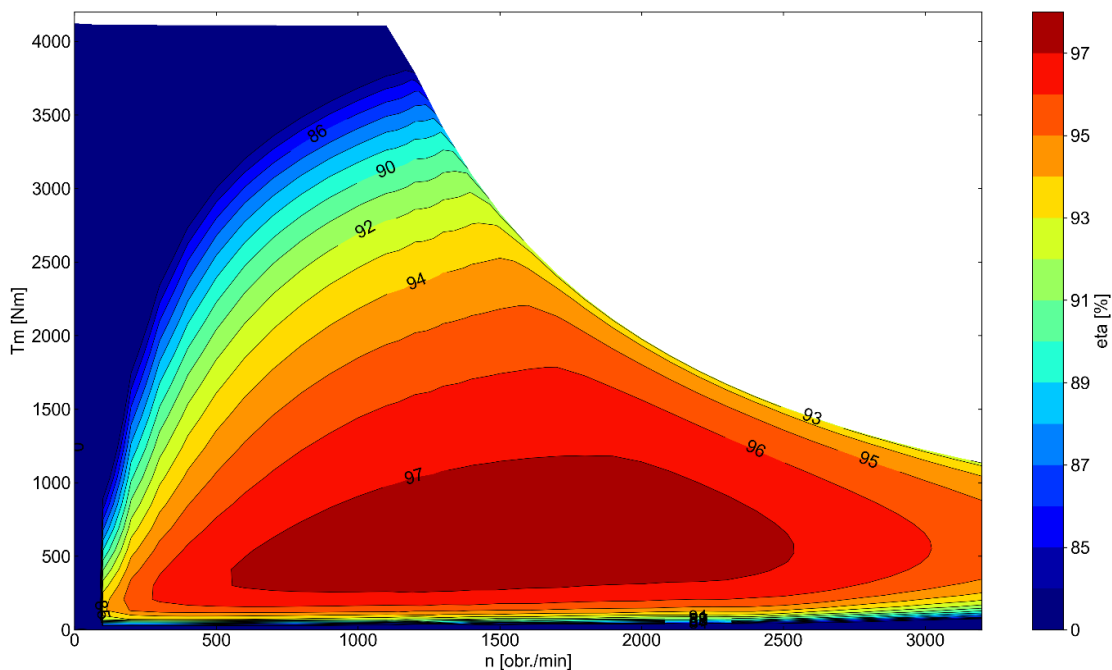
12.1.1. Charakterystyki elektromechaniczne silnika SMwsk280M16A



Rys. 61. Charakterystyki elektromechaniczne silnika typu SMwsK280M16A



Rys. 62. Charakterystyki mocy na wale silnika typu SMwsK280M16A

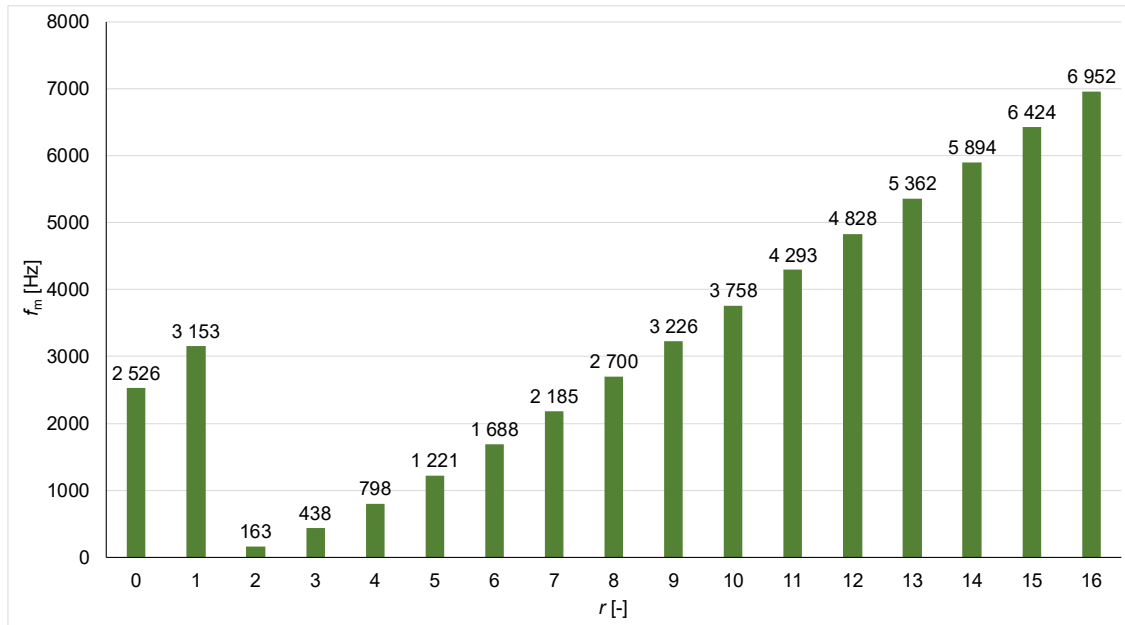


Rys. 63. Mapa sprawności silnika SMwsK280M16A

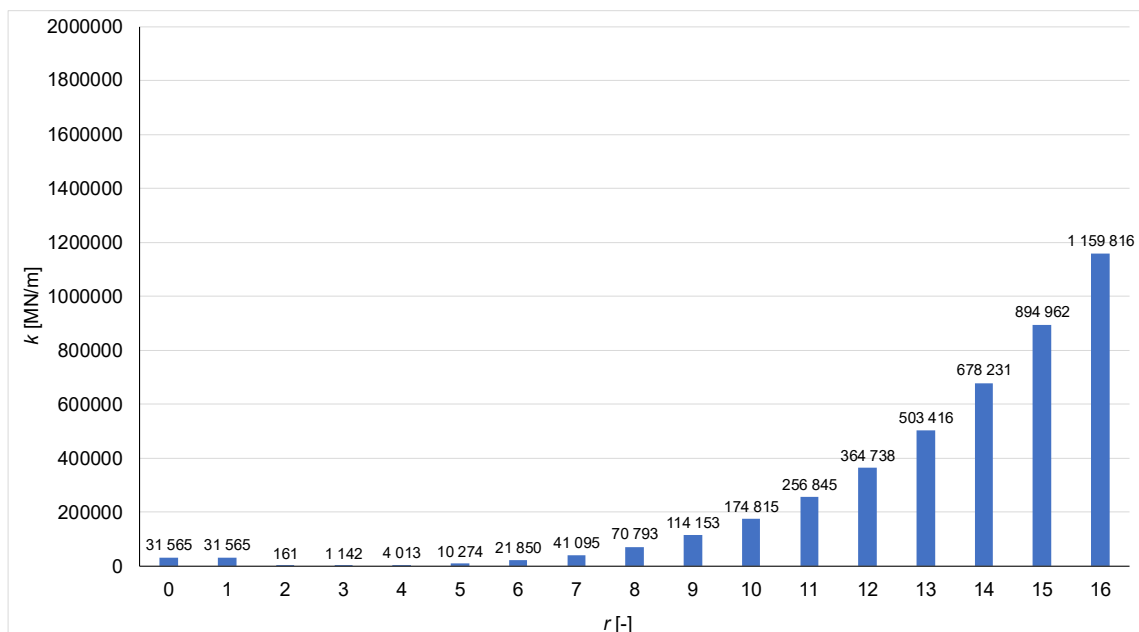
12.1.2. Analiza wibroakustyczna silnika SMwsK280M16A

Analizę wibroakustyczną podobnie jak w przypadku wcześniej analizowanych silników prototypowych rozpoczęto od obliczenia częstotliwości drgań własnych oraz sztywności pakietu blach stojana wraz z kadłubem. Obliczenia wykonano przy pomocy oprogramowania Motor-CAD, które pozwalało już uwzględnić masę uzwojenia stojana. Na podstawie uzyskanych wyników obliczeń określono częstotliwości drgań własnych pakietu stojana dla różnych kształtów przestrzennych r (rys. 64). Na rys. 14 przedstawiono rzeczywisty kadłub (kolor niebieski) zastosowany w tym silniku oraz

pomiary jego częstotliwości modalnych, które nieznacznie odbiegły wartościami w stosunku do obliczeń. Wykorzystując wzory (3.4-3) oraz (3.4-4) określono, że dla silnika typu SMwsK280M16A istotnymi kształtami przestrzennymi będą wyłącznie kształt oddechowy $r = 0$ o częstotliwości H96 oraz kształty przestrzenne $r' = 16$. Ze względu na dużą sztywność układu stojan - kadłub dla kształtu $r' = 16$ (rys. 65) oraz ze względu na wysoką częstotliwość drgań własnych dla tego kształtu (rys. 64), założono, że głównym kształtem przestrzennym generującym hałas będzie kształt oddechowy $r = 0$.

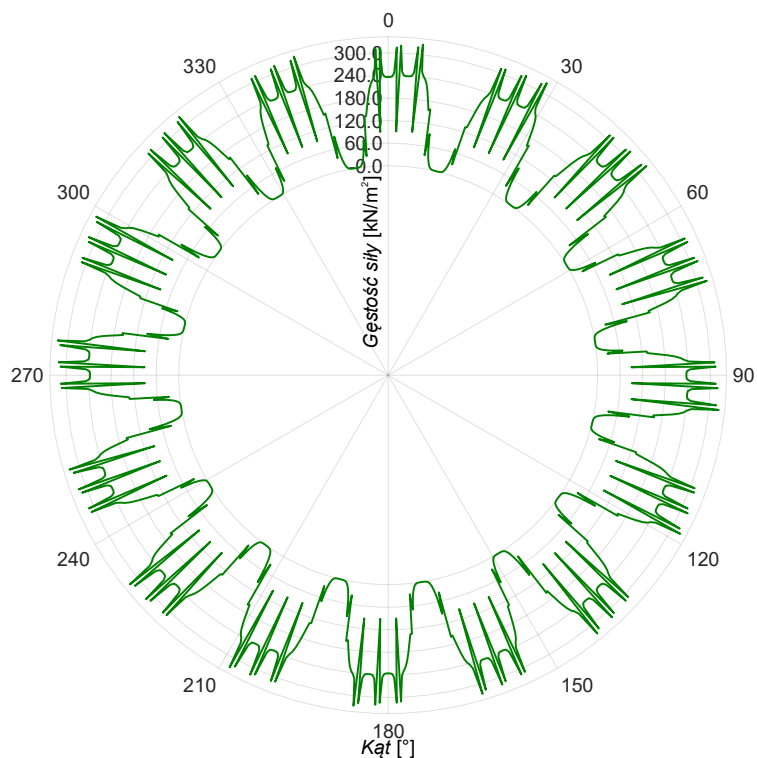


Rys. 64. Analiza modalna stojana i kadłuba silnika typu SMwsK280M16A

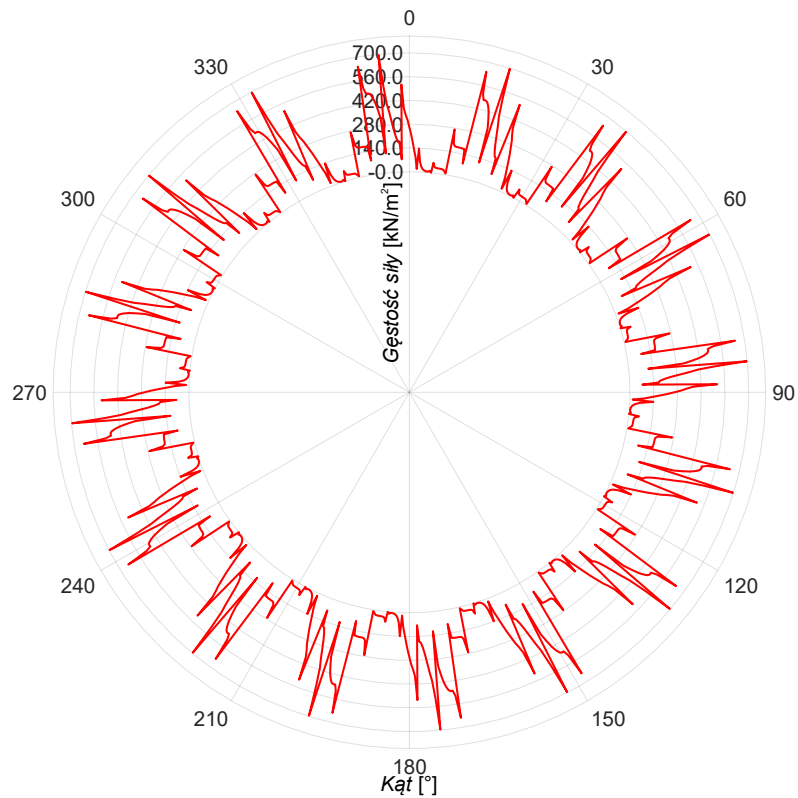


Rys. 65. Analiza sztywności stojana i kadłuba silnika typu SMwsK280M16A

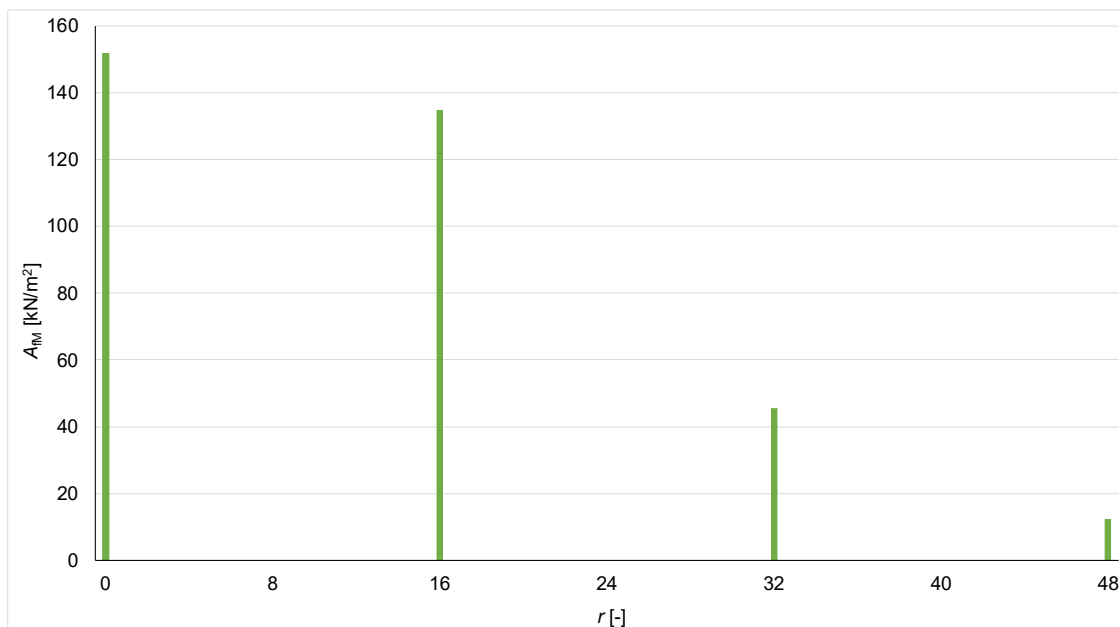
Na rysunkach od 66 do 69 przedstawiono wyniki obliczeń sił promieniowych działających na obwód elektromagnetyczny silnika. Można zauważyć że dla analizowanego silnika gęstość sił promieniowych przy pracy znamionowej (rys. 67) wzrosła ponad dwukrotnie w stosunku do gęstości tych sił przy pracy na biegu jałowym (rys. 66). Na rys. 68 i rys. 69 przedstawiono gęstości sił promieniowych w zależności od kształtu przestrzennego.



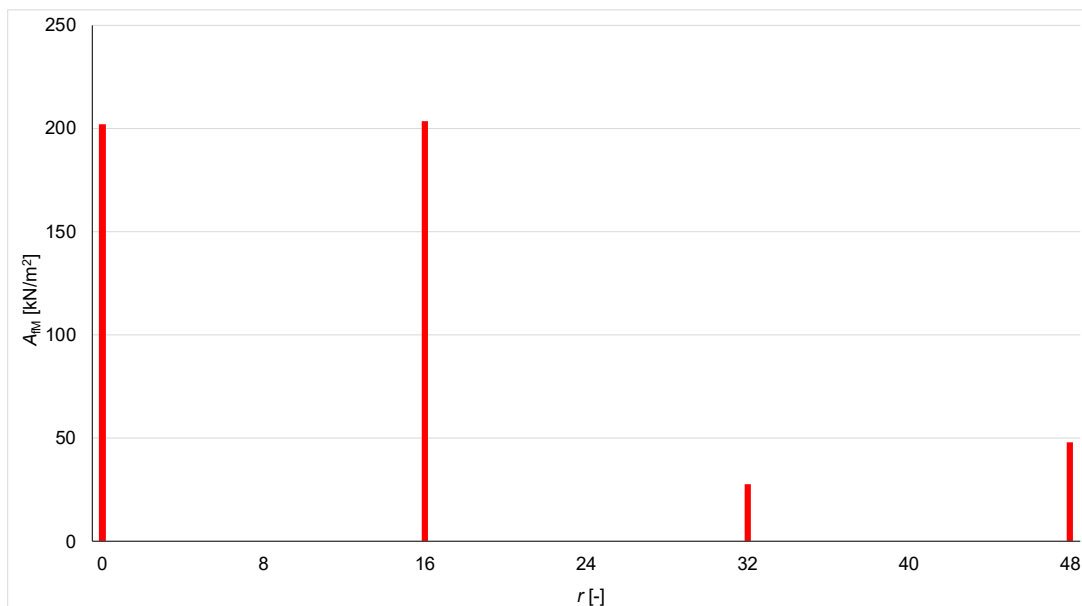
Rys. 66. Rozkład przestrzenny gęstości sił promieniowych w szczeliny powietrznej dla wybranej chwili czasowej silnika SMwsK280M16A na biegu jałowym



Rys.67. Rozkład przestrzenny gęstości sił promieniowych w szczelinie powietrznej dla wybranej chwili czasowej silnika SMwsK280M16A przy obciążeniu znamionowym.

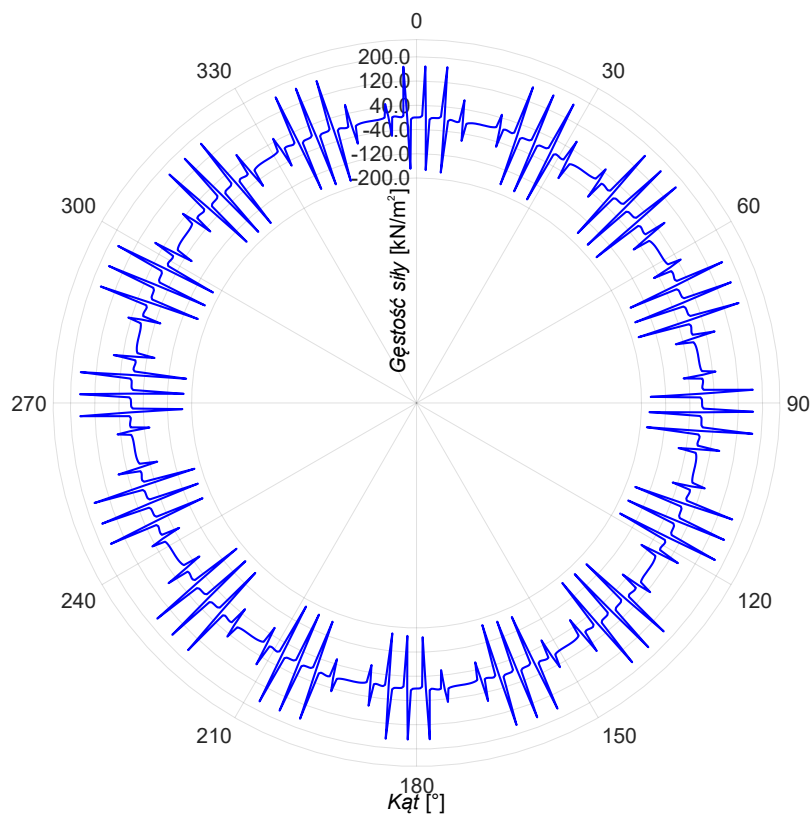


Rys.68. Analiza gęstości sił promieniowych i ich kształtów przestrzennych działających w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M16A na biegu jałowym

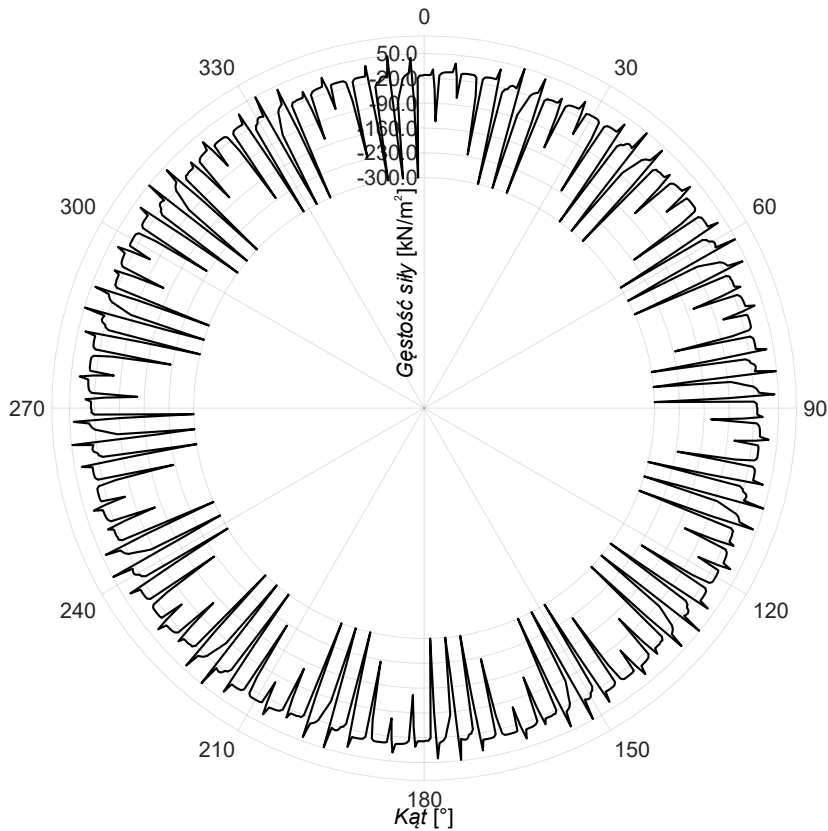


Rys.69. Analiza gęstości sił promieniowych i ich kształtów przestrzennych działających w szczelinie powietrznej silnika SMwsk280M16A przy obciążeniu znamionowym

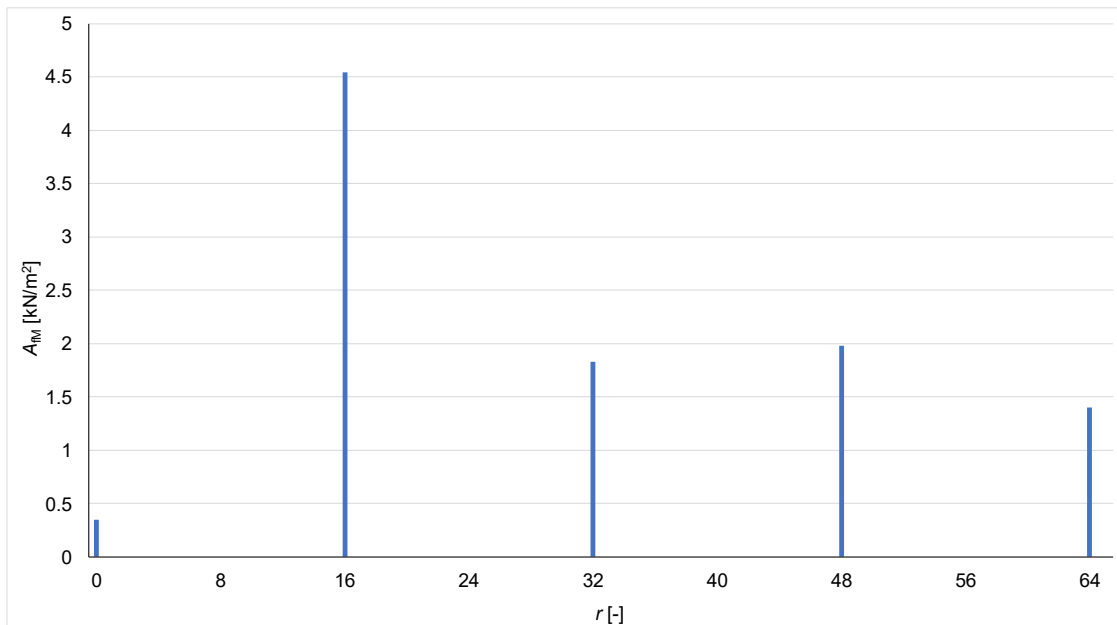
W celu sprawdzenia i oceny wartości sił osiowych na biegu jałowym oraz przy obciążeniu znamionowym przygotowano wykresy przedstawione na rys. 70 i rys. 71. Zauważano że wraz ze wzrostem momentu znamionowego silnika wartość sił osiowych również wzrasta.



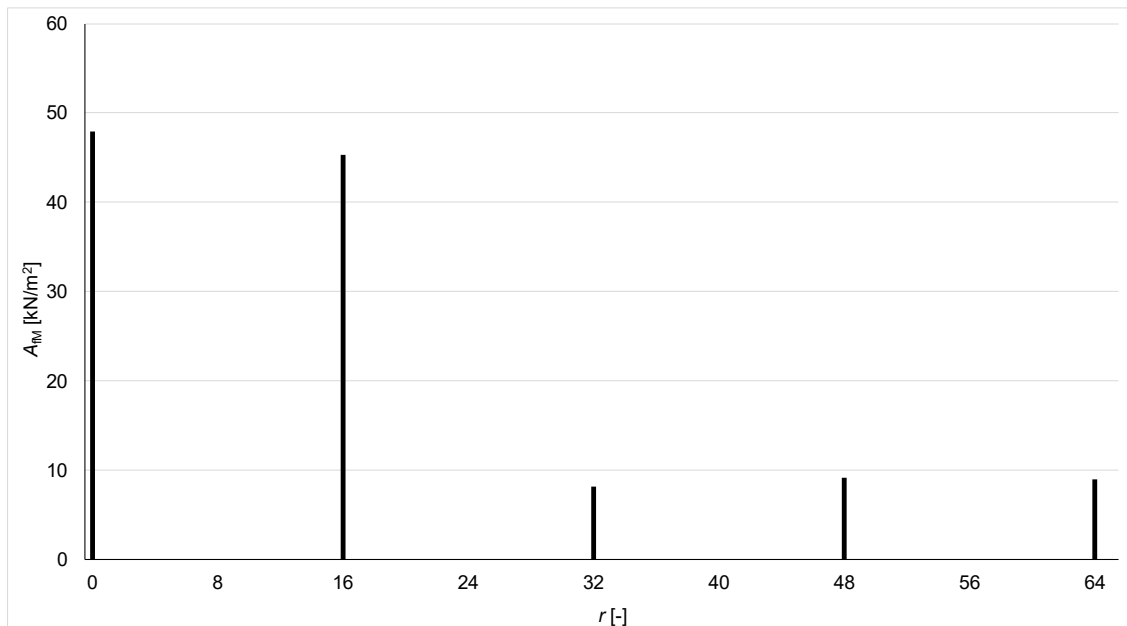
Rys. 70. Rozkład przestrzenny gęstości sił osiowych w szczelinie powietrznej dla wybranej chwili czasowej silnika SMwsK280M16A na biegu jałowym



Rys. 71. Rozkład przestrzenny gęstości sił osiowych oddziaływujących w szczelinie powietrznej dla wybranej chwili czasowej silnika SMwsK280M16A przy obciążeniu znamionowym



Rys.72. Analiza gęstości sił osiowych i ich kształtów przestrzennych oddziaływujących w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M16A na biegu jałowym



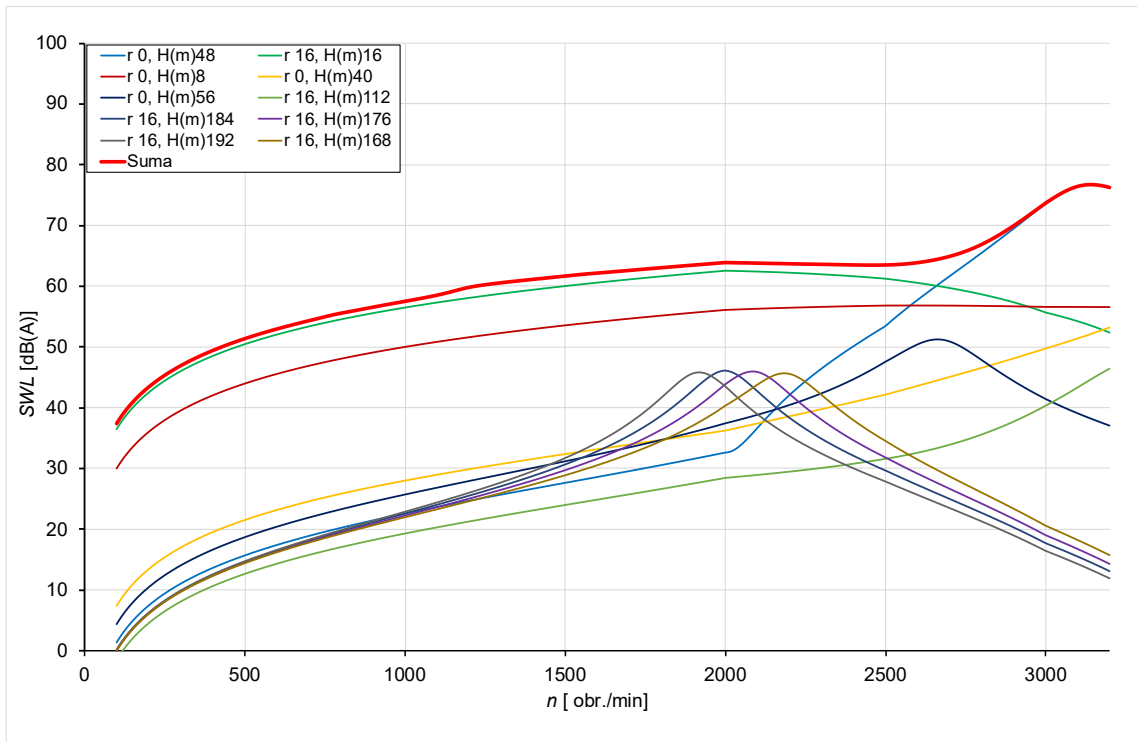
Rys. 73. Analiza gęstości sił osiowych i ich kształtów przestrzennych oddziaływujących w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M16A przy obciążeniu znamionowym

Analizując rysunki 72 i 73 można stwierdzić, że podobnie jak we wcześniej analizowanych silnikach na biegu jałowym wartość siły osiowej dla kształtu przestrzennego $r = 0$ jest relatywnie niewielka w porównaniu z odpowiadającą jej siłą promieniową (rys. 68). Oznacza to, że przy braku obciążenia udział harmonicznych osiowych w całkowitym widmie sił elektromagnetycznych będzie pomijalny. W przypadku obciążenia znamionowego obserwuje się istotny wzrost amplitudy siły osiowej dla kształtu przestrzennego $r = 0$ (rys. 73). Pomimo tego jej wartość pozostaje ponad czterokrotnie mniejsza od siły promieniowej w tych samych warunkach pracy.

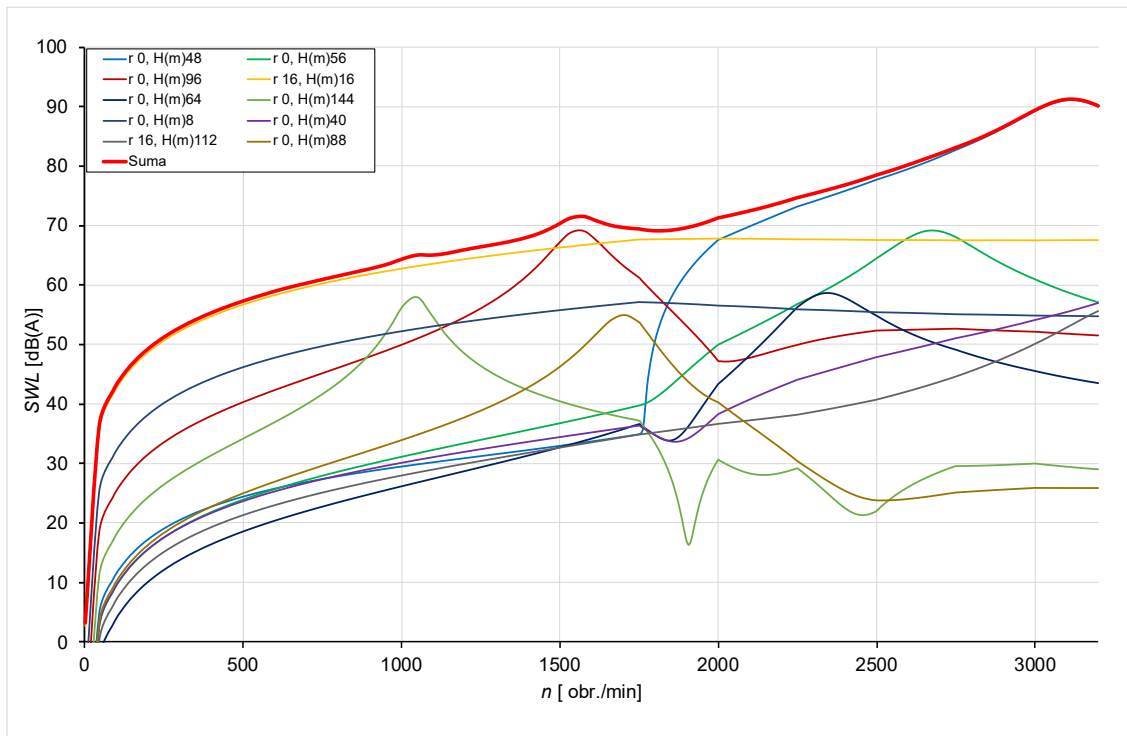
Na rys. 74 i rys. 75 przedstawiono wyniki analizy wibroakustycznej silnika SMwsK280M16A. Wyniki wskazują, że przy pracy na biegu jałowym maksymalny poziom mocy akustycznej wynosi $SWL = 73,7$ dB(A), przy maksymalnej dopuszczalnej prędkości obrotowej 3000 obr./min. Głównym źródłem hałasu jest kształt oddechowy $r = 0$, a częstotliwość generowanego dźwięku odpowiada 48-krotności prędkości obrotowej wyrażonej w obrotach na sekundę (H48). Sytuacja ta jest podobna do tej zaobserwowanej w silniku SMwsK280M16. Jednakże, główna częstotliwość kształtu oddechowego dla tego silnika to H96. Przy prędkości obrotowej 3000 obr./min jej częstotliwość wynosi 4,8 kHz i znajduje się daleko poza częstotliwościami modalnymi zarówno pakietu stojana, jak i kadłuba. Jej istotny udział można zauważyć przy obciążeniu i prędkości obrotowej 1600 obr./min, gdzie zbliża się ona do częstotliwości modalnych kadłuba i pakietu blach stojana.

Częstotliwość kształtu przestrzennego zerowego H48 jest w tym silniku wzbudzana przez subharmoniczne sił. Czułość układu kadłub-stojan na te częstotliwości powoduje

ich uwypuklenie. Jednak subharmoniczne sił mają mniejsze wartości w stosunku do głównej harmoniczej, z tego powodu w tej konstrukcji silnika możemy spodziewać się obniżonego poziomu mocy akustycznej pomimo wyższego współczynnika momentowego wykorzystania obwodu elektromagnetycznego. Generowany hałas będzie miał częstotliwość równą 2,4 kHz, a przy prędkości obrotowej 3000 obr./min jego częstotliwość będzie zbliżona do częstotliwości drgań własnych kadłuba (2,54 kHz) i pakietu blach stojana.



Rys. 74. Poziom emitowanej mocy akustycznej na biegu jałowym silnika typu SMwsK280M16A



Rys. 75. Poziom emitowanej mocy akustycznej przy obciążeniu znamionowym silnika typu SMwsK280M16A

Przy obciążeniu znamionowym poziom mocy akustycznej wzrasta do $SWL = 89,1$ dB(A) dla 3000 obr./min. Maksymalny poziom mocy akustycznej SWL występuje dla tej samej prędkości obrotowej silnika zarówno na biegu jałowym jak i przy obciążeniu znamionowym. Jednak dla obciążenia znamionowego nastąpił wzrost o 15,4 dB w porównaniu do pracy na biegu jałowym. Zwiększenie poziomu hałasu dla obciążenia znamionowego wynika z podniesienia momentu znamionowego silnika z 1250 Nm do 1545 Nm. W rezultacie pomimo znacznego podniesienia momentu znamionowego i maksymalnego silnika w stosunku do prototypu SMwsK280M16 obliczeniowy poziom mocy akustycznej dla obciążenia znamionowego podniósł się tylko o 1,9 dB.

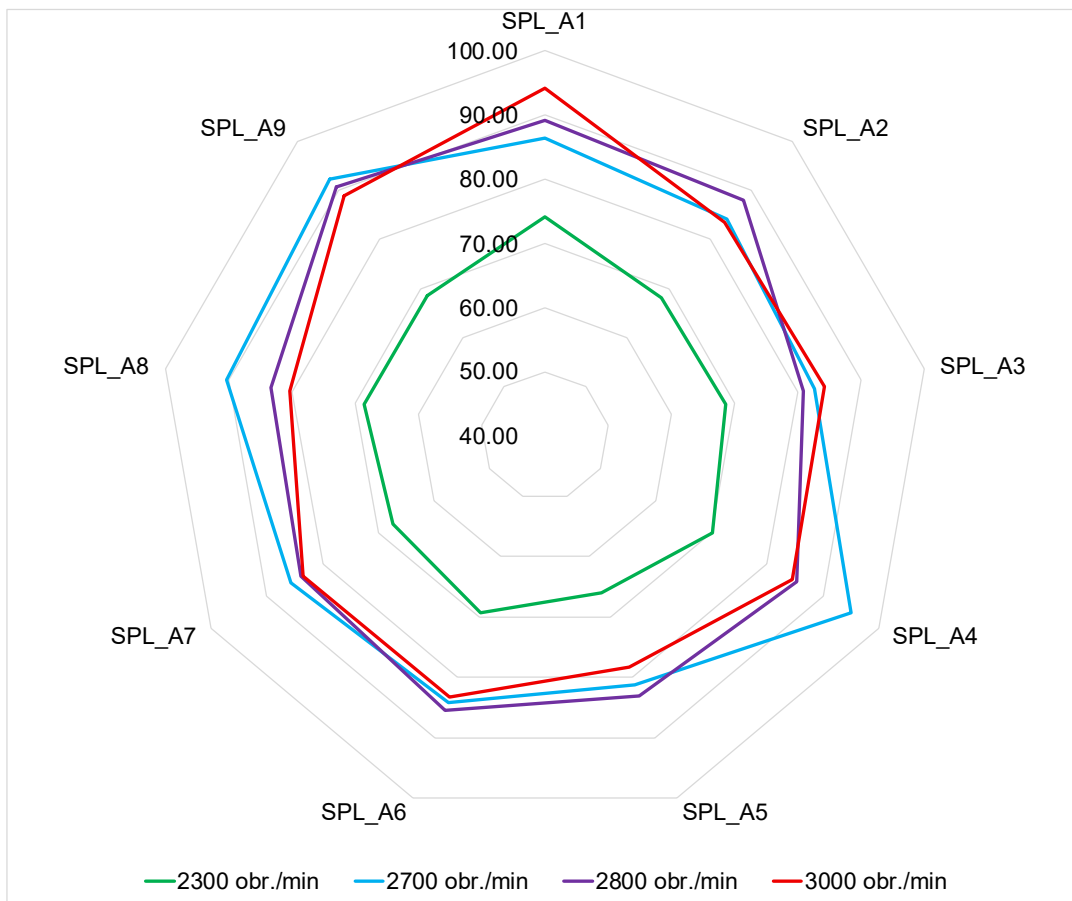
12.2. Pomiary laboratoryjne poziomu hałasu silnika SMwsK280M16A

Podobnie jak dla poprzednich silników prototypowych badania laboratoryjne poziomu ciśnienia akustycznego wykonano również dla silnika seryjnego SMwsK280M16A. Poziom ciśnienia akustycznego rejestrowano przyrządem SVAN 958A. Wyniki zestawiono w tabeli 6 i oraz przedstawiono je na rys. 76. Dla tego silnika również wykonano analizę harmoniczną skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie czwartym (rys.77) przy prędkości obrotowej 2700 obr./min w celu określenia tonów czystych. Analiza ta wykazała, że w oktawie 2 kHz występują tony czyste. Zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 60349-4:2013 do

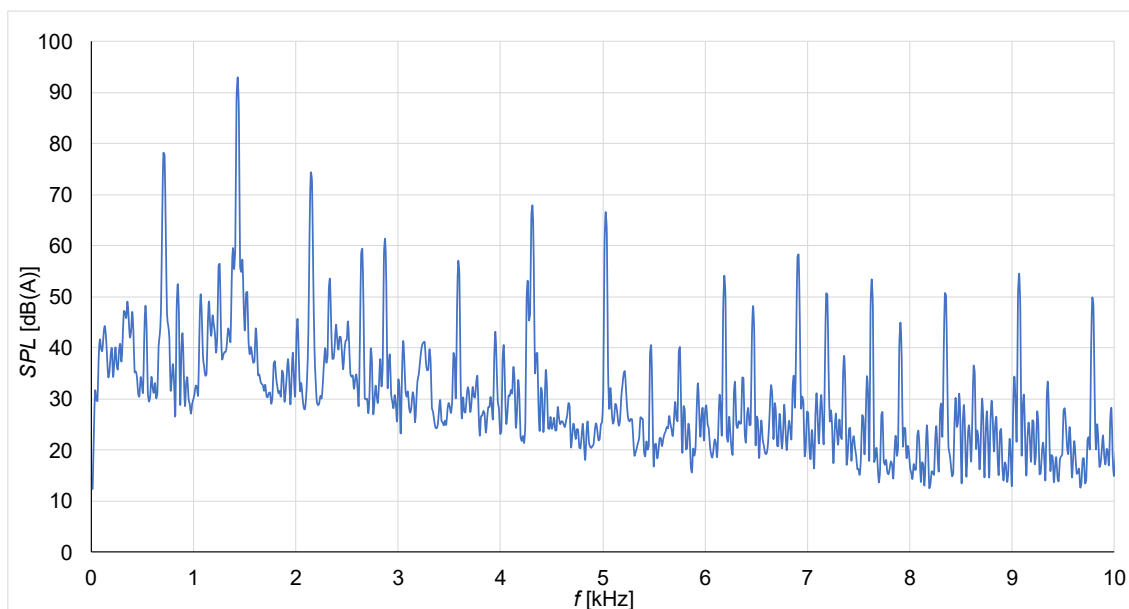
wyliczonego poziomu mocy akustycznej dodano korektę w wysokości 6 dB. Na rys. 78 przedstawiono charakterystykę zmienności poziomu mocy akustycznej badanego silnika w funkcji prędkości obrotowej, podobnie jak w przypadku poprzednich dwóch analizowanych silników, także tutaj nie uwzględniono na wykresie korekty ze względu na tony czyste.

Tabela 6. Pomiary ciśnienia akustycznego wykonane dla silnika

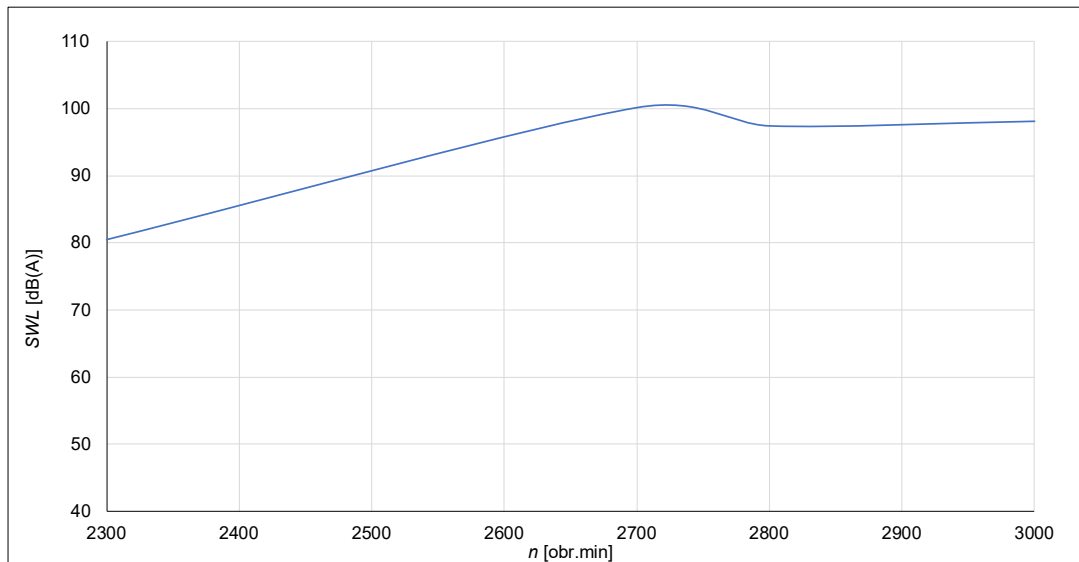
Punkty pomiarowe	Prędkości obrotowe badanego silnika SMwsK280M16A			
	2300 obr./min	2700 obr./min	2800 obr./min	2300 obr./min
<i>SPL_1</i> [dB(A)]	74,23	86,48	89,20	94,21
<i>SPL_2</i> [dB(A)]	68,20	84,12	88,08	83,47
<i>SPL_3</i> [dB(A)]	68,62	82,67	80,89	84,24
<i>SPL_4</i> [dB(A)]	70,19	95,10	85,20	84,54
<i>SPL_5</i> [dB(A)]	65,99	81,16	83,13	78,22
<i>SPL_6</i> [dB(A)]	69,33	84,10	85,45	83,35
<i>SPL_7</i> [dB(A)]	67,28	85,71	83,81	83,54
<i>SPL_8</i> [dB(A)]	68,65	90,28	83,30	80,38
<i>SPL_9</i> [dB(A)]	68,48	92,25	90,57	88,78
<i>SPL</i> (wart. śr.)	69,65	89,28	86,56	87,25
<i>SWL</i> [dB(A)]	80,46	100,09	97,37	98,05
<i>SWL</i> [dB(A)] z korektą ze względu na tony czyste	86,46	106,09	103,37	104,05
Tł0 [dB]	48	48	48	48



Rys.76. Rozkład skorygowanego ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w poszczególnych dziewięciu punktach pomiarowych typu SMwsK280M16A na biegu jałowym

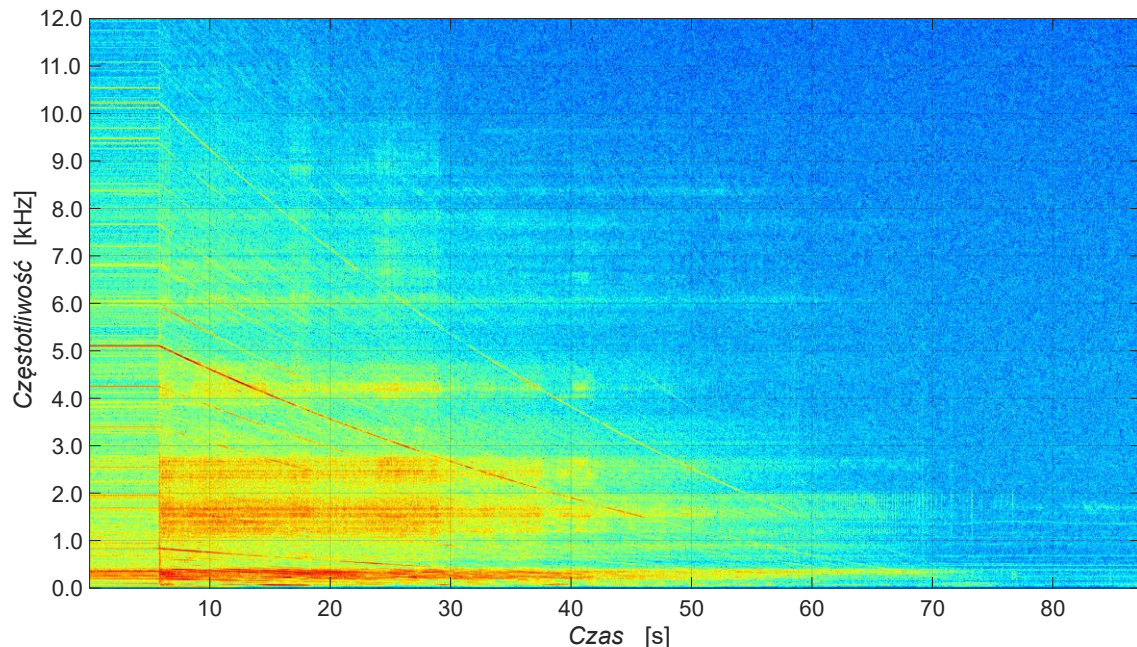


Rys. 77. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie czwartym przy prędkości obrotowej 2700 obr./min silnika typu SMwsK280M16A na biegu jałowym



Rys. 78. Poziom emitowanej mocy akustycznej SWL w funkcji prędkości obrotowej zimnego silnika typu SMwsK280M16A na biegu jałowym

Podobnie jak dla silnika prototypowego SMwsK280M20 tak również dla analizowanego silnika nagrano dźwięk wybiegu silnika. Na podstawie pliku dźwiękowego przygotowano spektrogram (rys. 79). Na wykresie można zaobserwować, jedną główną częstotliwość dźwięku która jest zależna od prędkości obrotowej silnika. Inne wyższe częstotliwości zarejestrowanego dźwięku są na poziomach pomijalnie małych.



Rys. 79. Spektrogram wybiegu dla czwartego punktu pomiarowego, silnika typu SMwsK280M16A od prędkości obrotowej 3000 obr./min przy zasilaniu falownikowym

12.3. Projekt silnika seryjnego SMwsK28016B

W ramach realizacji doktoratu wdrożeniowego postanowiono podjąć próbę weryfikacji postawionej tezy poprzez zaprojektowanie silnika trakcyjnego o obniżonym w stosunku do wymagań normy PN-EN 60349-4:2013 poziomie mocy akustycznej, przy jednoczesnym podniesieniu parametrów elektromechanicznych silnika. Celem było opracowanie konstrukcji, która łączy wysoką sprawność i gęstość mocy z niskim poziomem hałasu i drgań, stanowiąc kompromis pomiędzy wymaganiami eksploatacyjnymi a komfortem akustycznym użytkownika pojazdu. W wyniku tych prac opracowano nową wersję silnika, o zwiększonej mocy i momencie maksymalnym, oznaczoną jako SMwsK280M16B. Parametry elektromechaniczne tej wersji silnika zestawiono w tabeli 7. W nowym wariantcie konstrukcyjnym udało się znacząco zwiększyć moment obrotowy maksymalny, z 4100 Nm do 6000 Nm, poprawić sprawność energetyczną oraz zwiększyć moc maksymalną, przy jednoczesnym zachowaniu niezmięnionej masy całkowitej oraz gabarytów zewnętrznych. Osiągnięto to dzięki optymalizacji geometrii obwodu magnetycznego, zastosowaniu nowoczesnych materiałów magnetycznych o wyższej indukcji nasycenia oraz poprawie chłodzenia wewnętrznego.

Jednym z założeń projektowych była unifikacja konstrukcji kadłuba dla obu wersji silników seryjnych, co miało na celu uproszczenie procesu produkcyjnego, redukcję kosztów jednostkowych oraz zwiększenie elastyczności produkcji seryjnej. W związku z tym, w silniku SMwsK280M16B zastosowano identyczny kadłub jak w wersji SMwsK280M16A, co wymusiło zachowanie tej samej średnicy zewnętrznej pakietu blach stojana oraz długości czynnej obwodu elektromagnetycznego zbliżonej do poprzedniego wariantu.

Pomimo tych ograniczeń konstrukcyjnych, dzięki zaawansowanym analizom numerycznym (m.in. metodą elementów skończonych - MES) oraz optymalizacji rozkładu uzwojeń i geometrii wirnika, udało się znacząco poprawić parametry mechaniczne silnika w całym zakresie prędkości obrotowych. W procesie projektowania wykorzystano dwuwymiarowe modele obliczeń elektromagnetycznych do precyzyjnej analizy pola magnetycznego i sił w szczelinie powietrznej oraz dwuwymiarowe modele wibroakustyczne do oceny i minimalizacji drgań oraz emisji hałasu. Pozwoliło to jednocześnie poprawić charakterystyki wibroakustyczne i parametry cieplne konstrukcji. Uzyskane wyniki zostały potwierdzone badaniami i testami laboratoryjnymi silników prototypowych. Najważniejsze zmiany konstrukcyjne zastosowane w silniku prototypowym SMwsK280M16B w stosunku do wcześniejszego wariantu SMwsK280M16A są następujące:

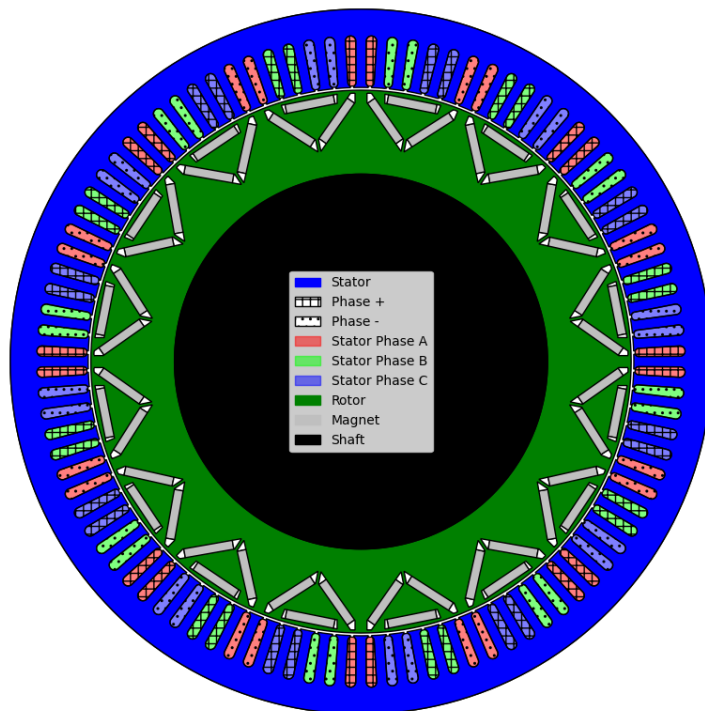
- zmieniono topologię rozmieszczenia magnesów trwałych w rdzeniu magnetycznym wirnika, topologię o kształcie litery V zastąpiono topologią o kształcie odwróconej litery delta - rys. 80. Zmiana topologii rozmieszczenia tego samego typu magnesów poskutkowała zwiększeniem siły magnetomotorycznej (SMM) wzbudzenia od magnesów trwałych i jednocześnie zmniejszeniem zawartości wyższych harmonicznyc w rozkładzie przestrzennym tej SMM w szczelinie powietrznej silnika;
- zwiększono współczynnik wypełniania żłobka stojana miedzią, co przełożyło się na usztywnienie boków cewek uzwojenia i zębów rdzenia stojana, a także poskutkowało poprawą sprawności silnika poprzez zmniejszenie strat w miedzi;
- stojan uzwojony silnika zalano w całości specjalną żywicą, tzn. zalano boki cewek rozmieszczone w żłobkach oraz części czołowe cewek uzwojenia. Zastosowana żywica charakteryzuje się dobrym współczynnikiem przewodności cieplnej, co skutkuje poprawą odprowadzania strat cieplnych z uzwojenia silnika. Jednocześnie zastosowanie żywicy powoduje dodatkowe usztywnienie stojana uzwojonego.

Nowy typ silnika seryjnego SMwsK280M16B oferuje wyższą wydajność energetyczną, większy moment obrotowy oraz lepsze właściwości dynamiczne, przy zachowaniu pełnej kompatybilności mechanicznej z wcześniejszą wersją.

Tabela 7. Podstawowe parametry silnika SMwsK280M16B

Typ silnika	SMwsK280M16B
Budowa	Silnik z wirnikiem wewnętrznym, wirnik typu DPM
Sposób zasilania	Dwa falowniki trójfazowe lub jeden sześciofazowy
Moc znamionowa	300 kW
Prędkość znamionowa	1700 obr/min
Prąd znamionowy	2x210 A
Prąd maksymalny	2x1000 A
Prędkość obrotowa	0 -3000obr/min
Sprawność	97.1%
Moc chwilowa	650 kW
Moment znamionowy	1750 Nm
Moment maksymalny	6000 Nm
Zastosowanie	Napęd autobusów i ciężarówek
Masa silnika	305 kg
Liczba biegunów	16
Średnica zewnętrzna stojana	476 mm
Średnica wewnętrzna stojana	372 mm
Długość czynna obwodu elektromagnetycznego	170 mm
Liczba żłobków stojana	96

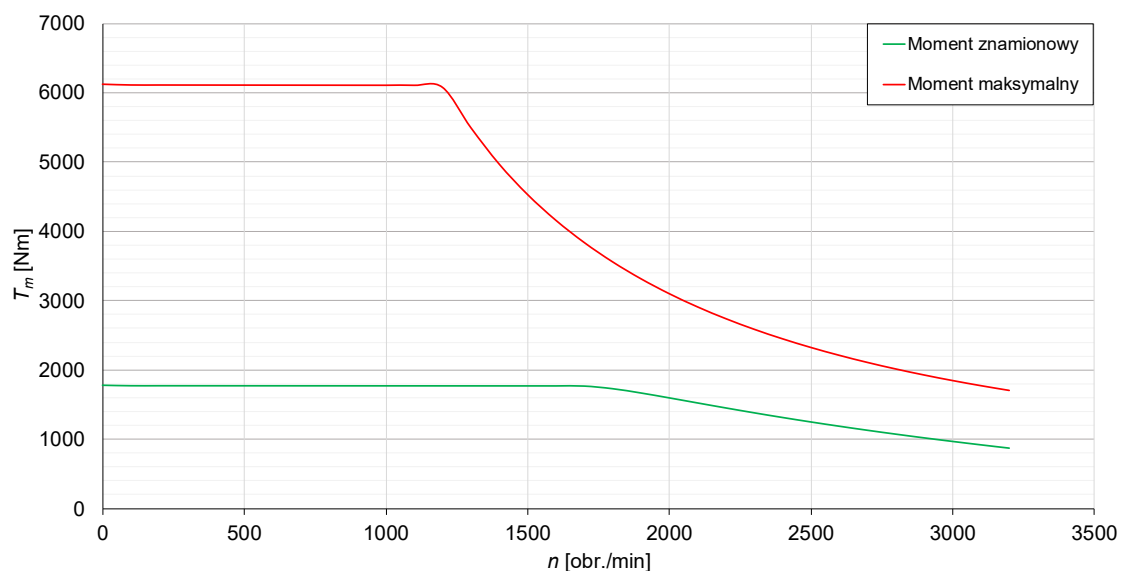
Przekrój poprzeczny silnika seryjnego pokazano na poniższym rysunku (rys. 80).



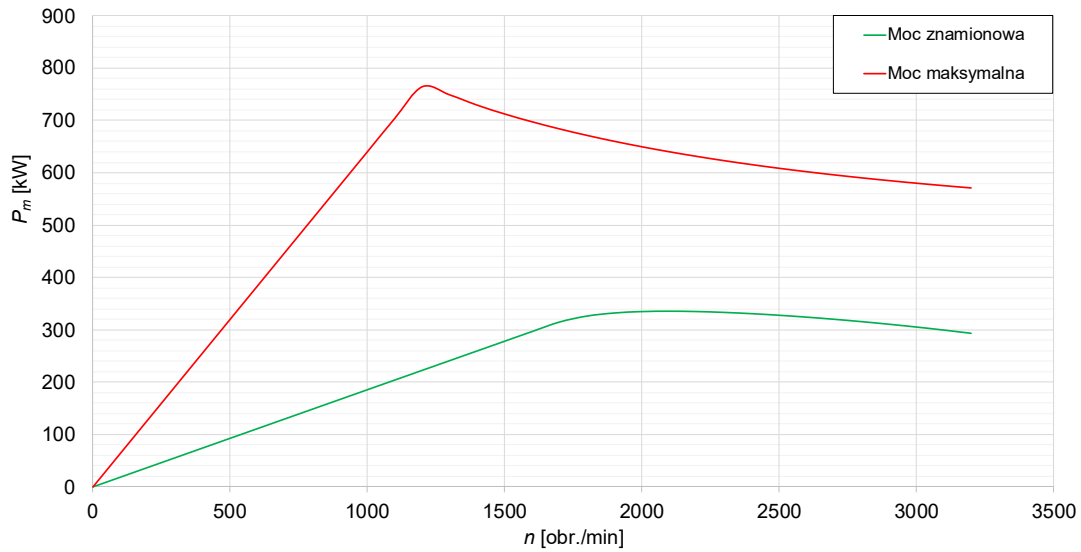
Rys. 80 Przekrój silnika SMwsK280M16B

12.4. Charakterystyki elektromechaniczne silnika SMwsk280M16B

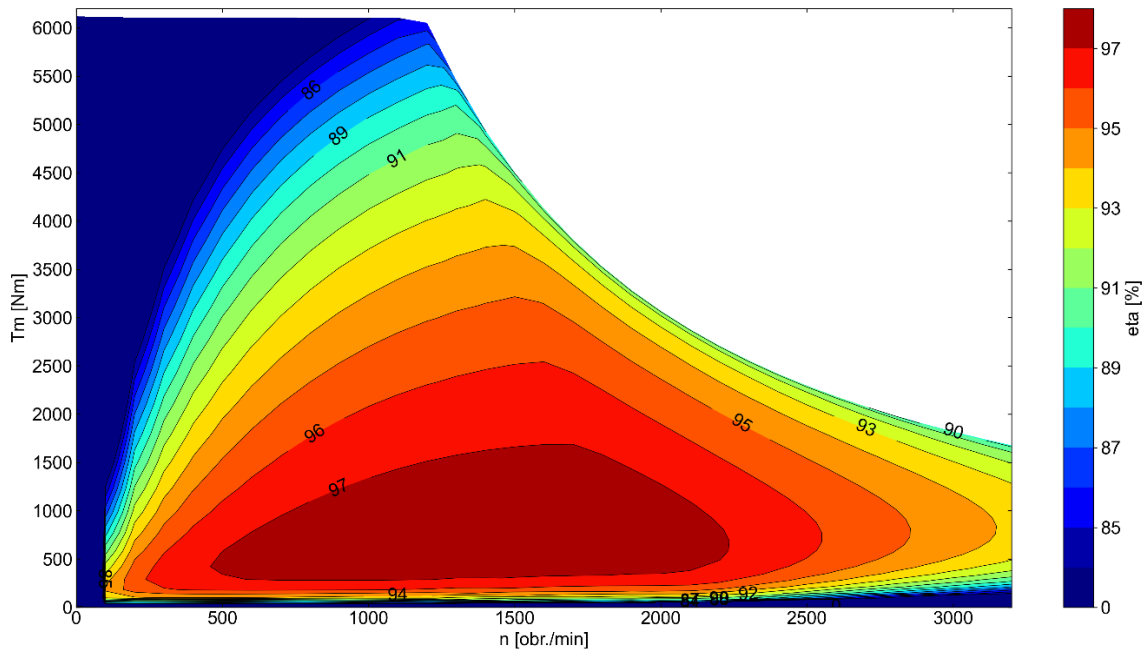
Na rys. 81 i rys. 82 przedstawiono obliczeniowe charakterystyki elektromechaniczne silnika prototypowego dla prądu znamionowego oraz prądu maksymalnego. Dzięki zastosowaniu wysokiego współczynnika wypełnienia żłobka (87%) w silniku uzyskano wysoką sprawność (powyżej 97%) w szerokim zakresie prędkości i obciążenia, co zostało pokazane na rys. 83.



Rys.81. Charakterystyki elektromechaniczne silnika seryjnego SMwsK280M16B



Rys. 82. Charakterystyki mocy na wale silnika seryjnego SMwsK280M16B



Rys. 83. Mapa sprawności silnika seryjnego SMwsK280M16B

Powyższe obliczenia wykonano z wykorzystaniem oprogramowania Ansys MotorCAD. Parametry obliczeniowe zostały zweryfikowane w trakcie badań laboratoryjnych i potwierdzone. Ze względu na brak falowników o maksymalnym prądzie wyjściowym 1000 A, moment maksymalny potwierdzono dla prądu fazowego 400 A.

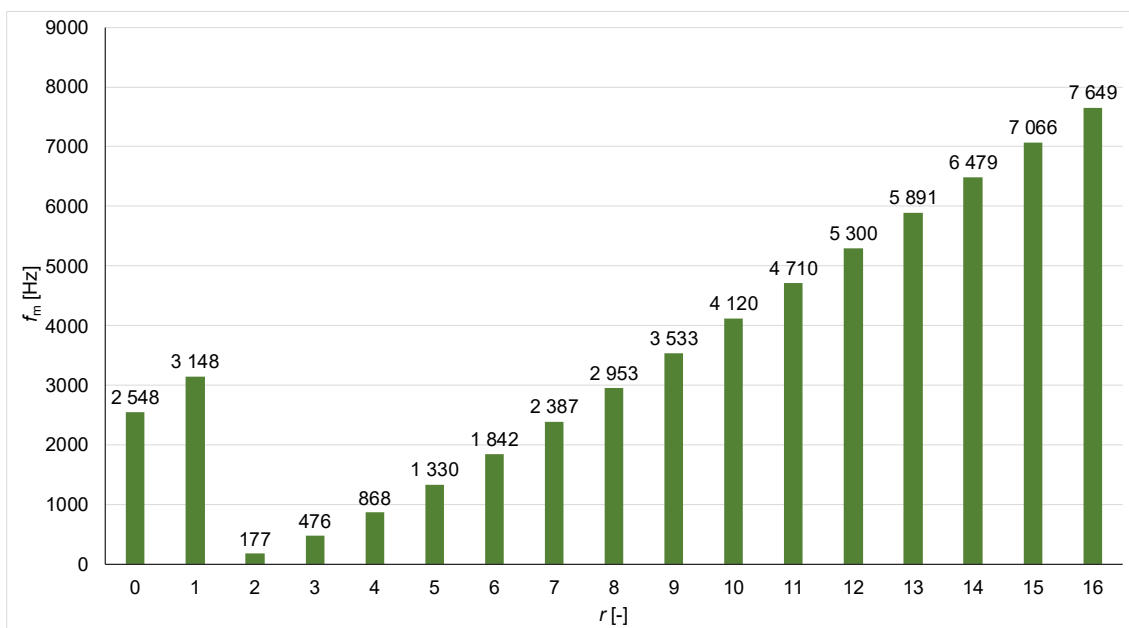
12.4.1. Obliczenia wibroakustyczne rozszerzoną metodą hybrydową 2D.

Obliczenia wibroakustyczne silnika seryjnego SMwsK280M16B realizowano podobnie jak pierwszego silnika SMwsK280M16A. Ze względu na konieczność unifikacji produkowanych silników w Łukasiewicz-GIT zdecydowano, aby wykorzystać kadłub

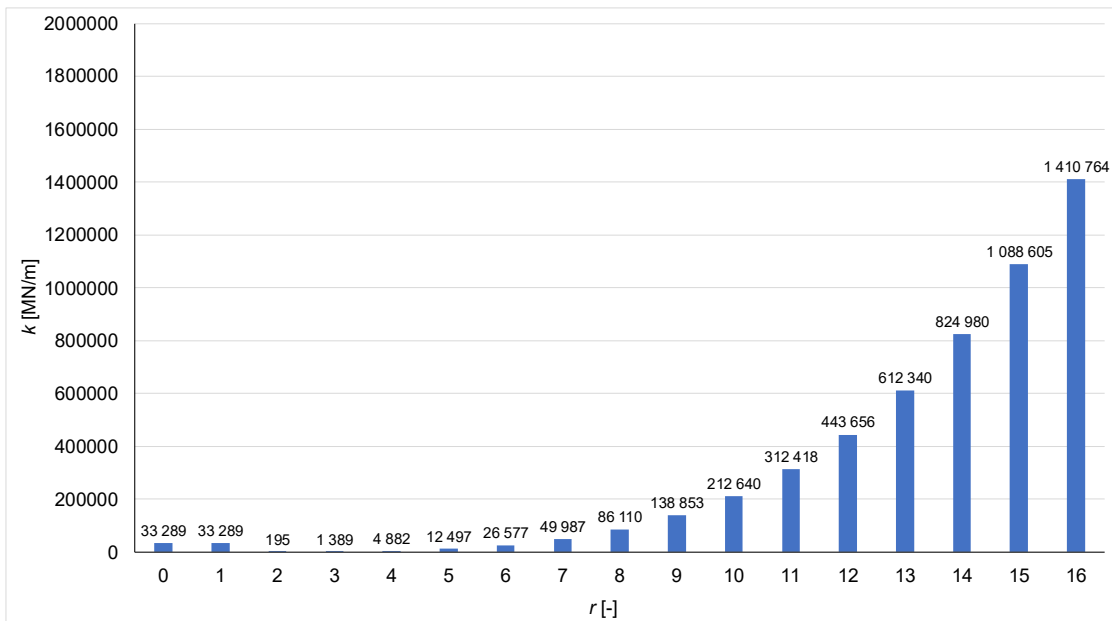
zaprojektowanego i wykonanego wcześniej SMwsK280M16A. Użyty kadłub był o tych samych wymiarach co w pierwszym silniku seryjnym, jednak wykonano w technologii odlewanej (rys. 14 - kolor czerwony).

Obliczenia wibroakustyczne do projektu silnika wykonano za pomocą oprogramowania Ansys Motor-CAD. Wykonując obliczenia wibroakustyczne silników trakcyjnych pracujących w szerokim zakresie prędkości obrotowych należy wziąć pod uwagę nie tylko konstrukcję kadłuba maszyny, ale także sposób mocowania silnika w ramie pojazdu. Wykorzystane do obliczeń wibroakustycznych wersje oprogramowania nie miały możliwości uwzględniania mocowania silnika w ramie pojazdu, w związku z tym obliczenia wibroakustyczne silnika typu SMwsK280M16B wykonano tylko w zakresie analizy obwodów elektromagnetycznych wraz z uproszczoną konstrukcją kadłuba, bez uwzględniania tarcz łożyskowych oraz mocowania silnika w ramie pojazdu. Obwód elektromagnetyczny silnika jest źródłem drgań i wymuszeń o wielu częstotliwościach, te częstotliwości mogą być zarówno tłumione jak i wzmacniane przez kadłub i mocowanie silnika.

W obliczeniach wibroakustycznych przeprowadzono analizę częstotliwości drgań własnych pakietu blach stojana silnika SMwsK280M16B wraz z kadłubem. W obliczeniach tak jak dla poprzednio analizowanych silników uwzględniono również masę uzwojenia stojana. Na podstawie wyników (rys. 84) określono częstotliwości drgań własnych f_m pakietu stojana dla różnych kształtów przestrzennych r oraz sztywność pakietu blach stojana i korpusu silnika dla poszczególnych kształtów przestrzennych (rys.85).

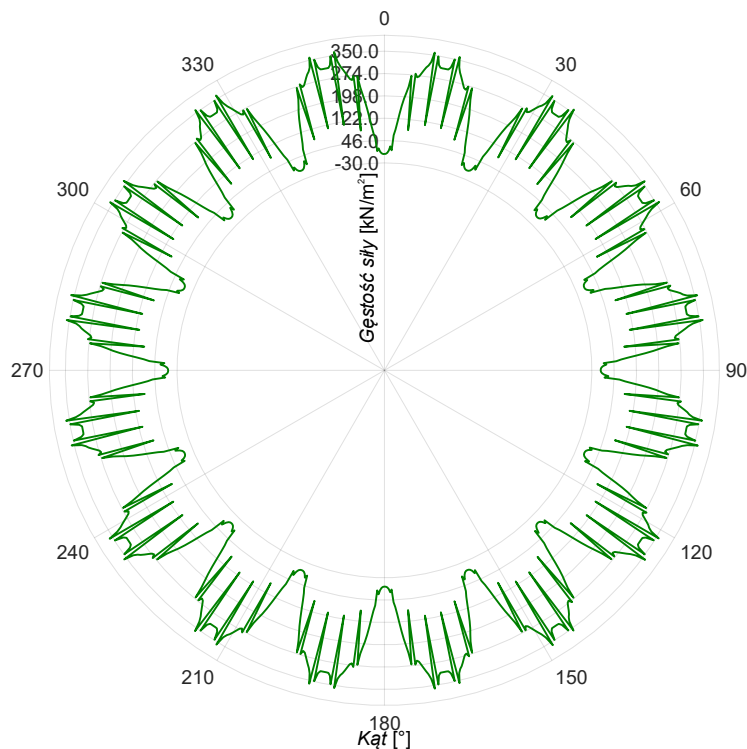


Rys. 84. Analiza modalna stojana i kadłuba silnika typu SMwsK280M16B

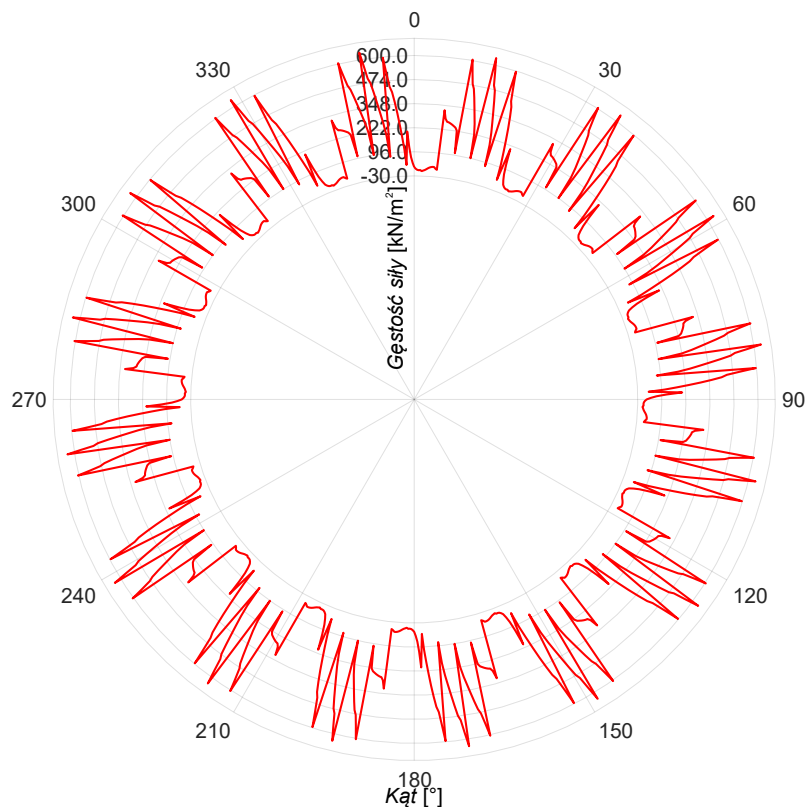


Rys. 85. Analiza sztywności stojana i kadłuba silnika typu SMwsK280M16B

W kolejnym etapie obliczeń wibroakustycznych przeprowadzono obliczenia gęstości sił promieniowych oraz w celu sprawdzenia wartości sił osiowych. Obliczenia wykonano dla biegu jałowego i dla obciążenia znamionowego. Na rys. 86 i rys. 87 przedstawiono wykresy ciśnienia Maxwella wynikającego z sił promieniowych. Na rys. 88 oraz rys. 89 przedstawiono analizę rozkładu ciśnienia Maxwella na poszczególne kształty przestrzenne.

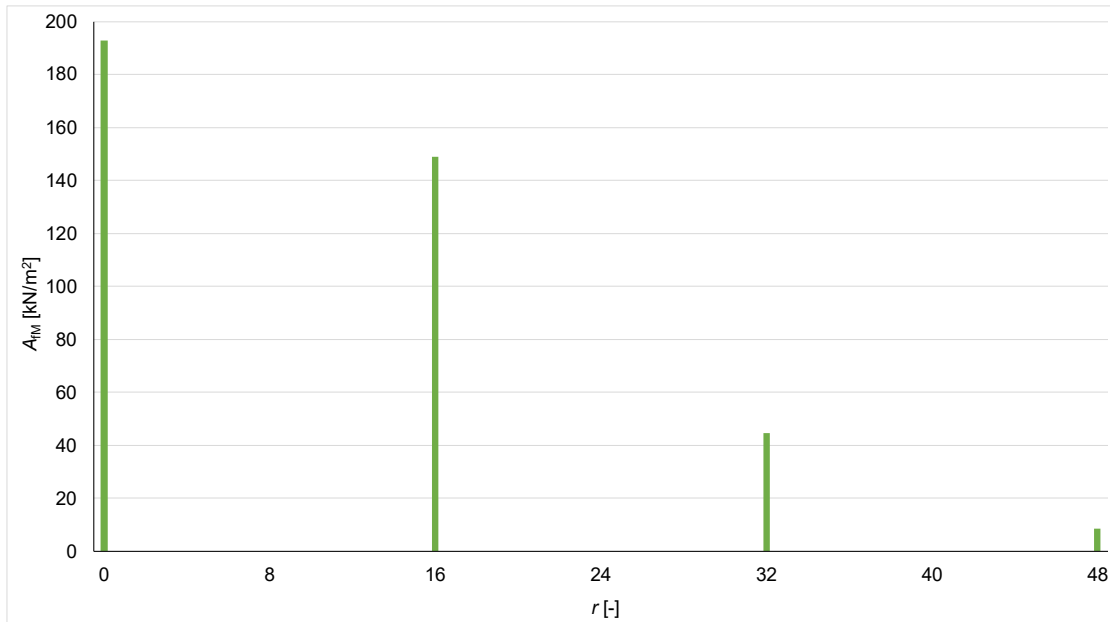


Rys. 86. Rozkład przestrzenny gęstości sił promieniowych w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M16B na biegu jałowym dla wybranej chwili czasowej

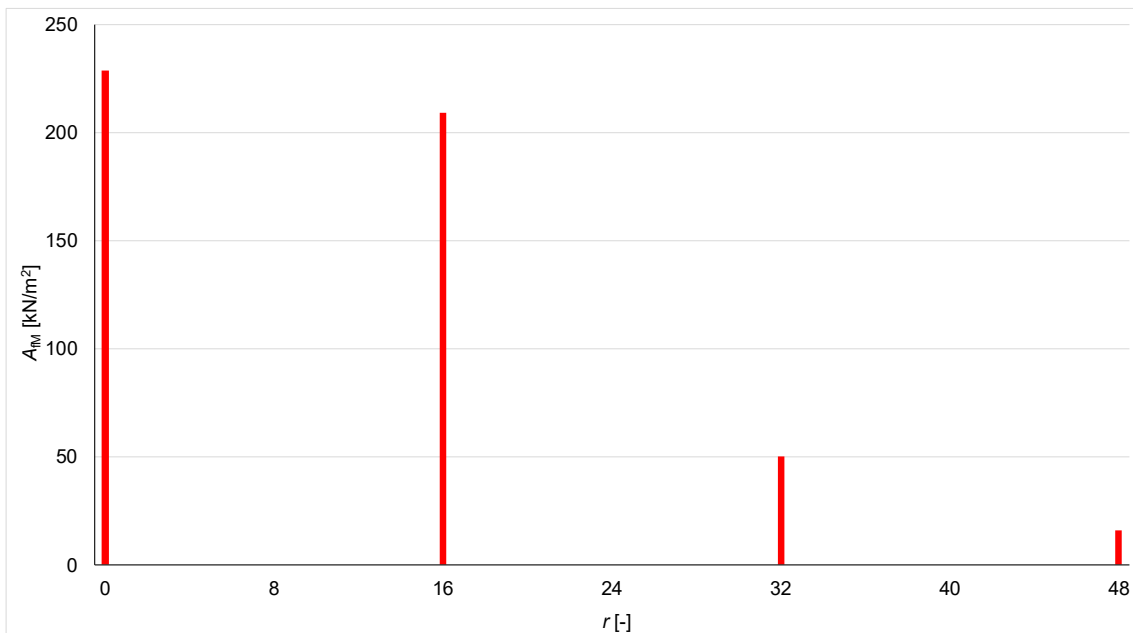


Rys. 87. Rozkład przestrzenny gęstości sił promieniowych w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M16B przy obciążeniu znamionowym dla wybranej chwili czasowej

W przedstawionym rozkładzie przestrzennym gęstości sił promieniowych w szczelinie powietrznej silnika można zauważyć znaczący wzrost maksymalnej wartości tej siły z 350 kN/m^2 na biegu jałowym do 600 kN/m^2 przy obciążeniu znamionowym. Taki wzrost siły promieniowej może powodować istotne zwiększenie poziomu hałasu podczas pracy pod obciążeniem znamionowym. Na kolejnych rys. (rys. 88 i rys. 89) przedstawiono analizę gęstości sił promieniowych dla poszczególnych kształtów przestrzennych. Dla kształtu oddechowego przy przejściu od biegu jałowego do obciążenia znamionowego odnotowano wzrost gęstości siły o 41 kN/m^2 , co stanowi przyrost o 21 % w stosunku do wartości siły dla tego trybu na biegu jałowym.

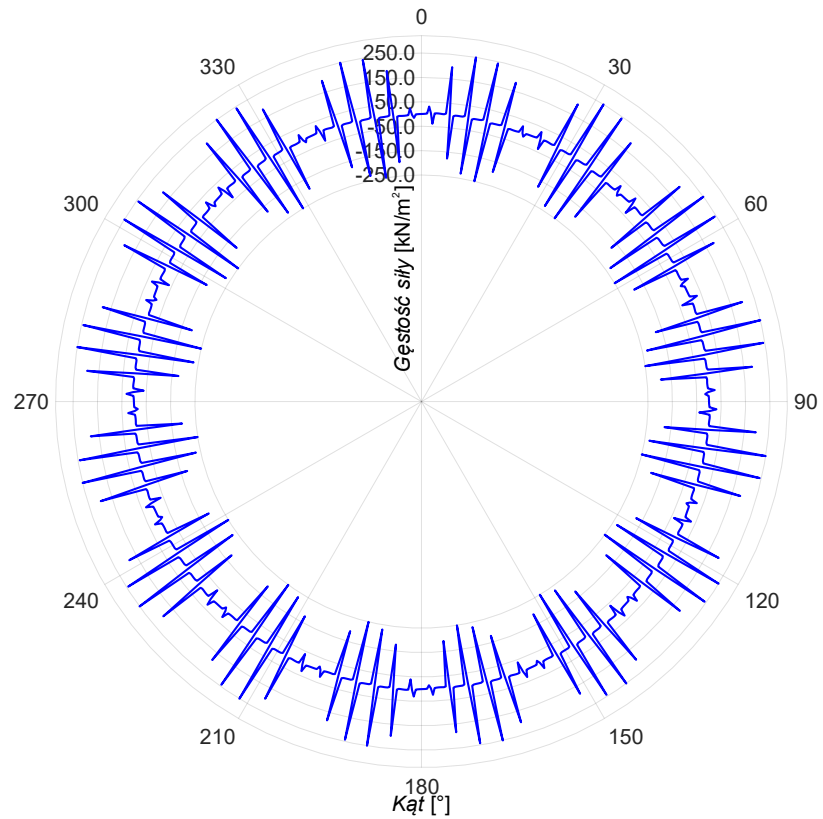


Rys. 88. Analiza gęstości sił promieniowych i ich kształtów przestrzennych działających w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M16B na biegu jałowym

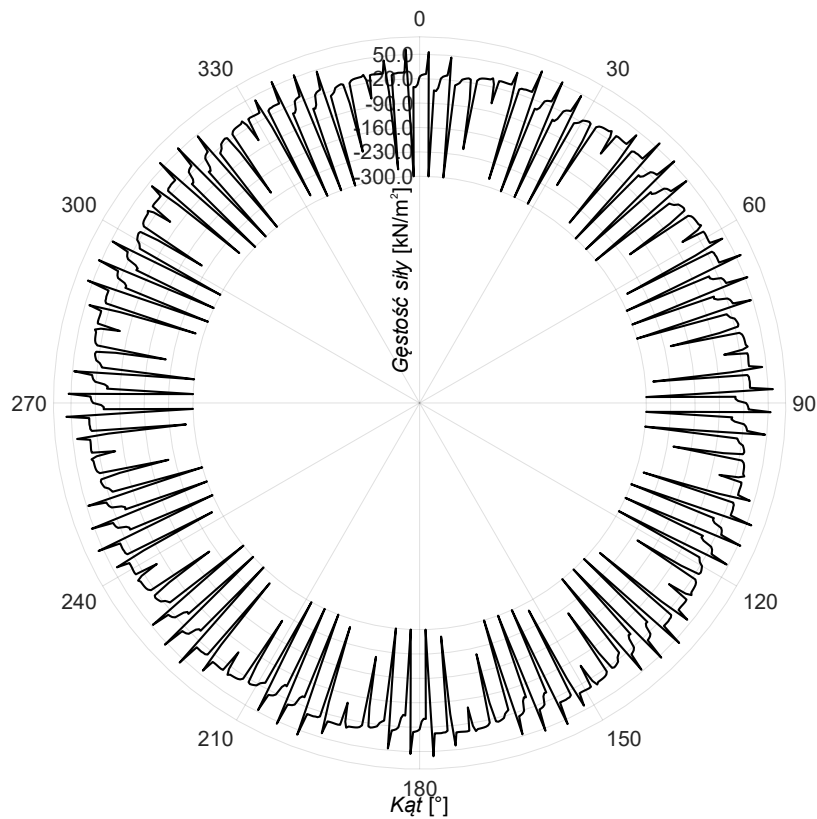


Rys. 89. Analiza gęstości sił promieniowych i ich kształtów przestrzennych działających w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M16B przy obciążeniu znamionowym

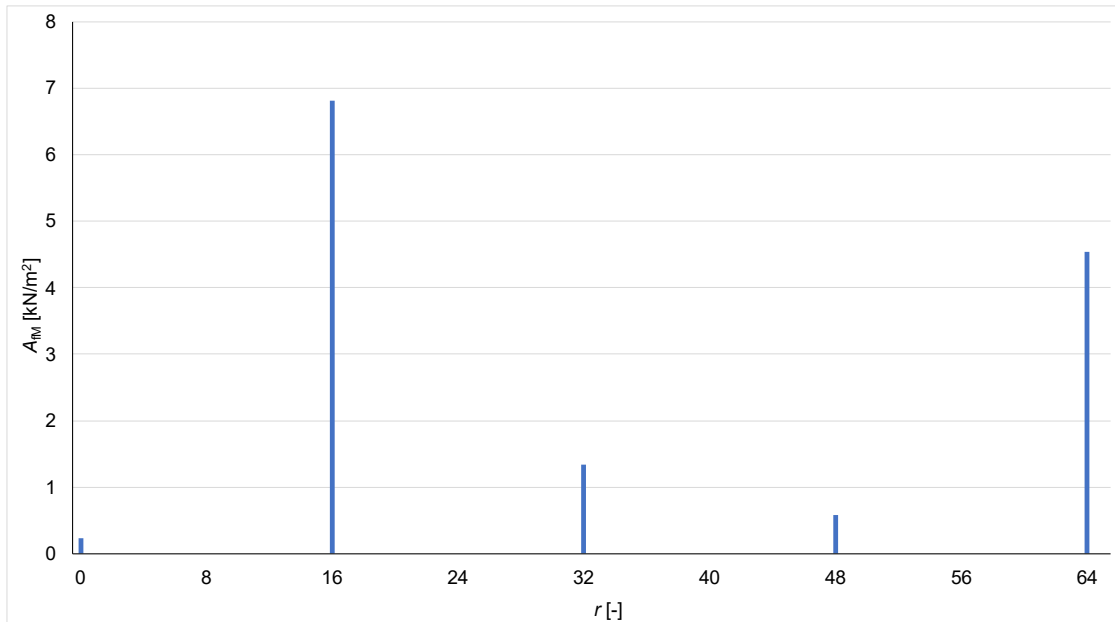
Na rys. 90 i rys. 91 przedstawiono w celu dodatkowej weryfikacji rozkłady sił przestrzennych osiowych dla biegu jałowego silnika i obciążenia znamionowego. Można zauważyć, że gęstości siły na biegu jałowym wzrosły o około 20 % w stosunku to wcześniejszej wersji silnika SMwmK280M16A, wartości gęstości sił przy obciążeniu znamionowym pozostały na porównywalnym poziomie.



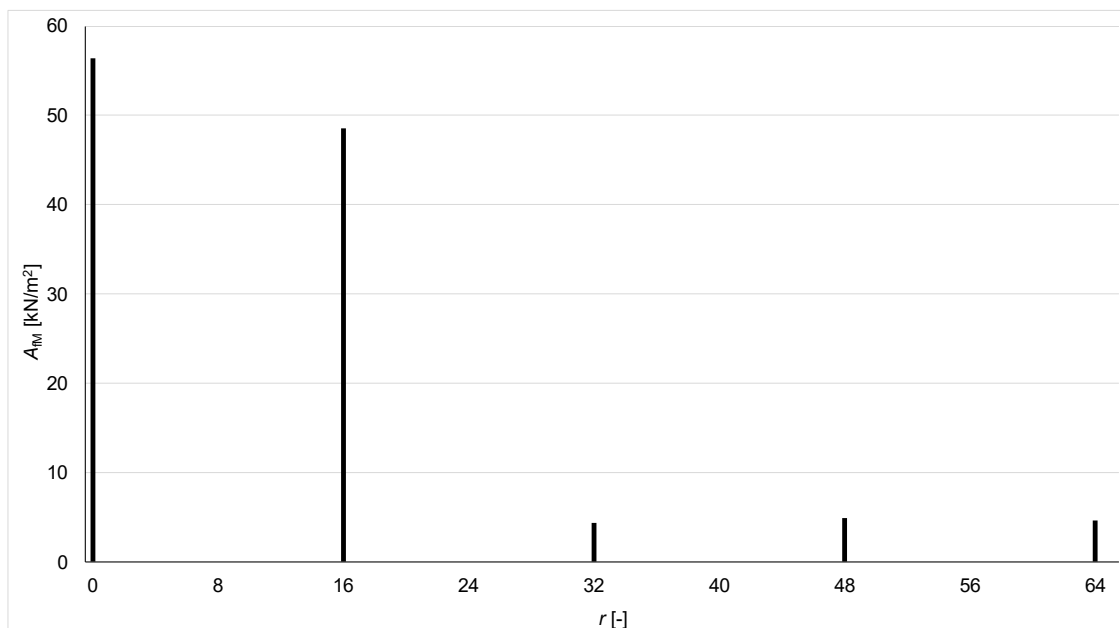
Rys. 90. Rozkład przestrzenny gęstości sił osiowych w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M16B na biegu jałowym dla wybranej chwili czasowej



Rys. 91. Rozkład przestrzenny gęstości sił osiowych oddziałujących w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M16B przy obciążeniu znamionowym dla wybranej chwili czasowej



Rys. 92. Analiza gęstości sił osiowych i ich kształtów przestrzennych oddziaływujących w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M16B na biegu jałowym

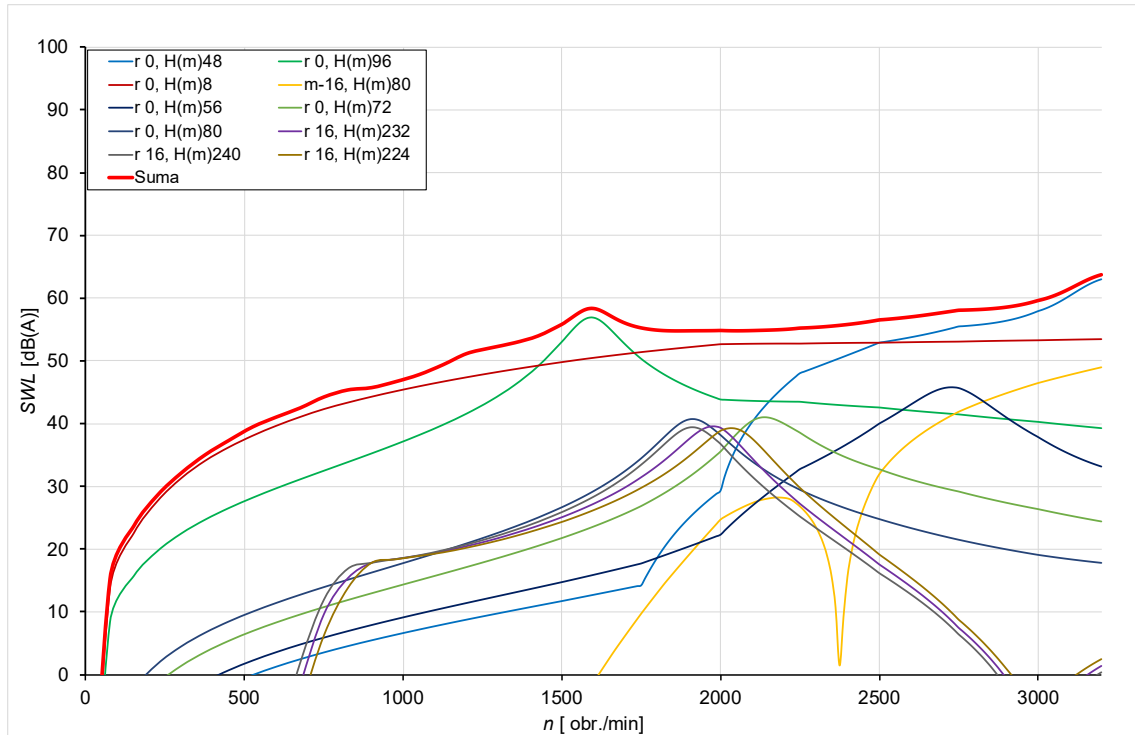


Rys. 93. Analiza gęstości sił osiowych i ich kształtów oddziaływujących w szczelinie powietrznej silnika SMwsK280M16B przy obciążeniu znamionowym

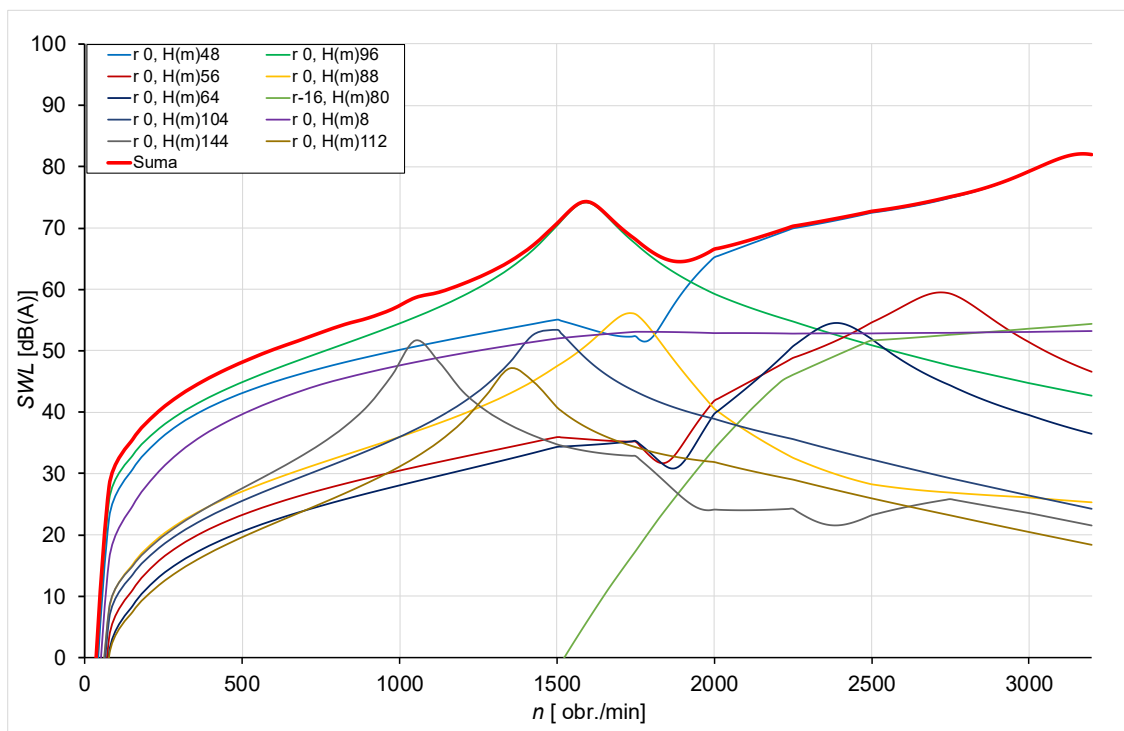
Analizując siły osiowe dla silnika SMwsK280M16B (rys. 92 i rys. 93) można stwierdzić, że na biegu jałowym wartość siły osiowej dla kształtu przestrzennego $r = 0$ jest pomijalnie mała w porównaniu do odpowiadającej jej siły promieniowej (rys. 88). Taki stan występował dla wszystkich analizowanych w pracy silników. Oznacza to, że przy braku obciążenia udział harmonicznych osiowych w całkowitym widmie sił elektromagnetycznych jest pomijalny. W przypadku obciążenia znamionowego obserwuje się istotny wzrost amplitudy siły osiowej dla kształtu przestrzennego $r = 0$ (rys. 93). Pomimo tego jej wartość pozostaje ponad czterokrotnie mniejsza od siły

promieniowej w tych samych warunkach pracy, co wskazuje, że dominują oddziaływania promieniowe.

Na rys. 94 przedstawiono wyniki obliczeń wibroakustycznych dla biegu jałowego silnika SMwsK280M16B, a na rys. 95 dla obciążenia silnika momentem znamionowym.



Rys. 94. Poziom emitowanej mocy akustycznej na biegu jałowym silnika typu SMwsK280M16B



Rys. 95. Poziom emitowanej mocy akustycznej przy obciążeniu znamionowym silnika typu SMwsK280M16B

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń wibroakustycznych dla pracy na biegu jałowym oraz przy obciążeniu znamionowym można stwierdzić, że analizowany silnik seryjny SMwsK280M16B będzie miał poziom mocy akustycznej akceptowalny dla napędów elektrycznych. Analizy strukturalne i wibroakustyczne wykazały, że częstotliwości drgań własnych kadłuba wraz z pakietowanym rdzeniem stojana wynoszą około 2,54 kHz dla kształtu przestrzennego zerowego $r = 0$ (oddechowego). Kadłub i rdzeń stojana jest szczególnie wrażliwy na kształt przestrzenny oddechowy i nawet przy niewielkich siłach może prowadzić do znacznych odkształceń konstrukcji. Kształt przestrzenny oddechowy ($r = 0$) stanowi podstawowe źródło hałasu także w przypadku silnika SMwsK280M16B, co potwierdzają wyniki analizy przedstawione na rys. 94 i rys. 95. Na rysunkach tych kształt oddechowy ujawnia się w lokalnych maksimach charakterystyki akustycznej dla prędkości obrotowych 1600 obr./min i 3200 obr./min, przy których dochodzi do rezonansu z częstotliwościami drgań własnych kadłuba. Podobnie jak było w silniku SMwsK280M16A także tutaj uwidacznia się działanie subharmonicznego kształtu oddechowego o częstotliwości H48.

Dla warunków pracy na biegu jałowym obliczono maksymalny poziom mocy akustycznej $SWL = 59,5$ dB(A), przy maksymalnej dopuszczalnej prędkości obrotowej 3000 obr./min, gdzie dominującym źródłem hałasu pozostaje kształt oddechowy o częstotliwości odpowiadającej 48-krotności prędkości obrotowej, wyrażonej w obr./s (H48), co daje częstotliwość 2,4 kHz.

Przy obciążeniu znamionowym poziom mocy akustycznej wzrasta do $SWL = 78,9$ dB(A), co oznacza różnicę o 19,4 dB w stosunku do pracy na biegu jałowym. Pomimo że silnik seryjny SMwsK280M16B cechuje się największym przyrostem poziomu mocy akustycznej dla stanów pracy na biegu jałowym i pod obciążeniem, to jednak ten silnik, spośród wszystkich czterech analizowanych wariantów konstrukcyjnych, cechuje się najniższym poziomem mocy akustycznej. Zwiększona różnica pomiędzy wartościami SWL na biegu jałowym a pracą przy obciążeniu znamionowym wynika z większego wykorzystania obwodu elektromagnetycznego silnika.

12.5. Wykonanie silnika seryjnego SMwsK280M16B

Równoległe z projektem badawczym POLNAPEL, mającym na celu opracowanie nowoczesnych rozwiązań w zakresie trakcyjnych napędów elektrycznych, realizowany był projekt inwestycyjny pod tą samą nazwą, którego zadaniem była rozbudowa i unowocześnienie parku maszynowego Działu Prototypów i Urządzeń Specjalnych. Dzięki niemu możliwe stało się wykonanie silników o wzniosie mechanicznym 280 mm oraz znaczące zwiększenie potencjału produkcyjnego Centrum Napędów i Maszyn

Elektrycznych Łukasiewicz - GIT. Silniki, zarówno modelowe, jak i prototypowe, zostały zaprojektowane w taki sposób, aby w maksymalnym stopniu mogły być wytwarzane w Centrum Napędów i Maszyn Elektrycznych Łukasiewicz - GIT. Takie rozwiązanie zapewniło pełną kontrolę nad procesem produkcyjnym oraz umożliwiło efektywne wykorzystanie dostępnej infrastruktury badawczo-rozwojowej.

Kadłub silnika zaprojektowano i wykonano fizycznie w dwóch wariantach konstrukcyjnych, przy zachowaniu identycznych wymiarów gabarytowych dla obu wersji. Pierwszy wariant kadłuba wykonano z grubościennej blachy aluminiowej, w której wyfrezowano kanały układu chłodzenia, a następnie całość zwinęto w odpowiedni kształt cylindryczny i połączono za pomocą spawania. Dzięki temu uzyskano zwartą konstrukcję, ze zintegrowanym systemem chłodzenia, przy jednoczesnym zachowaniu stosunkowo niskiej masy, wynikającej z zastosowania aluminium.

Drugi wariant kadłuba wykorzystany w SMwsK280M16B wykonano w technologii odlewania aluminium. Korpus odlewany stanowił główną część konstrukcji, natomiast element zamykający układ chłodzenia dospawano do korpusu w późniejszym etapie procesu wytwórczego. Tego typu rozwiązanie pozwoliło na bardziej swobodne kształtowanie kanałów chłodzących, już na etapie projektu formy odlewniczej, co może przekładać się na efektywniejsze odprowadzanie ciepła z kadłuba w trakcie pracy silnika. W obu wariantach kadłuba zastosowano jednakowe odlewane tarcze łożyskowe. Na rys. 96 przedstawiono kadłub przygotowany do końcowej obróbki mechanicznej oraz odlew jednej z tarcz łożyskowych silnika. Na rys. 97 przedstawiono kadłub silnika z wprasowanym pakietem balach stojana oraz gotowy silnik. W celu dostosowania silnika do standardów stosowanych w napędach autobusowych i ciężarowych został on wyposażony w hybrydowe łożyska, czujnik tachometryczny oraz układ chroniący łożyska urządzeń napędzanych przed prądami wałowymi. Hybrydowe łożyska zwiększają trwałość, odporność na zużycie i zmniejszają straty mechaniczne. Czujnik tachometryczny umożliwia pomiar prędkości silnika, zapewniając współpracę z urządzeniami monitorującymi przebiegi i prędkości pojazdów. Układ ochrony łożysk minimalizuje przepływ prądów wałowych, zmniejszając ryzyko ich uszkodzenia w elementach współpracujących z silnikiem, takich jak przekładnie czy mosty napędowe. Dzięki tym modyfikacjom silnik został dostosowany do pracy w wymagających warunkach transportu ciężkiego, oferując większą niezawodność i dłuższą żywotność podzespołów. Na rys. 98 przedstawiono rysunek gabarytowy silnika.

Wykonanie dwóch wariantów konstrukcyjnych kadłuba umożliwiło porównanie właściwości mechanicznych i wibroakustycznych a także skuteczności układu

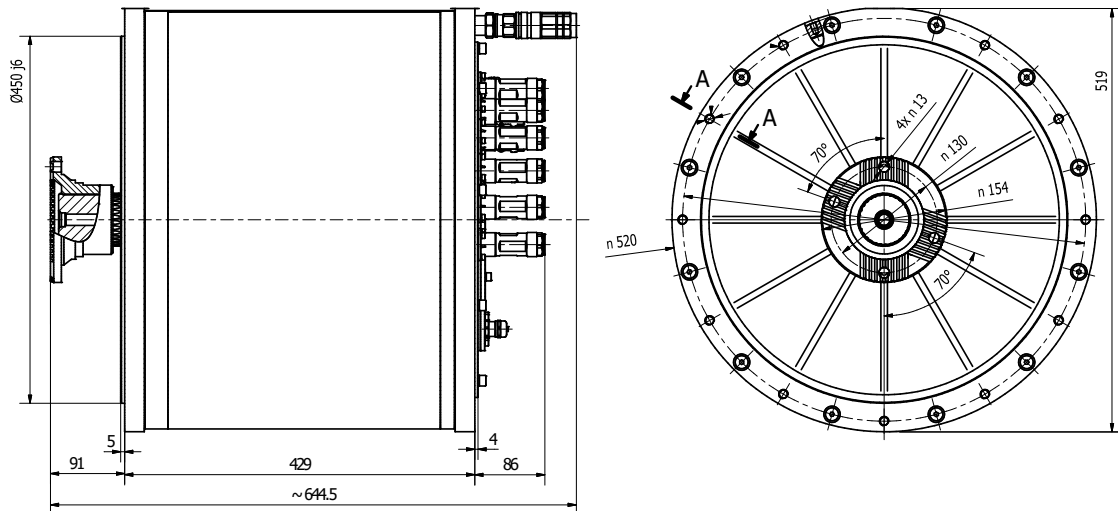
chłodzenia, przy zastosowaniu różnych technologii wytwarzania kadłuba, lecz przy zachowaniu tej samej geometrii zewnętrznej.



Rys. 96. Przygotowany kadłub do obróbki mechanicznej i tarcza łożyskowa od strony D



Rys. 97. Pakiet stojana uzwojony i wprasowany w kadłub oraz kompletny silnik SMwsK280M16B



Rys. 98. Wymiary gabarytowe silników SMwsk280M16A oraz SMwsk280M16B (Źródło – dokumentacja techniczna silnika)

12.5.1. Program badań silnika SMwsk280M16B przy pracy generatorowej

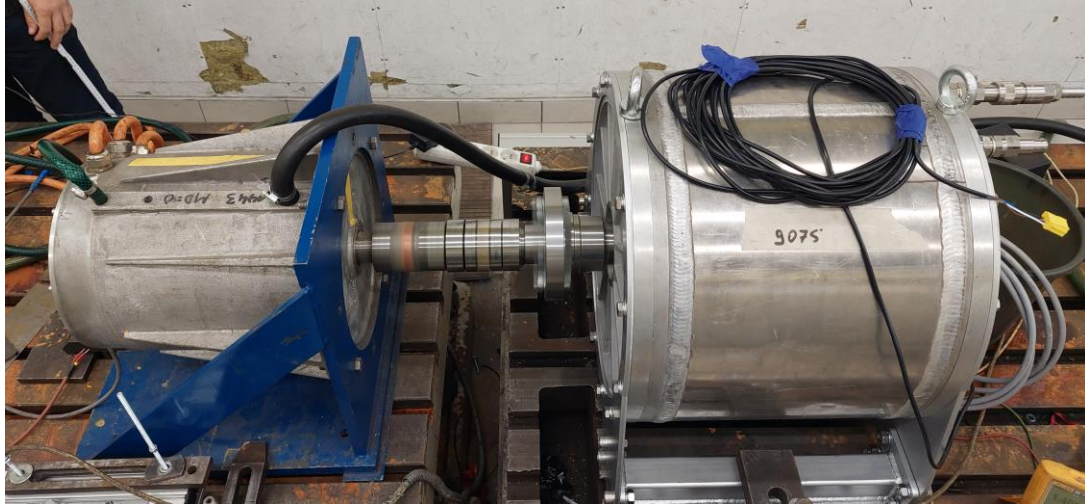
Celem przedstawionego programu badań przy pracy generatorowej jest ocena parametrów elektrycznych, mechanicznych i wibroakustycznych trakcyjnego silnika synchronicznego z magnesami trwałymi. Zakres badań obejmuje zarówno podstawowe pomiary kontrolne, jak i testy eksploatacyjne związane z momentem zaczepowym oraz charakterystyką biegu jałowego. Wybrane pomiary prowadzone są zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 60349-4:2013, PN-EN 60349-2 które określają m.in. metodykę badań elektrycznych i mechanicznych trakcyjnych maszyn wirujących. Norma PN-EN 60349-4:2013 nie przewiduje pomiarów hałasu i drgań w trybie generatorowym, pomiary akustyczne w takim stanie pracy zostały włączone do programu jako rozszerzenie badawcze, służące pogłębionej analizie właściwości wibroakustycznych silnika. Wykorzystane stanowisko badawcze przedstawiono na rys. 99.

Program badań:

- 1) Pomiar masy silnika.
- 2) Pomiar rezystancji uzwojeń w stanie zimnym.
- 3) Pomiar rezystancji izolacji.
- 4) Pomiar statycznego momentu oporowego (momentu rozruchowego) i momentu oporowego pracy.
- 5) Pomiar charakterystyki biegu jałowego $U=f(n)$ przy pracy generatorowej, bez obciążenia $I=0$, z rejestracją kształtu napięcia międzyfazowego na obu gwiazdach uzwojenia silnika.
- 6) Pomiar różnicy napięć chwilowych na obu gwiazdach uzwojenia silnika.
- 7) Pomiar poziomu ciśnienia akustycznego na biegu jałowym generatorowym, przy silniku w stanie zimnym dla dziewięciu punktów pomiarowych.

8) Pomiar poziomego ciśnienia akustycznego na biegu jałowym generatorowym, przy silniku w stanie gorącym (około 100 °C w czołach uzwojenia dla dziewięciu punktów pomiarowych).

9) Rejestracja pliku dźwiękowego wybiegu silnika.



Rys. 99. Stanowisko badawcze silnika typu SMwsK280M16B przy pracy generatorowej

12.5.2. Program badań silnika SMwsK280M16B przy pracy silnikowej

Dla badań przy pracy silnikowej przygotowano oddzielny program badań. Badania w trybie silnikowym zostały przeprowadzone w celu oceny podstawowych parametrów elektrycznych, mechanicznych oraz wibroakustycznych maszyny trakcyjnej w warunkach pracy napędowej. Pomiary w tym zakresie przeprowadzono zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 60349-4:2013, co zapewnia ich porównywalność z wynikami uzyskiwanymi dla innych trakcyjnych maszyn wirujących i gwarantuje zgodność z obowiązującymi standardami badań. Wykorzystane stanowisko badawcze przedstawiono na rys. 100. W części badań silnikowych programu nie powtarzano podstawowych pomiarów, takich jak wyznaczenie masy czy rezystancji uzwojeń w stanie zimnym, które zostały zrealizowane wcześniej w ramach badań przy pracy generatorowej.

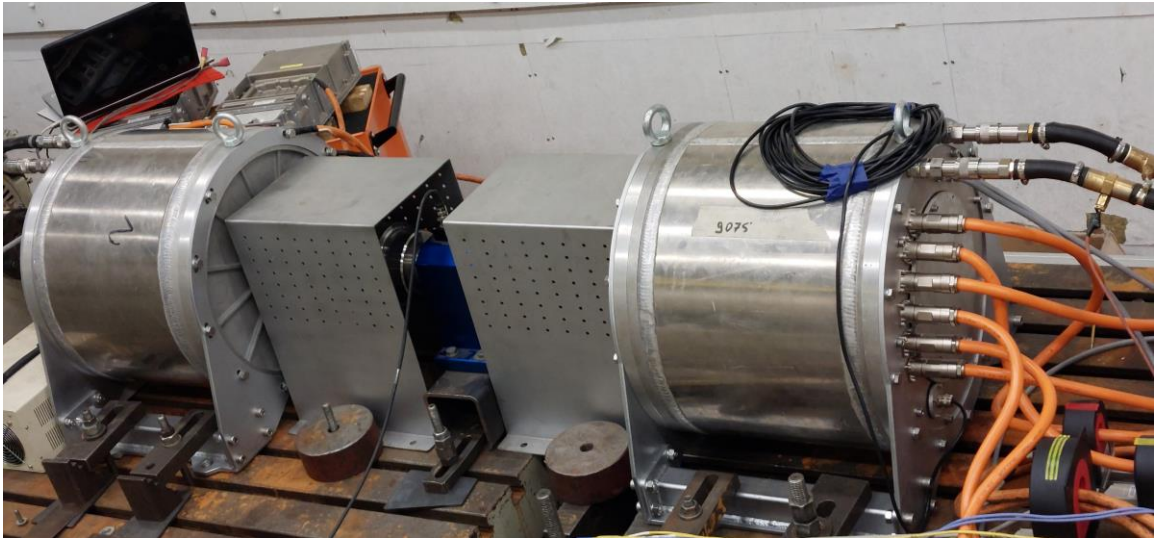
Program badań:

- 1) Wyznaczenie offsetu resolverów dla każdej z gwiazd uzwojenia stojana.
- 2) Pomiar generatorowej charakterystyki biegu jałowego, przed i po każdej próbie nagrzewania (na zimno).
- 3) Pomiar charakterystyki obciążenia. Pomiar dla prędkości: od $n = 500$ obr./min, do $n = 3000$ obr./min, co 500 obr./min. Silnik i falownik chłodzony wodą, zalecany przepływ wody: 8 l/min. Napięcie zasilania falownika $U_{DC} = 710$ V. Pomiary do prądu maksymalnego falowników ($I_{fmax} = 400 A_{RMS}$).

4) Próba nagrzewania przy $I_1 = 205 A_{RMS}$ przy $n = 1700$ obr./min. Napięcie zasilania falownika $U_{DC} = 710$ V. Chłodzenie wodne, wymagany przepływ wody: 8 l/min. Pomiar momentu na wale, rejestracja temperatury uzwojeń silnika, kadłuba.

5) Pomiary charakterystyki mechanicznej w trybie pracy silnikowej przeprowadzono na biegu jałowym w zakresie prędkości od 500 do 3000 obr./min, z krokiem 100 obr./min.

6) Pomiar poziomu ciśnienia akustycznego i drgań silnika na biegu jałowym, dla silnika w stanie zimnym i ciepłym (temperatura w czołach uzwojenia ok 100 °C).



Rys. 100. Stanowisko badawcze do badania pracy silnikowej SMwsK280M16B

12.6. Pomiary wibroakustyczne silnika

Podczas wstępnych pomiarów w trybie pracy generatorowej zaobserwowano, że poziom hałasu emitowanego przez silnik, szczególnie przy prędkości obrotowej 1040 obr./min, wykazuje istotną zależność od temperatury obwodu elektromagnetycznego. W związku z tym zdecydowano o rozszerzeniu badań i wykonaniu dodatkowych pomiarów zarówno na zimnym, jak i rozgrzanym silniku, przy pracy w trybie generatorowym oraz silnikowym. Zwiększony poziom mocy akustycznej występował wyłącznie dla silnika SMwsK280M16B.

12.6.1. Pomiary drgań silnika

Badania drgań wykonano przyrządem Svantek 958A + 3143M1, na biegu jałowym w stanie zimnym. Zgodnie z normą PN-EN 60349-4:2013 dopuszczalny poziom drgań dla analizowanego silnika wynosi 3,5 mm/s. W tabeli 8 zestawiono pomiary drgań silnika, pomiar wykonano od strony (D) napędowej oraz od strony (ND) przeciwnapędowej.

Tabela 8. Wyniki pomiarów ciśnienia akustycznego wykonane na silniku w stanie zimnym

n [obr./min]	Strona D			Strona ND		
	v_x [mm/s]	v_y [mm/s]	v_z [mm/s]	v_x [mm/s]	v_y [mm/s]	v_z [mm/s]
2000	0,243	0,162	0,359	0,360	0,225	0,524
2100	0,287	0,206	0,301	0,349	0,197	0,466
2200	0,271	0,171	0,277	0,348	0,231	0,447
2300	0,342	0,219	0,403	0,467	0,332	0,506
2400	0,411	0,267	0,393	0,522	0,335	0,463
2500	0,420	0,265	0,397	0,489	0,274	0,404
2600	0,310	0,327	0,497	0,478	0,316	0,639
2700	0,322	0,294	0,406	0,350	0,330	0,421
2800	0,338	0,270	0,294	0,434	0,339	0,394
2900	0,501	0,313	0,300	0,634	0,327	0,318
3000	0,522	0,297	0,531	0,626	0,319	0,385

Drgania niskoczęstotliwościowe, w większości przypadków, są zależne od jakości wykonania silnika [18], w szczególności od precyzji wykonania i wyważenia części wirujących. W analizowanym przypadku zarejestrowane drgania były na poziomie pomijalnym i nie miały istotnego wpływu na hałas generowany przez silnik.

12.6.2. Pomiary *SPL* w trybie generatorowym dla silnika w stanie zimnym

Pomiary wykonano w układzie pokazanym na rys. 99, zarejestrowano poziom ciśnienia akustycznego w dziewięciu punktach pomiarowych (rys. 16), przy pięciu prędkościach obrotowych, dla których występował zwiększony poziom hałasu silnika.

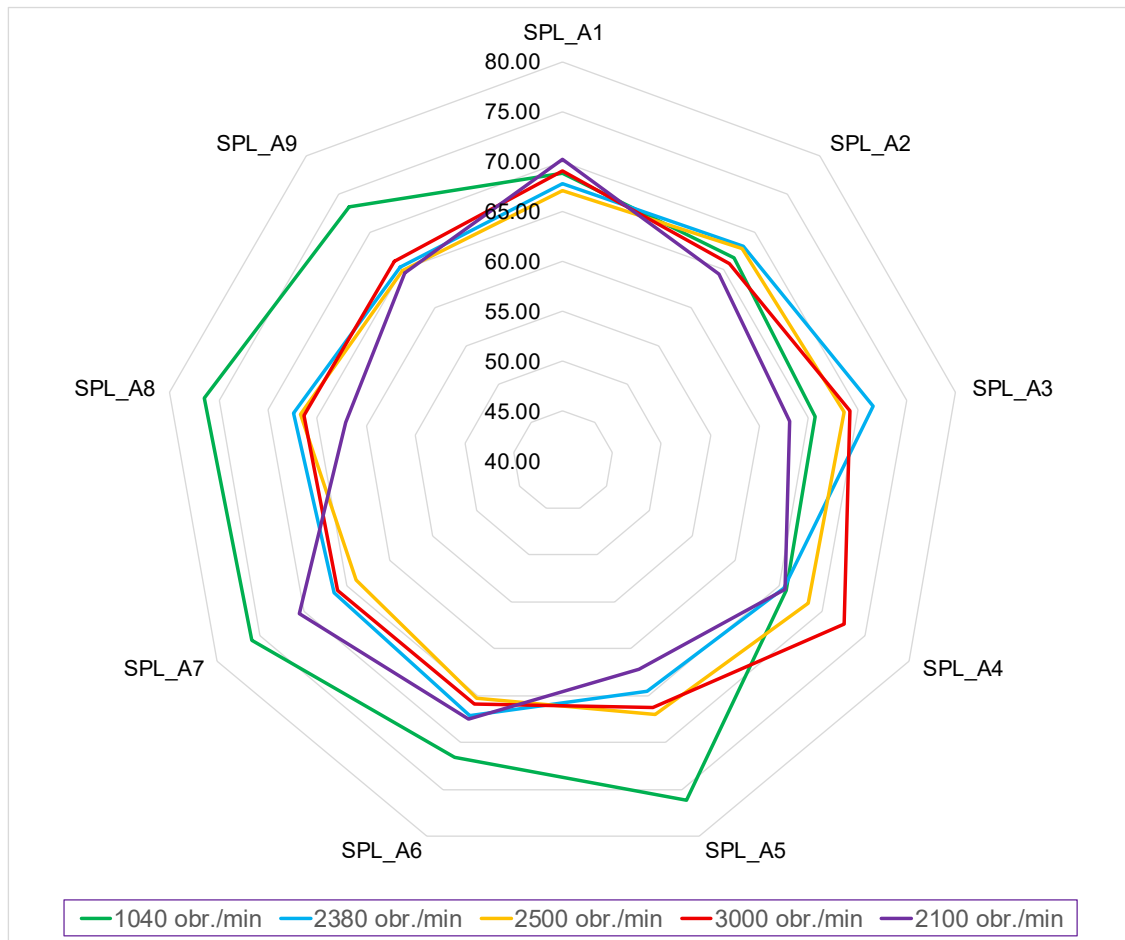
Zgodnie z przygotowanym programem badań (punkt 12.5.1), dla każdego punktu pomiarowego zarejestrowano nieskorygowany poziom ciśnienia akustycznego, pliki z nagraniami dźwięku. Ciśnienie akustyczne rejestrowano przyrządem SVAN 958A. Analiza FFT została wykonana z częstotliwością próbkowania 48 kHz oraz z zastosowaniem okna Hanninga, w celu minimalizacji wycieków widma. Wybrane wykresy ilustrujące analizę wyników badań przedstawiono na rysunkach od 101 do 108. W tabeli 9 zestawiono wyniki pomiarów ciśnienia akustycznego, skorygowane charakterystyką częstotliwościową ucha ludzkiego (A).

Tabela 9. Wyniki pomiarów skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego wykonane dla silnika pracującego jako generator na biegu jałowym w stanie zimnym

Punkty pomiarowe	Prędkości obrotowe badanego silnika				
	1040 obr./min	2100 obr./min	2380 obr./min	2500 obr./min	3000 obr./min
<i>SPL</i> _1 [dB(A)]	68,85	70,19	67,77	67,16	69,10
<i>SPL</i> _2 [dB(A)]	66,66	64,40	68,08	67,86	65,88
<i>SPL</i> _3 [dB(A)]	65,70	63,09	71,55	68,57	69,24
<i>SPL</i> _4 [dB(A)]	65,83	65,65	65,56	68,41	72,58
<i>SPL</i> _5 [dB(A)]	76,19	62,25	64,58	67,00	66,28
<i>SPL</i> _6 [dB(A)]	71,56	67,54	67,16	65,23	65,85
<i>SPL</i> _7 [dB(A)]	76,02	70,48	66,47	63,94	66,00
<i>SPL</i> _8 [dB(A)]	76,50	62,05	67,40	66,72	66,39
<i>SPL</i> _9 [dB(A)]	73,28	64,68	65,32	64,92	66,18
<i>SPL</i> (wart. śr.) [dB(A)]	73,05	66,69	67,59	66,90	68,18
<i>SWL</i> [dB(A)]	83,85	77,49	78,39	77,70	78,98
<i>SWL</i> [dB(A)] z korektą ze względu na tony czyste	89,85	83,49	84,39	83,70	84,98
Tł0 [dB(A)]	50	50	50	50	50

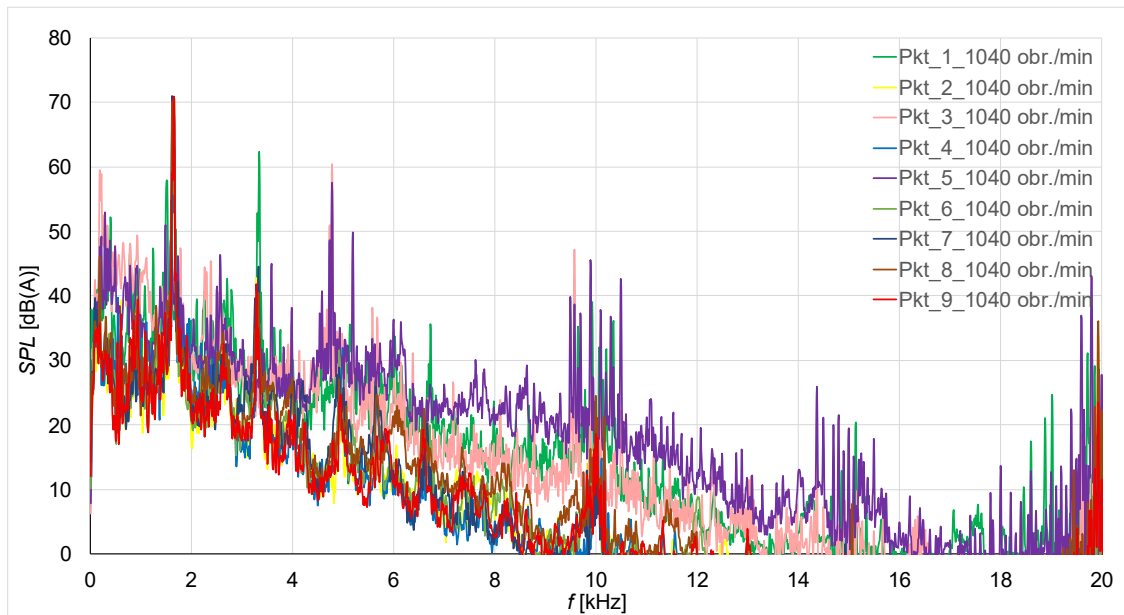
Na rys. 101 przedstawiono rozkład skorygowanego ciśnienia akustycznego *SPL* [dB(A)] w poszczególnych dziewięciu punktach pomiarowych. Bardzo wyraźnie widać dominację poziomów ciśnienia akustycznego dla prędkości obrotowej 1040 obr./min w punktach od piątego do dziewiątego. Na rys. 103 przedstawiono analizę harmoniczną dla dziewiątego punktu przy różnych prędkościach obrotowych. Analiza ta pokazuje, w jaki sposób zmieniają się główne składowe częstotliwości mające wpływ na podwyższony poziom hałasu silnika.

Na rys. 102 przedstawiono analizę poziomu hałasu dla prędkości obrotowej 1040 obr./min, przy której zmierzono maksymalne ciśnienie akustyczne *SPL*. Różnice poziomów ciśnienia akustycznego pomiędzy poszczególnymi punktami pomiarowymi są znaczące, dlatego do kolejnej analizy wybrano cztery z dziewięciu punktów przy prędkościach obrotowych, przy których występował zwiększony poziom skorygowanego ciśnienia akustycznego (rys. 101).

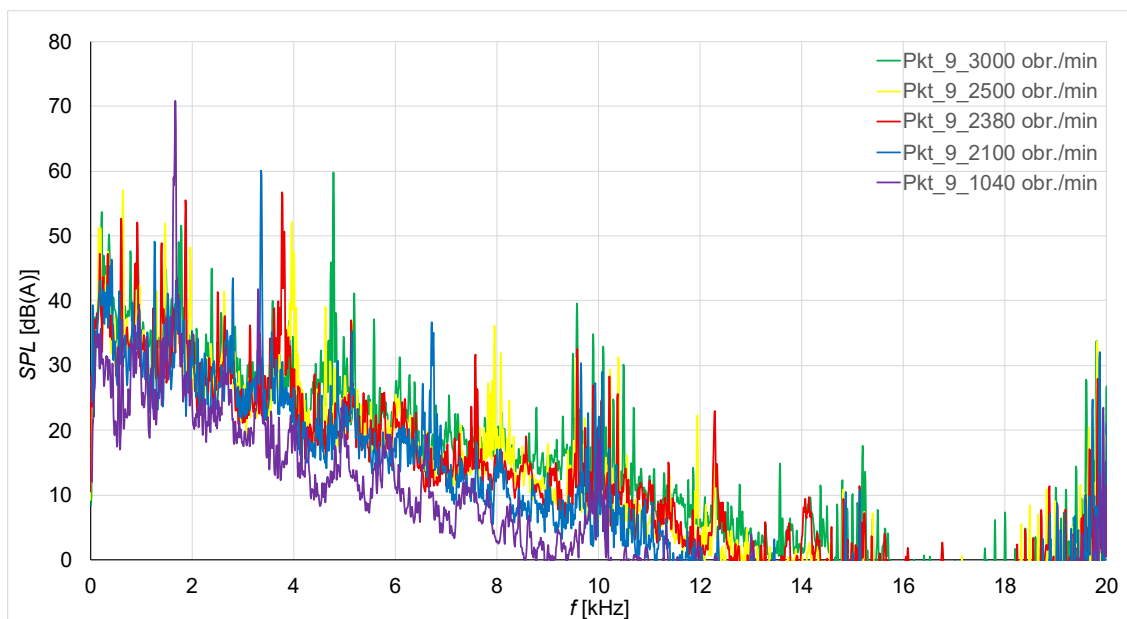


Rys. 101. Rozkład skorygowanego ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w poszczególnych dziewięciu punktach pomiarowych, dla silnika SMwsK280M16B przy pracy generatorowej w stanie zimnym

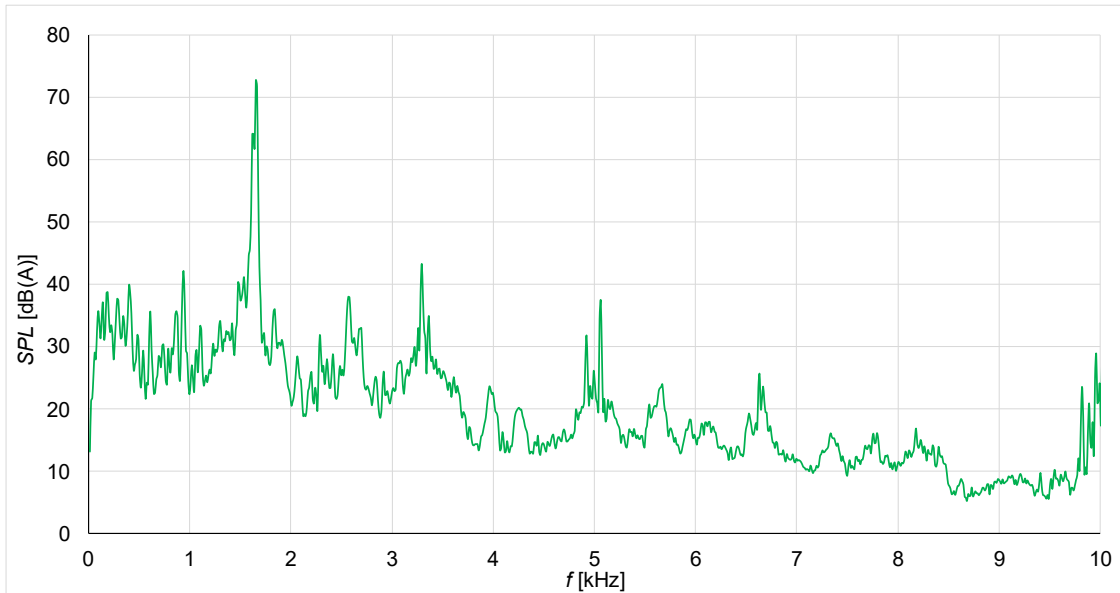
Na rys. 103 przedstawiono analizę harmoniczną dla dziewiątego punktu przy różnych prędkościach obrotowych. Maksymalny poziom ciśnienia akustycznego został zarejestrowany w zakresie oktawy o częstotliwości środkowej 2 kHz. Analizę poszczególnych punktów pomiarowych przedstawiono na rysunkach od 104 do 107. Analiza wykazała obecność tonów czystych, ponieważ poziom ciśnienia akustycznego w odpowiadającym im paśmie jednej trzeciej oktawy był wyższy o ponad 10 dB w porównaniu ze średnią wartością poziomów w dwóch sąsiednich pasmach. Ponieważ kryterium to zostało spełnione, zgodnie z wymaganiami normy PN-EN 60349-4:2013 do wyznaczonego poziomu mocy akustycznej dodano korektę wynoszącą 6 dB, co zostało odnotowane w tabeli wyników. Analiza przedstawiona na rys. 103 również pokazuje, w jaki sposób zmieniają się główne składowe częstotliwości mające wpływ na podwyższony poziom hałasu silnika.



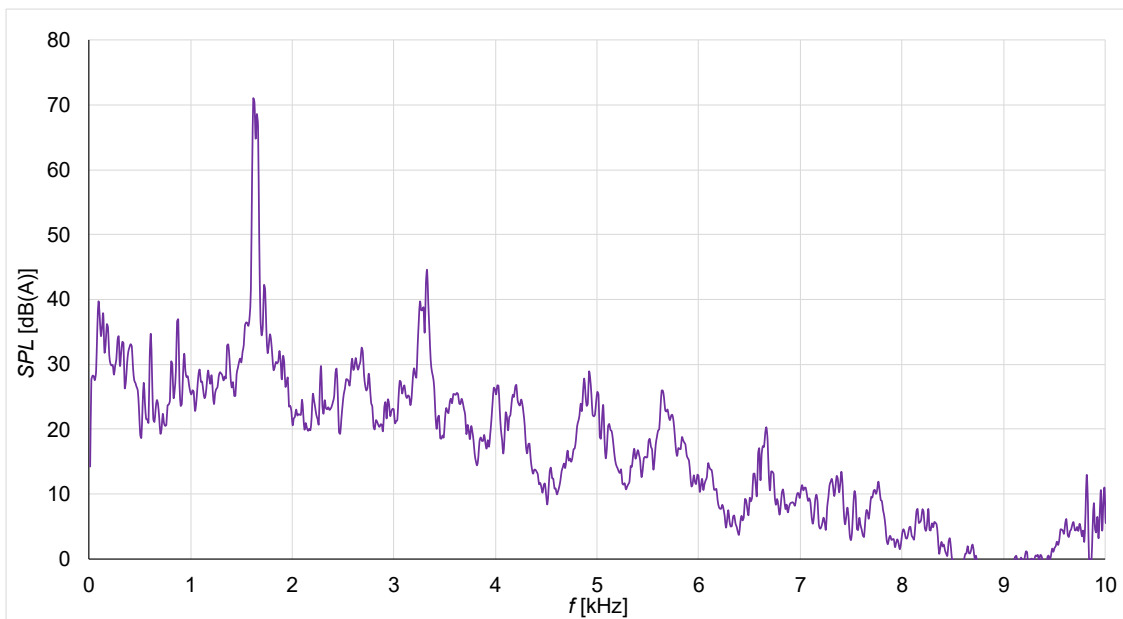
Rys. 102. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w poszczególnych dziewięciu punktach pomiarowych przy prędkości obrotowej 1040 obr./min, dla silnika SMwsK280M16B przy pracy generatorowej w stanie zimnym



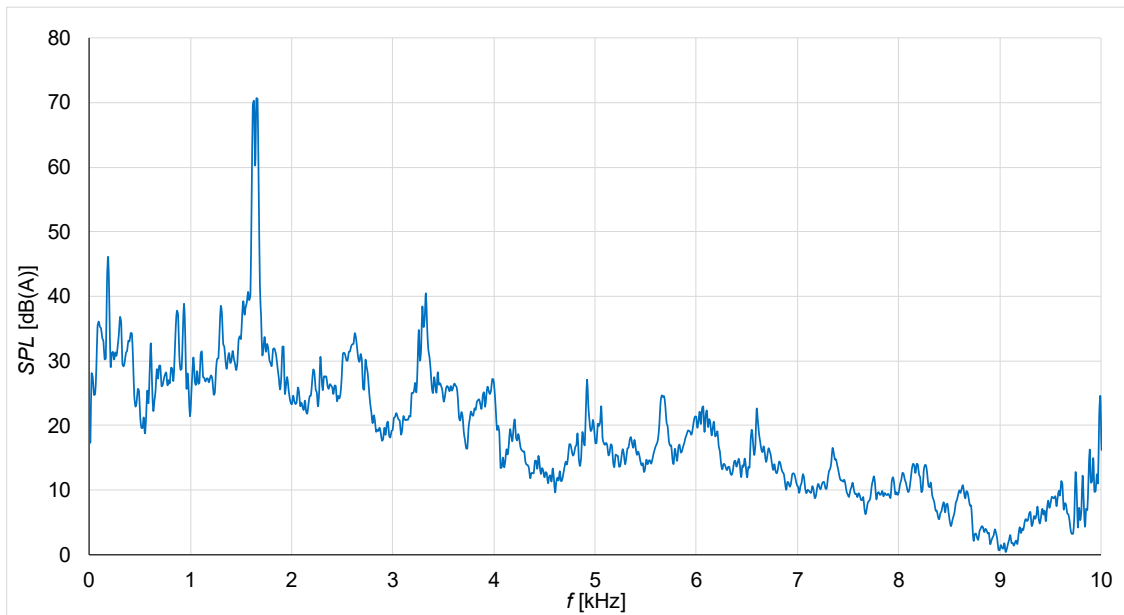
Rys. 103. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w dziewiątym punkcie pomiarowym, przy pięciu prędkościach obrotowych, dla silnika SMwsK280M16B przy pracy generatorowej w stanie zimnym



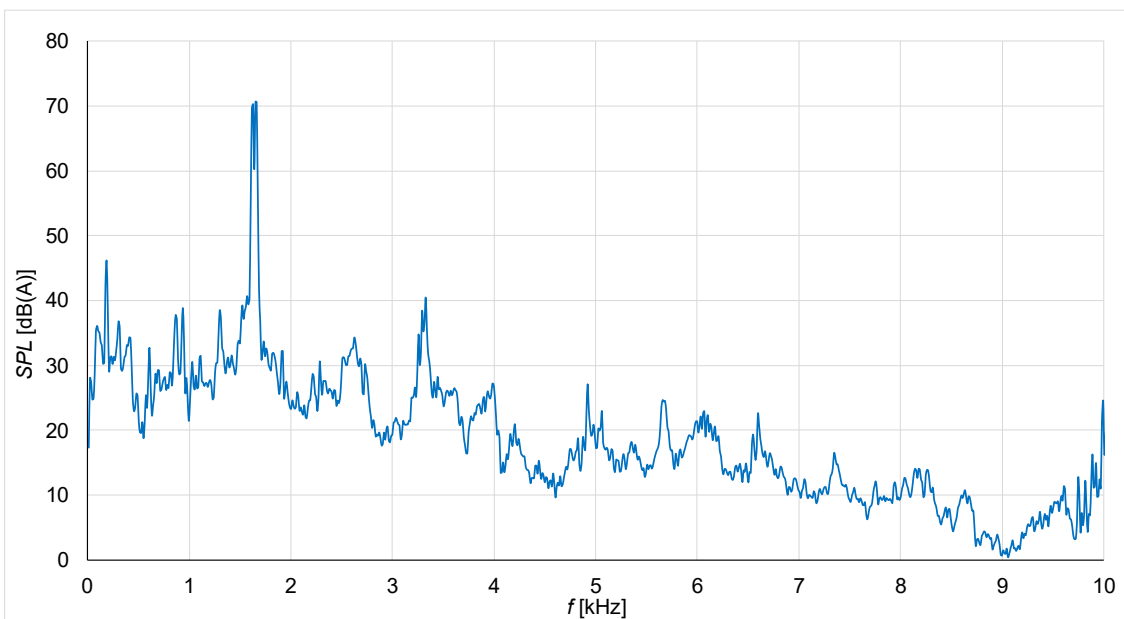
Rys. 104. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie piątym, przy prędkości obrotowej 1040 obr./min, dla silnika SMwsK280M16B przy pracy generatorowej w stanie zimnym



Rys. 105. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie siódmym, przy prędkości obrotowej 1040 obr./min, dla silnika SMwsK280M16B przy pracy generatorowej w stanie zimnym

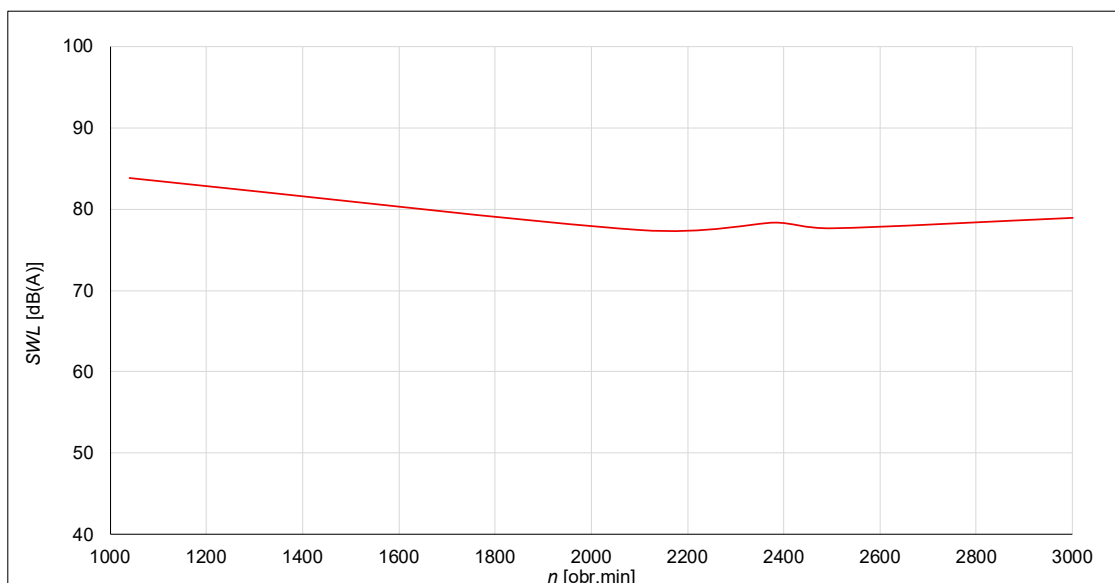


Rys. 106. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie piątym, przy prędkości obrotowej 1040 obr./min, dla silnika SMwsK280M16B przy pracy generatorowej w stanie zimnym



Rys. 107. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie dziewiątym, przy prędkości obrotowej 1040 obr./min, dla silnika SMwsK280M16B przy pracy generatorowej w stanie zimnym

Na rys. 108 przedstawiono obliczony na podstawie pomiarów SPL obliczeniowy SWL w funkcji prędkości obrotowej, zmierzony dla silnika SMwsK280M16B przy pracy generatorowej w stanie zimnym, w wykresie SWL nie uwzględniono korekty tonów czystych.



Rys. 108. Poziom emitowanej mocy akustycznej SWL w funkcji prędkości obrotowej, zmierzony dla silnika SMwsK280M16B przy pracy generatorowej w stanie zimnym

Analizując wyniki badań, można zauważyć, że dla silnika pracującego w trybie generatorowym w stanie zimnym, najwyższy poziom hałasu występuje przy prędkości obrotowej wynoszącej 1040 obr./min. W tym punkcie pracy zidentyfikowano kilka składowych częstotliwościowych hałasu (od rys. 104 do rys. 107), które powodują wzrost poziomu mocy akustycznej SWL do wartości 83,85 dB(A). Jako główną częstotliwość hałasu zidentyfikowano częstotliwość 1,65 kHz i jej wielokrotność. Częstotliwość ta wynika z kształtu przestrzennego $r = 0$ i częstotliwości H96, która jest również pochodną liczby zębów w stojanie. Tak wysoki poziom mocy akustycznej jest szczególnie zaskakujący, ponieważ przy tak małej prędkości obrotowej nie został zaobserwowany dla żadnego z wcześniej analizowanych silników. Z przeprowadzonych obliczeń wibroakustycznych nie wynika jednak, aby dla rozważanej prędkości obrotowej 1040 obr./min miały występować problemy z podwyższonym poziomem hałasu dla tego silnika. Można zatem wnioskować, że podwyższony poziom mocy akustycznej zarejestrowany podczas badań dla silnika w stanie zimnym ma charakter przejściowy i związany jest głównie ze stanem temperaturowym uzwojeń oraz pakietowanego rdzenia stojana.

Kolejnym analizowanym aspektem jest wpływ temperatury na hałas generowany przez badany silnik. Dla tego samego punktu pracy, przy temperaturze uzwojeń przekraczającej 80°C (praca silnika w stanie gorącym), podwyższony poziom hałasu już nie uwidacznia się. Silniki elektryczne, szczególnie przeznaczone do napędów trakcyjnych, bardzo rzadko pracują w stanie „zimnym”. Ze względu na ograniczoną masę oraz wysokie właściwości trakcyjne, charakteryzują się one krótką stałą czasową

nagrzewania, co oznacza, że osiągają temperaturę roboczą w krótkim czasie. W związku z tym, dla tego typu silnika zwiększony poziom hałasu może występować jedynie podczas rozruchu lub bezpośrednio po dłuższym postoju.

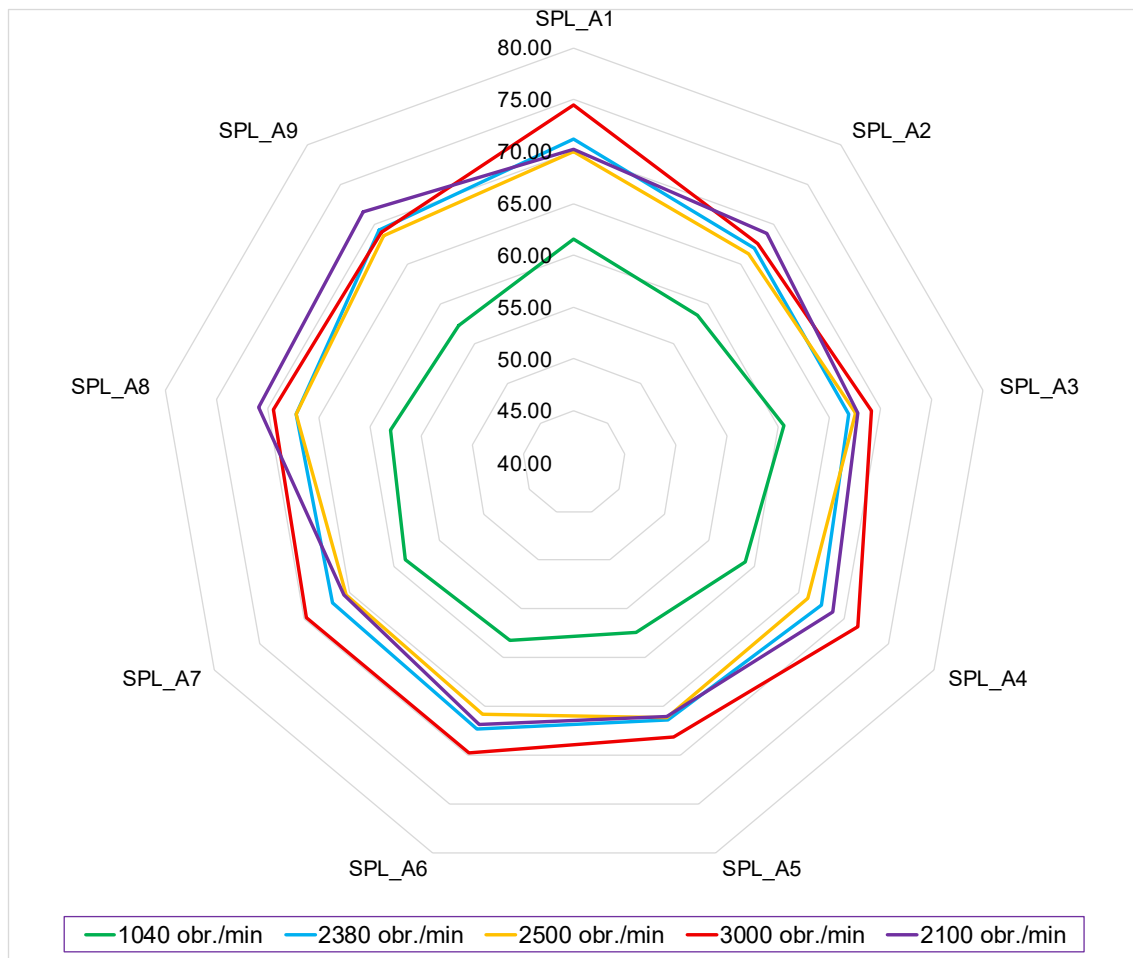
12.6.3. Pomiary *SPL* w trybie generatorowym, silnik gorący

Pomiary w trybie generatorowym wykonano na stanowisku badawczym pokazanym na rys. 99, pomiary ciśnienia akustycznego wykonano w dziewięciu punktach pomiarowych (rys. 16), dla silnika wybrano pięć prędkości obrotowych, dla których po wstępnych badaniach stwierdzono zwiększony hałas silnika. Dla tego pomiaru uzwojenia silnika zostały zagrzane do temperatury 100 °C.

Zgodnie z przygotowanym programem badań (punkt 12.5.1) dla każdego punktu pomiarowego zarejestrowano pliki z nagraniami dźwięku oraz nieskorygowany poziom ciśnienia akustycznego. Ciśnienie akustyczne rejestrowano przyrządem SVAN 958A. Wyniki pomiarów skorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego oraz z naniesioną korektą tonów czystych do poziomu mocy akustycznej zestawiono w tabeli 10 oraz na rysunkach od 110 do 116.

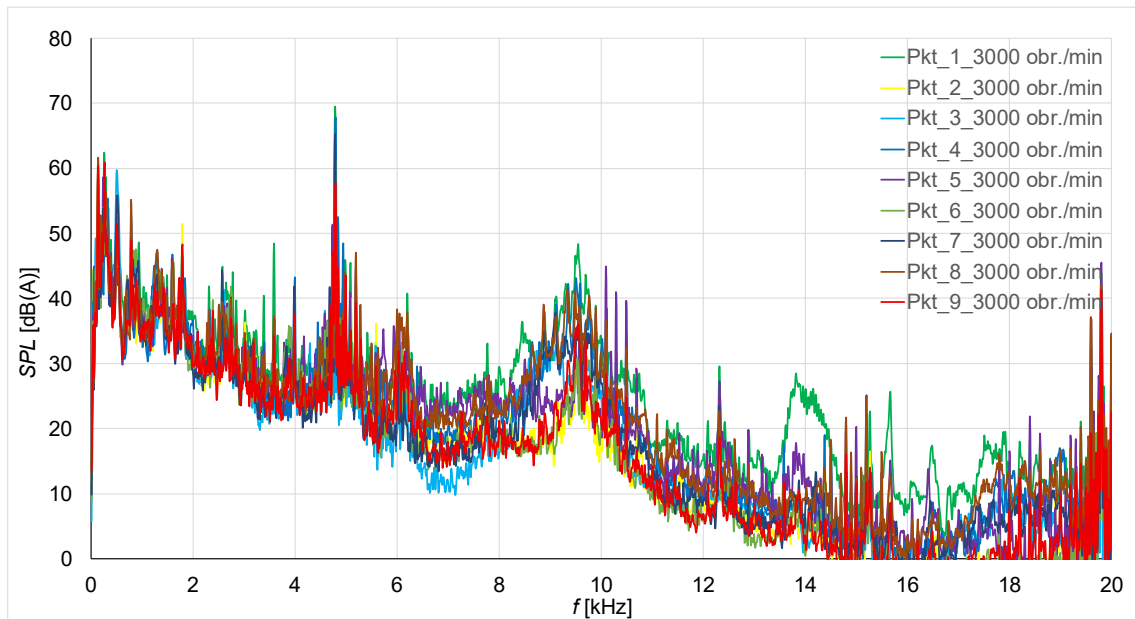
Tabela 10. Pomiary ciśnienia akustycznego wykonane dla gorącego silnika w trybie generatorowym

Punkty pomiarowe	Prędkości obrotowe badanego silnika SMwsK280M16B				
	1040 obr./min	2100 obr./min	2380 obr./min	2500 obr./min	3000 obr./min
<i>SPL</i> _1 [dB(A)]	61,53	70,19	71,16	69,98	74,47
<i>SPL</i> _2 [dB(A)]	58,53	68,91	66,99	66,23	67,56
<i>SPL</i> _3 [dB(A)]	60,58	67,78	66,83	67,52	69,13
<i>SPL</i> _4 [dB(A)]	59,02	68,75	67,55	66,04	71,56
<i>SPL</i> _5 [dB(A)]	57,44	65,99	66,36	66,17	68,14
<i>SPL</i> _6 [dB(A)]	58,24	66,86	67,30	65,76	69,72
<i>SPL</i> _7 [dB(A)]	58,80	65,58	66,94	65,41	69,79
<i>SPL</i> _8 [dB(A)]	57,96	70,90	67,15	67,25	69,43
<i>SPL</i> _9 [dB(A)]	57,24	71,59	69,31	68,52	68,92
<i>SPL</i> (wart. śr.)	59,04	68,97	68,01	67,24	70,38
<i>SWL</i> [dB(A)]	69,84	79,77	78,82	78,04	81,18
<i>SWL</i> [dB(A)] z korektą ze względu na tony czyste	75,84	85,77	84,82	84,04	87,18
T _{lo} [dB]	50	50	50	50	50

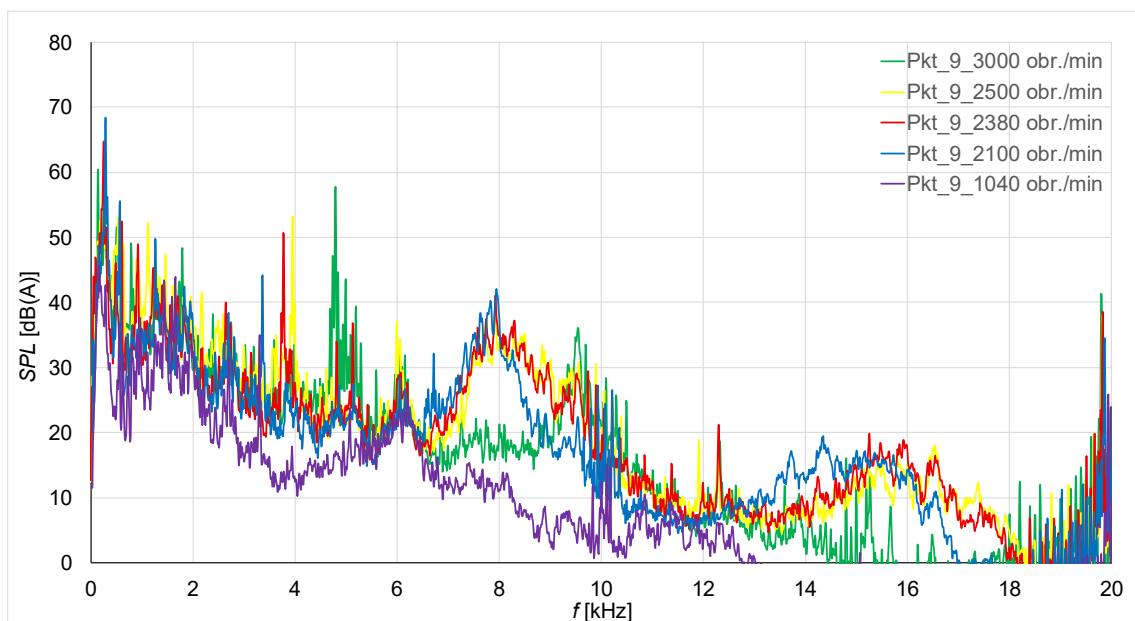


Rys. 109. Rozkład skorygowanego ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w poszczególnych dziewięciu punktach pomiarowych gorącego silnika typu SMwsK280M16B przy pracy generatorowej

Na rys. 110 przedstawiono analizę harmoniczną skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w dziewięciu punktach pomiarowych przy prędkości obrotowej 3000 obr./min. Można zauważyć bardzo zbliżone poziomy we wszystkich punktach, co świadczy o braku istotnych lokalnych źródeł hałasu. Analizując częstotliwości skorygowanego ciśnienia akustycznego badanego silnika, zauważono, że w punktach pierwszym (rys.112) i czwartym (rys.114) głównym źródłem hałasu jest dźwięk o częstotliwości 4,8 kHz. Częstotliwość ta wynika z kształtu przestrzennego $r = 0$ (H96). Natomiast w punktach trzecim (rys.113) i dziewiątym (rys.115) dominującym źródłem hałasu są niskoczęstotliwościowe drgania silnika. Na rys. 111 przedstawiono analizę harmoniczną skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie dziewiątym przy pięciu prędkościach obrotowych silnika, można zauważyć znaczące różnice dla poszczególnych prędkości obrotowych.



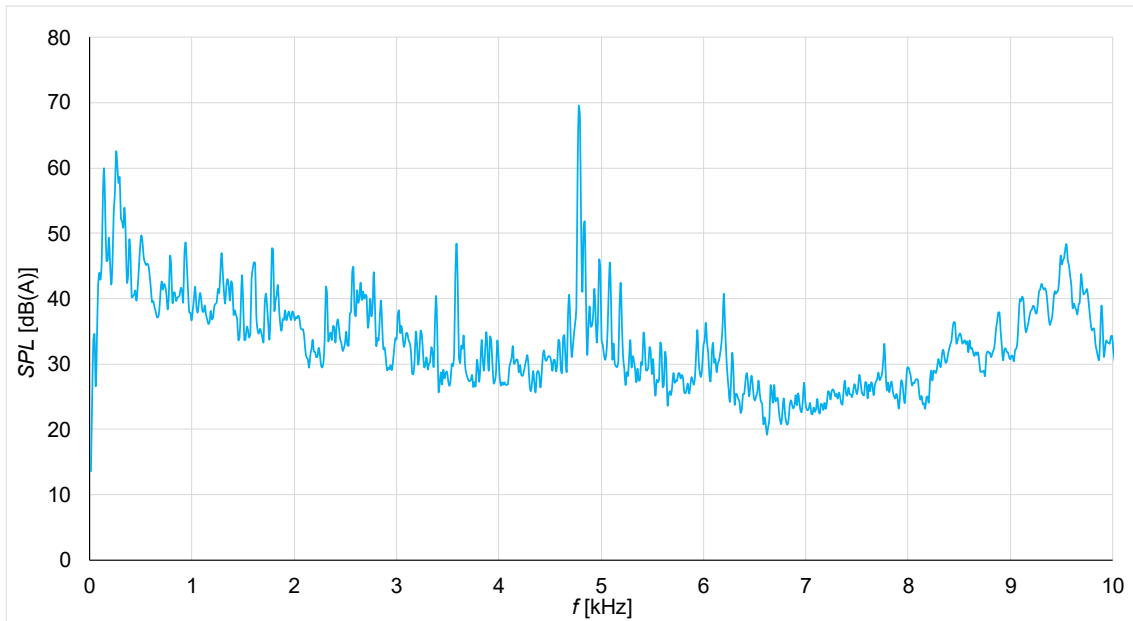
Rys.110. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w poszczególnych dziewięciu punktach przy prędkości obrotowej 3000 obr./min pomiarowych gorącego silnika typu SMwsK280M16B przy pracy generatorowej



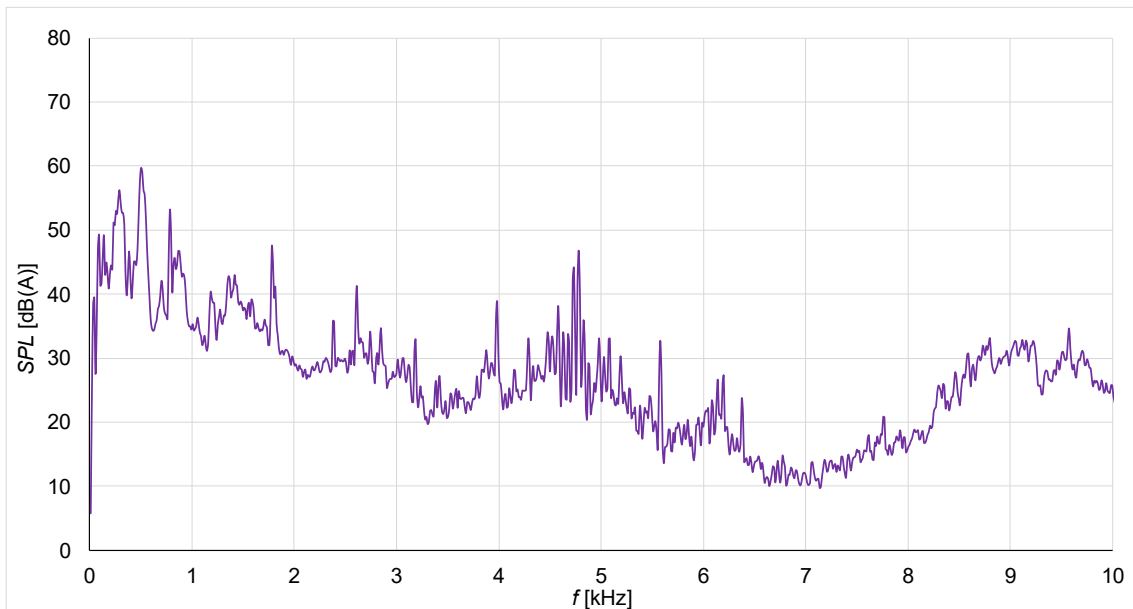
Rys. 111. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie dziewiątym przy pięciu prędkościach pomiarowych dla gorącego silnika typu SMwsK280M16B przy pracy generatorowej

Na rys. 110 przedstawiono analizę hałasu dla jednej prędkości (3000 obr./min), przy której zmierzono maksymalne ciśnienie akustyczne SPL , różnice poziomów pomiędzy poszczególnymi punktami pomiarowymi są niewielkie. Do szczegółowej analizy wybrano cztery z dziewięciu punktów dla wybranej prędkości obrotowej (3000 obr./min), przy których występował zwiększony poziom skorygowanego ciśnienia akustycznego rysunki od 112 do 115. Maksymalny poziom ciśnienia akustycznego został zarejestrowany w zakresie oktawy o częstotliwości środkowej 4 kHz. Ponieważ w sąsiednich pasmach

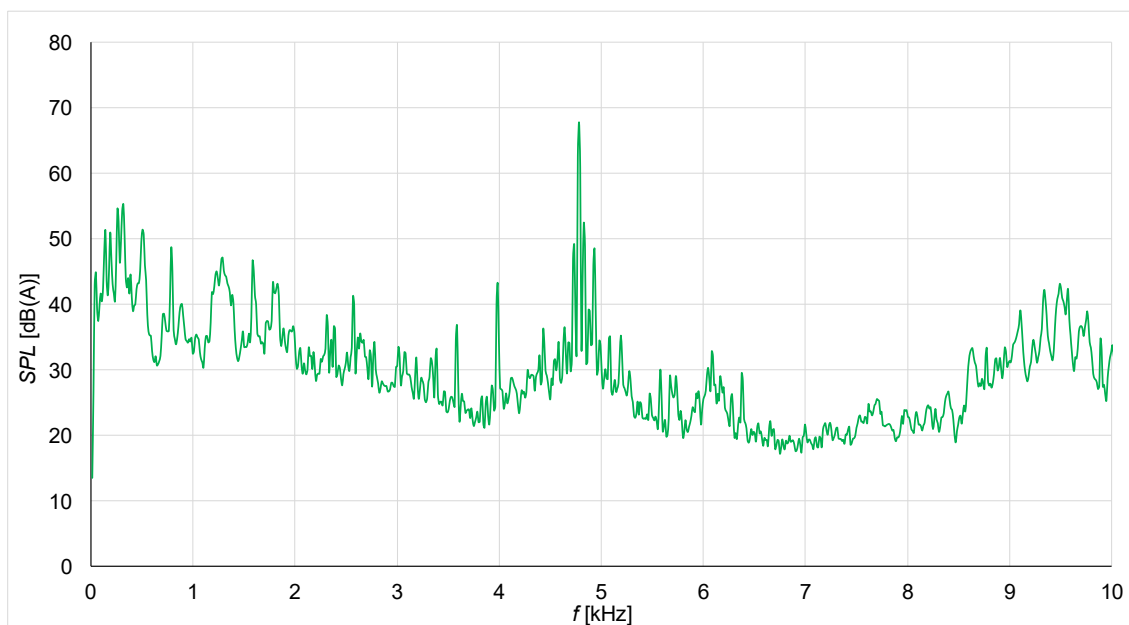
jednej trzeciej oktawy poziomy ciśnienia akustycznego były niższe o ponad 10 dB, do wyznaczonego wcześniej poziomu mocy akustycznej wprowadzono korektę w wysokości 6 dB wynikającej z tonów czystych.



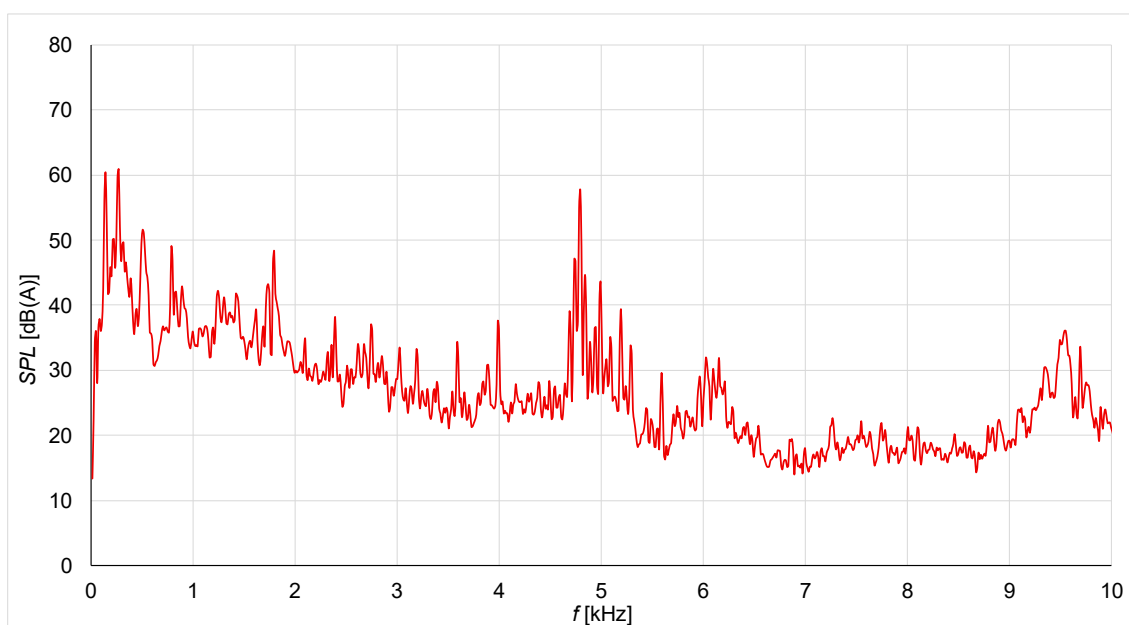
Rys. 112. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie pierwszym przy prędkości obrotowej 3000 obr./min gorącego silnika typu SMwsK280M16B przy pracy generatorowej



Rys. 113. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie trzecim przy prędkości obrotowej 3000 obr./min gorącego silnika typu SMwsK280M16B przy pracy generatorowej

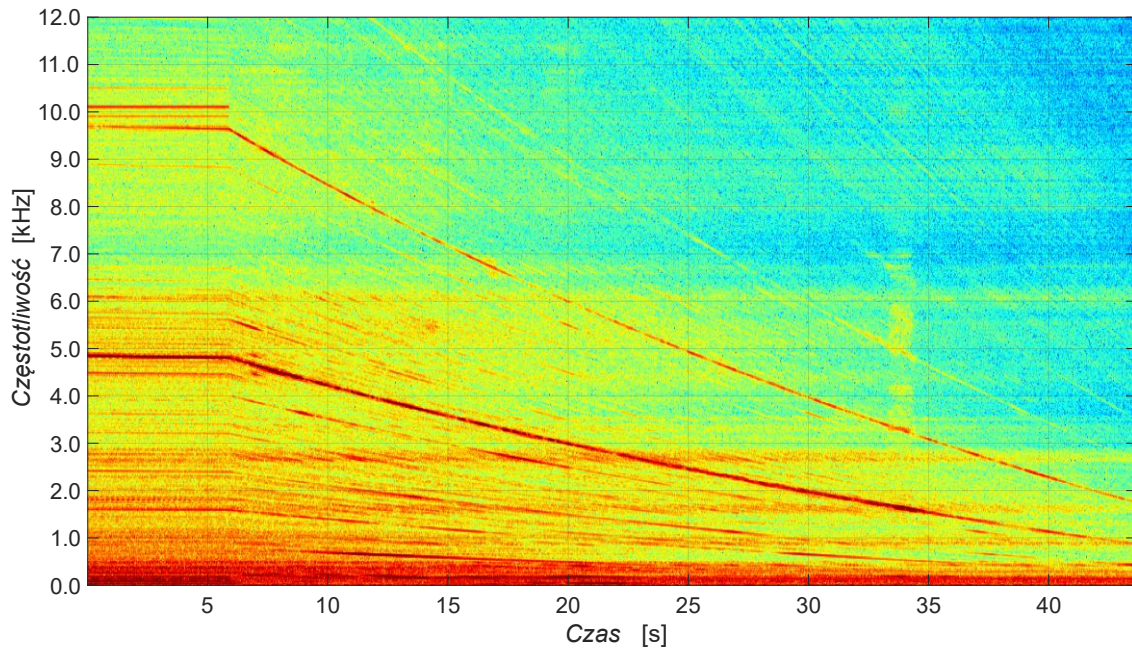


Rys.114. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie czwartym przy prędkości obrotowej 3000 obr./min gorącego silnika typu SMwsK280M16B przy pracy generatorowej



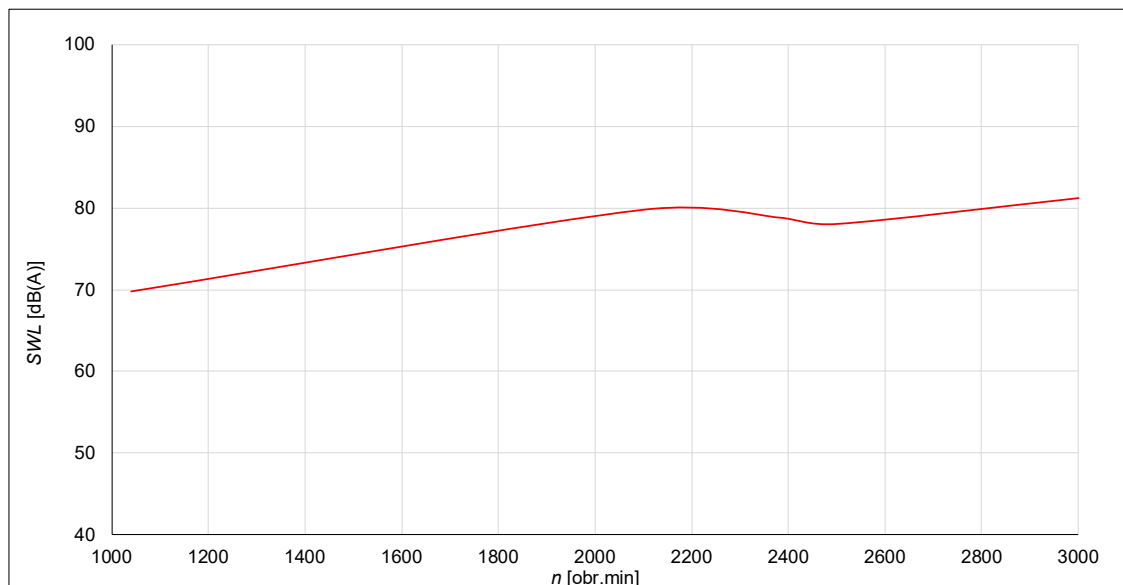
Rys.115. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie dziewiątym przy prędkości obrotowej 3000 obr./min gorącego silnika typu SMwsK280M16B przy pracy generatorowej

Dla przedstawionych na rysunkach analizach FFT czterech punktów pomiarowych częstotliwość dźwięku powodującego najwyższy poziom hałasu wynosi 4,8 kHz i ponownie odpowiada kształtowi przestrzennemu oddechowemu $r = 0$.



Rys. 116. Spektrogram wybiegu dla czwartego punktu pomiarowego, silnika gorącego typu SMwsK280M16B od prędkości obrotowej 3000 obr./min

Na spektrogramie nagranych dźwięku (rys. 116) wybiegu silnika można zaobserwować, jak w czasie zmienia się rozkład częstotliwości analizowanego dźwięku, co pozwala dokładnie przeanalizować strukturę emitowanego poziomu hałasu. Na osi poziomej przedstawiony jest czas, na osi pionowej częstotliwość, natomiast intensywność kolorów odzwierciedla poziom energii akustycznej w danej częstotliwości w określonym momencie. Dzięki temu spektrogram wybiegu silnika umożliwia jednoczesną obserwację trzech kluczowych parametrów sygnału: czasu, częstotliwości oraz poziomu energii. Jest to narzędzie pozwalające na identyfikację składników widmowych, takich jak harmoniczne generowane przez falowniki zasilające silniki elektryczne. W analizowanym przypadku widoczna jest główna częstotliwość dźwięku, która przy prędkości obrotowej silnika wynoszącej 3000 obr./min (stała początkowa prędkość obrotowa wybiegu) osiąga wartość około 4,8 kHz, a także jej wielokrotności wynikające z obecności wyższych harmonicznnych. Częstotliwość ta wynika z kształtu przestrzennego $r = 0$ i częstotliwości H96. Spektrogram stanowi zatem bardzo użyteczne narzędzie w diagnostyce maszyn, analizie dźwięku, badaniu zjawisk akustycznych oraz lokalizacji źródeł hałasu, ponieważ w sposób graficzny i intuicyjny ukazuje informacje, których nie można bezpośrednio zaobserwować w sygnałach przedstawionych wyłącznie w domenie czasu.



Rys. 117. Poziom emitowanej mocy akustycznej SWL w funkcji prędkości obrotowej gorącego silnika typu SMwsK280M16B przy pracy generatorowej

Analizując wyniki badań, oraz poziom emitowanej mocy akustycznej (rys.17) można zauważyć, że dla gorącego silnika pracującego w trybie generatorowym podwyższony poziom hałasu przy prędkości obrotowej 1040 obr./min nie występuje. Maksymalny poziom emitowanej mocy akustycznej jest wyższy w stosunku do obliczeń o 21 dB i wynosi dla prędkości 3000 obr./min $SWL = 81,18$ dB(A). W tym punkcie pracy zidentyfikowano główną częstotliwość hałasu (od rys. 112 do rys. 115), wynoszącą 4,8 kHz, która powoduje wzrost poziomu mocy akustycznej SWL do wartości 81,18 dB(A). Przyczyną wystąpienia podwyższonego poziomu hałasu jest kształt przestrzenny $r = 0$ i jego częstotliwości H96. Ponieważ nie występuje tutaj rezonans z częstotliwością własną korpusu silnika poziom hałasu jest na akceptowalnym poziomie. Należy jednocześnie zaznaczyć, że poziom mocy akustycznej $SWL = 81,19$ dB(A) jest poziomem bardzo niskim.

12.6.4. Pomiary SPL w trybie silnikowym, silnik zimny

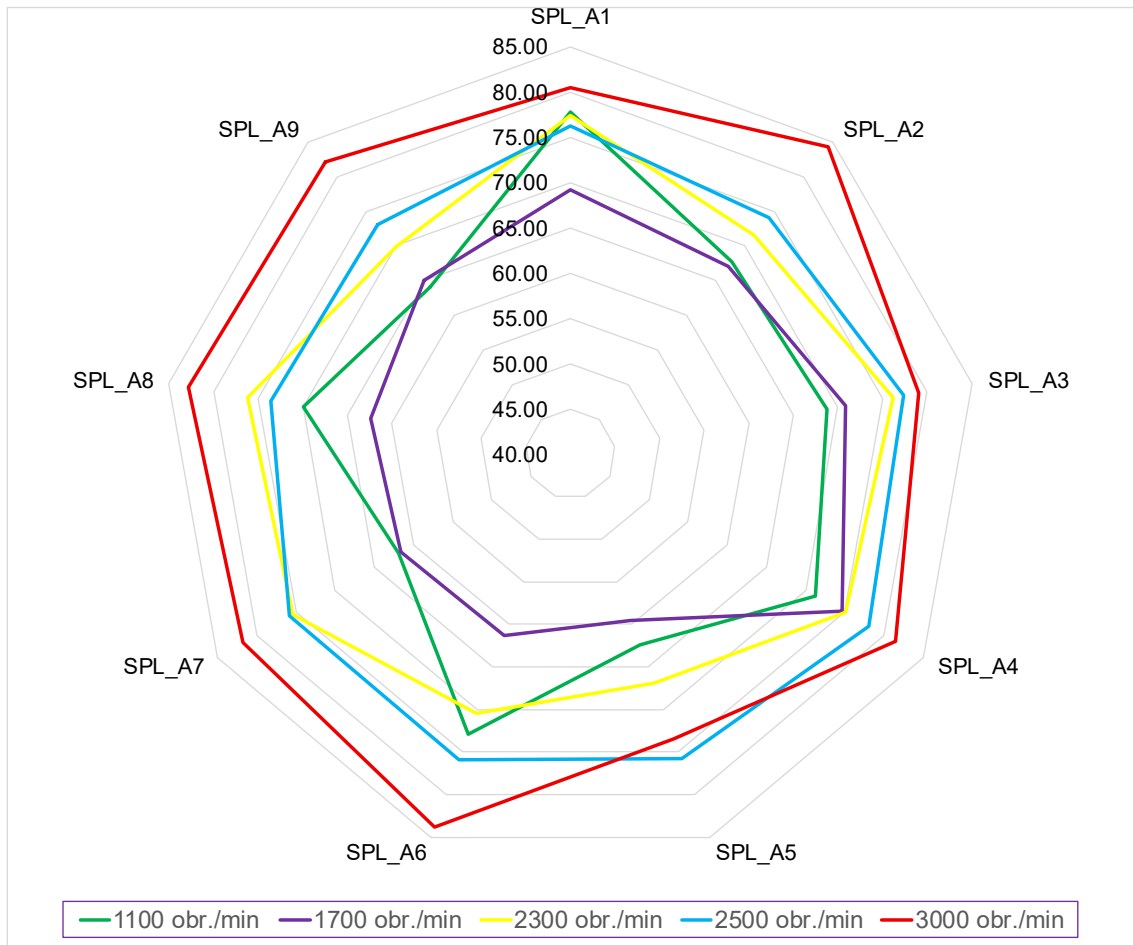
Pomiary wykonano w układzie pokazanym na rys. 100, zgodnie z przygotowanym programem badań, pomiary zrealizowano w dziewięciu punktach pomiarowych (rys.16), dla silnika podczas badań wstępnych wybrano pięć prędkości obrotowych, dla których występował zwiększony poziom hałasu silnika. Dla każdego punktu pomiarowego zarejestrowano pliki z nagraniami dźwięku oraz nieskorygowany poziom ciśnienia akustycznego. Ciśnienie akustyczne rejestrowano przyrządem SVAN 958A. Wyniki przedstawiono w tabeli 11 i na rysunkach od 118 do 126.

Tabela 11. Pomiary ciśnienia akustycznego wykonane dla zimnego silnika

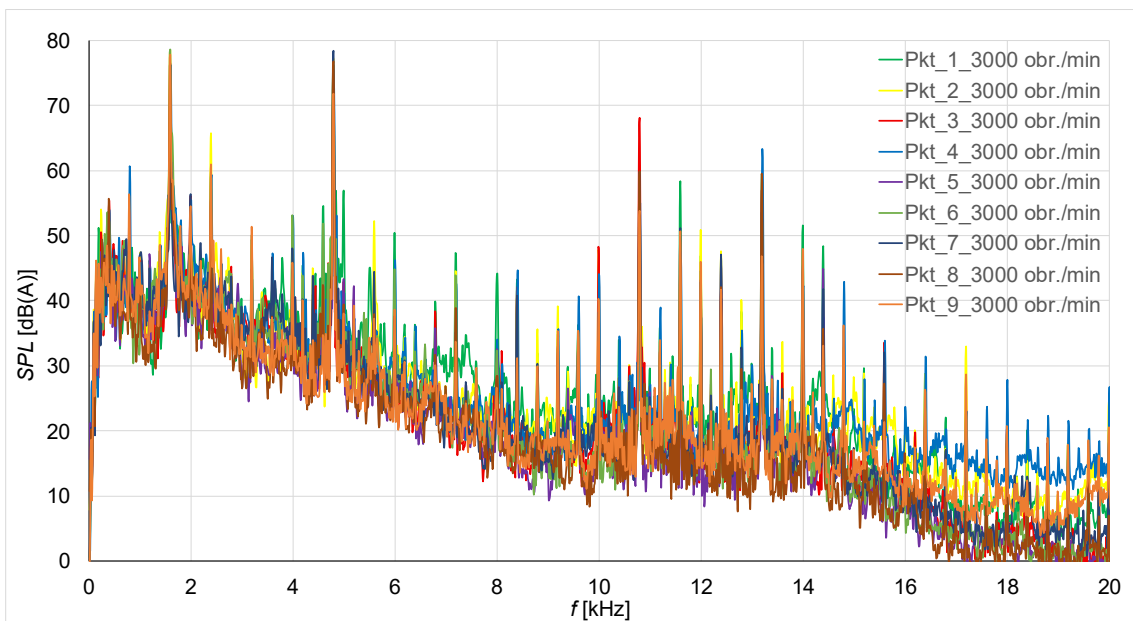
Punkty pomiarowe	Prędkości obrotowe badanego silnika SMwsK280M16B				
	1100 obr./min	1700 obr./min	2300 obr./min	2500 obr./min	3000 obr./min
<i>SPL</i> _1 [dB(A)]	77,72	69,21	77,40	76,23	80,52
<i>SPL</i> _2 [dB(A)]	67,79	67,07	71,50	74,13	84,28
<i>SPL</i> _3 [dB(A)]	68,77	70,88	76,22	77,33	79,09
<i>SPL</i> _4 [dB(A)]	71,24	74,63	75,07	77,97	81,46
<i>SPL</i> _5 [dB(A)]	62,46	59,56	66,97	75,83	73,44
<i>SPL</i> _6 [dB(A)]	72,90	61,29	70,40	75,90	83,78
<i>SPL</i> _7 [dB(A)]	61,96	61,63	75,34	75,80	81,72
<i>SPL</i> _8 [dB(A)]	69,98	62,38	76,24	73,59	82,88
<i>SPL</i> _9 [dB(A)]	64,12	65,05	69,91	73,12	82,12
<i>SPL</i> (wart. śr.)	71,30	68,48	74,35	75,81	81,82
<i>SWL</i> [dB(A)]	82,10	79,28	85,15	86,62	92,62
<i>SWL</i> [dB(A)] z korektą ze względu na tony czyste	88,10	85,28	91,15	92,62	98,62
Tłó [dB]	50	50	50	50	50

Na rys. 118 przedstawiono wyniki pomiarów ciśnienia akustycznego, skorygowane charakterystyką częstotliwościową ucha ludzkiego (A). Można zauważyć, że zasilanie falownikowe znacząco wpłynęło na poziomy ciśnienia akustycznego w poszczególnych punktach pomiarowych. Dodatkowo, przy zasilaniu falownikowym i zimnym silniku nie zaobserwowano tak dużego wpływu temperatury na hałas generowany przez silnik.

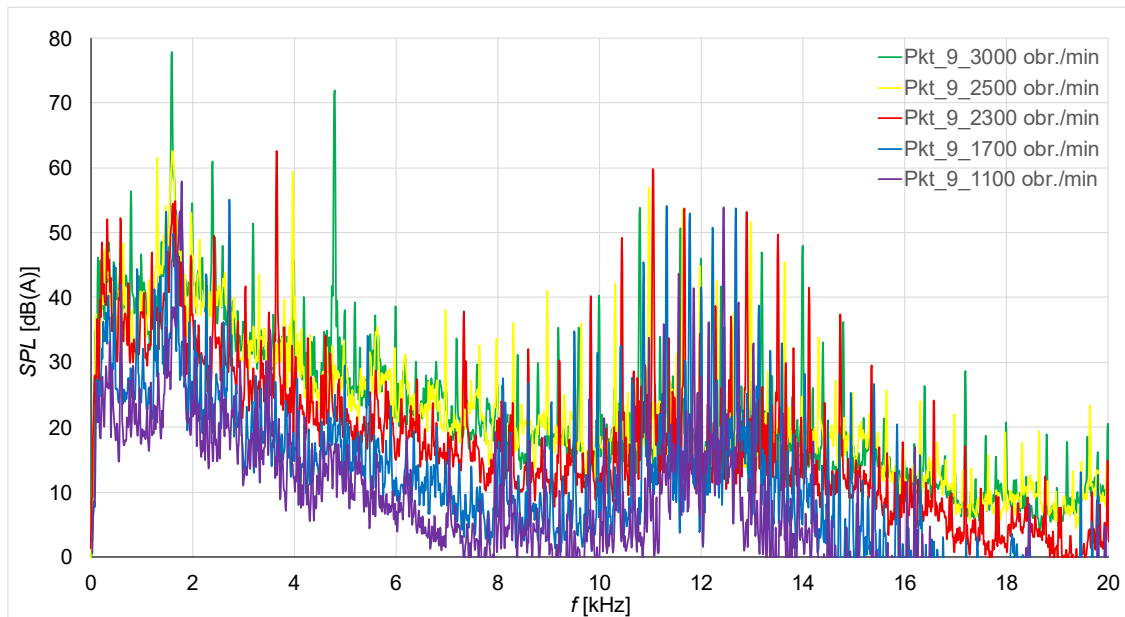
Na rys. 119 przedstawiono analizę harmoniczną skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego *SPL* [dB(A)] w punkcie dziewiątym przy pięciu prędkościach obrotowych silnika, można zauważyć znaczące udziały wyższych harmonicznymi dla poszczególnych prędkości obrotowych silnika. Na rys. 120 przedstawiono analizę harmoniczną skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego dla wybranego punktu pomiarowego. Można zauważyć istotne różnice w porównaniu z pracą silnika bez zasilania falownikowego oraz pojawienie się dominujących częstotliwości dźwięku przy prędkości 3000 obr./min, które nie występują przy niższych prędkościach obrotowych silnika.



Rys. 118. Rozkład skorygowanego ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w poszczególnych dziewięciu punktach pomiarowych zimnego silnika typu SMwsK280M16B na biegu jałowym

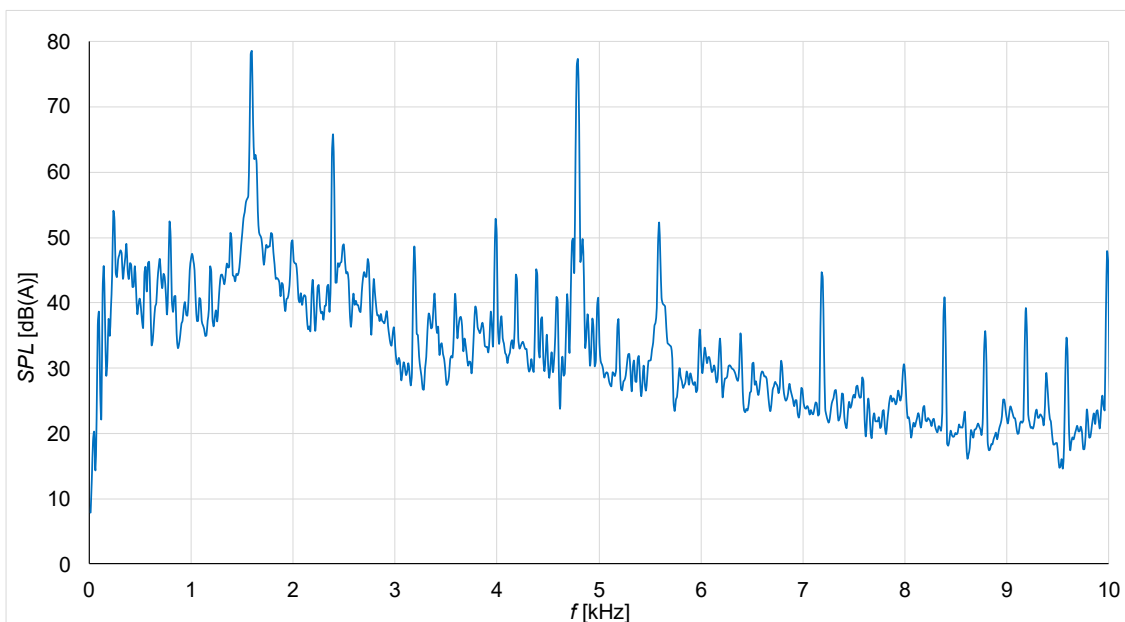


Rys. 119. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w poszczególnych dziewięciu punktach przy prędkości obrotowej 3000 obr./min zimnego silnika typu SMwsK280M16B na biegu jałowym



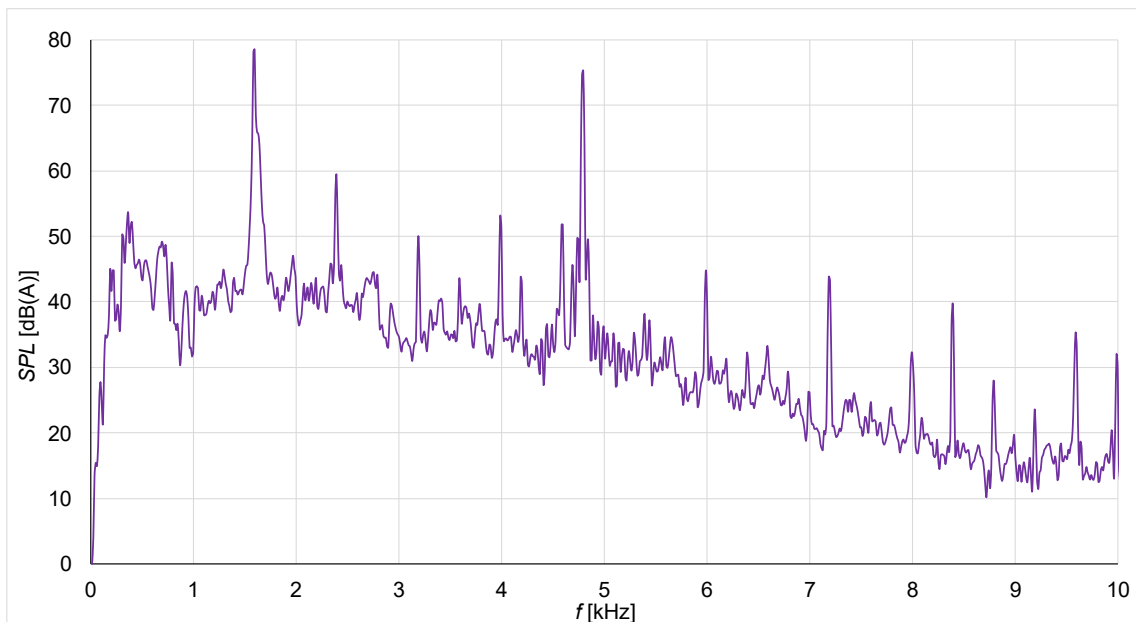
Rys. 120. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie dziewiątym przy pięciu prędkościach obrotowych dla zimnego silnika typu SMwsK280M16B na biegu jałowym

Na rysunkach od 121 do 124 przedstawiono analizę częstotliwości hałasu dla prędkości obrotowej równej 3000 obr./min, przy której zmierzono maksymalne ciśnienie akustyczne SPL . Różnice poziomów pomiędzy poszczególnymi punktami pomiarowymi są niewielkie, jednak można zauważyć obecność dwóch podstawowych częstotliwości hałasu 1,6 kHz oraz 4,8 kHz pomiarów.

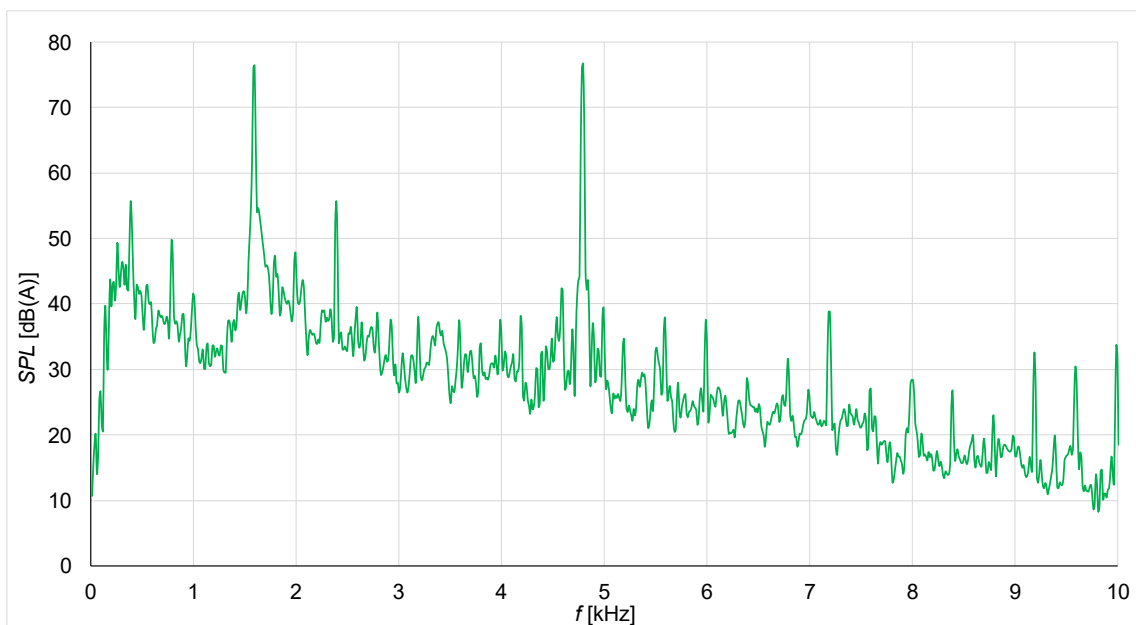


Rys. 121. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie drugim przy prędkości obrotowej 3000 obr./min zimnego silnika typu SMwsK280M16B na biegu jałowym

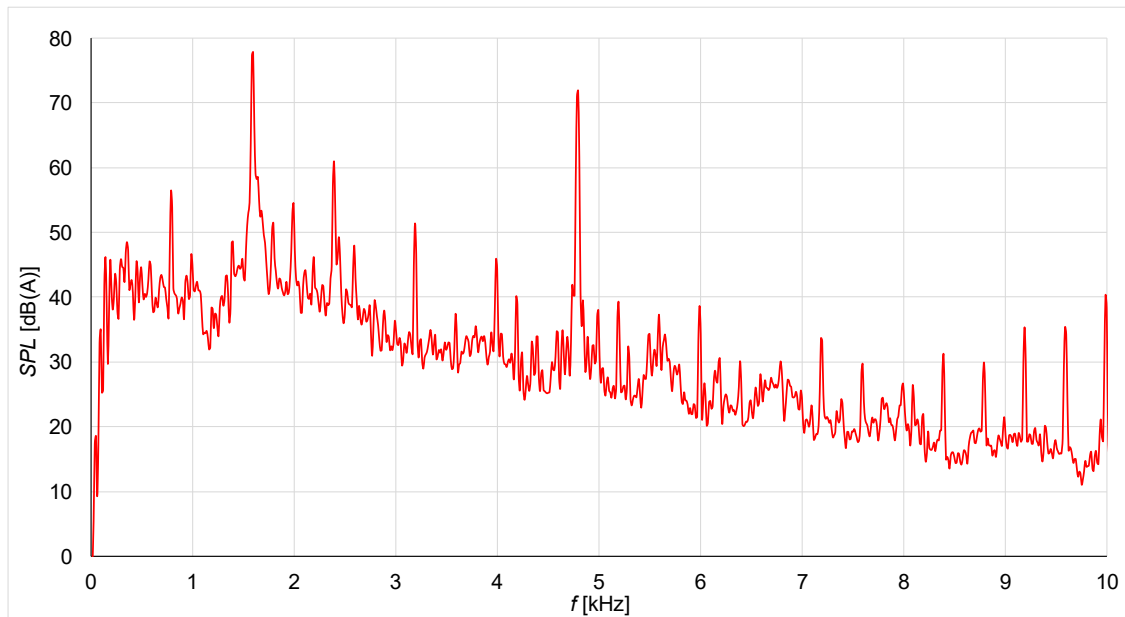
Poziom ciśnienia akustycznego dla tych częstotliwości był na tyle wysoki, że w tabeli 11 zastosowano korektę tonów czystych o wartości maksymalnej wynoszącej 6 dB, analogicznie jak w przypadku wcześniejszych.



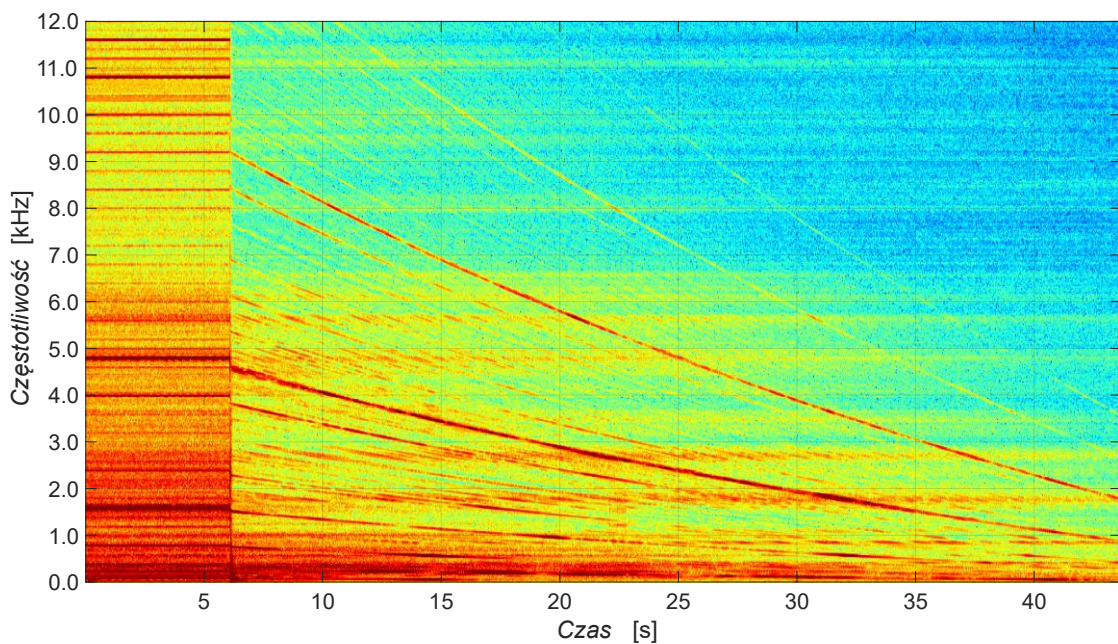
Rys. 122. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie szóstym przy prędkości obrotowej 3000 obr./min zimnego silnika typu SMwsK280M16B na biegu jałowym



Rys. 123. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie ósmym przy prędkości obrotowej 3000 obr./min zimnego silnika typu SMwsK280M16B na biegu jałowym



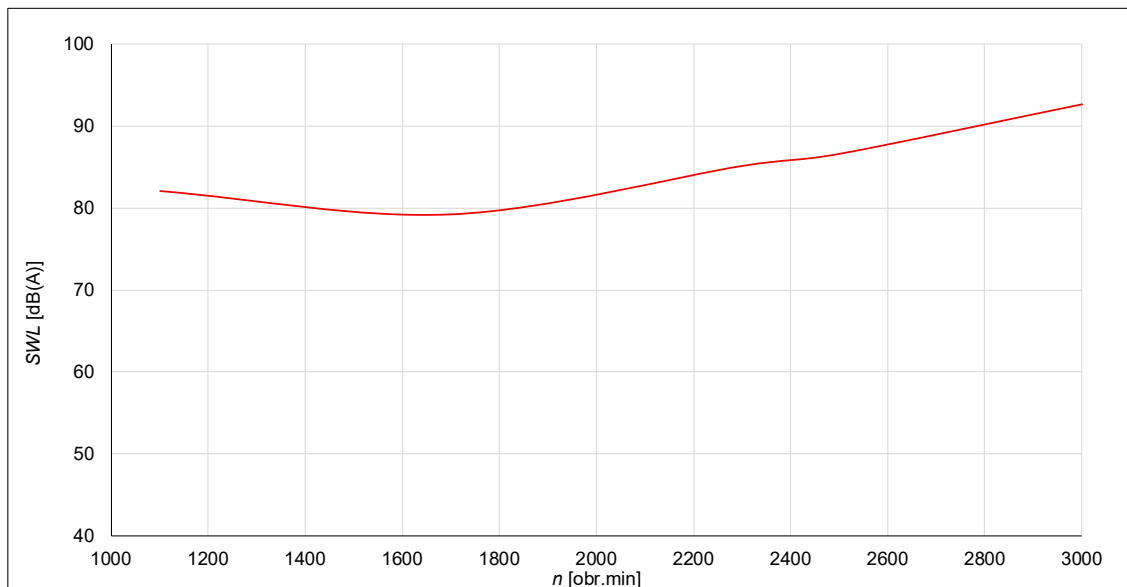
Rys. 124. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie dziewiątym przy prędkości obrotowej 3000 obr./min gorącego silnika typu SMwsK280M16B na biegu jałowym



Rys. 125. Spektrogram wybiegu dla drugiego punktu pomiarowego, silnika zimnego typu SMwsK280M16B od prędkości obrotowej 3000 obr./min przy zasilaniu z falowników

Na spektrogramie (rys. 125) nagranych dźwięku wybiegu silnika zasilanego z dwóch jednakowych falowników można zaobserwować znacznie większą liczbę różnych częstotliwości. Jest to szczególnie widoczne w pierwszej części spektrogramu, gdzie utrzymywana była stała prędkość silnika. Tak duże nagromadzenie różnych częstotliwości wynika z pracy silnika przy zasilaniu z dwóch odrębnych falowników trójfazowych, w których modulacja PWM nie była zsynchronizowana.

W analizowanym przypadku widoczne są dwie główne częstotliwości dźwięku, które przy prędkości obrotowej silnika wynoszącej 3000 obr./min (stała początkowa prędkość wybiegu) osiągają maksymalny poziom hałasu dla 1,6 kHz oraz 4,8 kHz, a także ich wielokrotności wynikające z obecności wyższych harmonicznych – rys. 119.



Rys. 126. Poziom emitowanej mocy akustycznej SWL [dB(A)] bez korekty tonu czystego w funkcji prędkości obrotowej zimnego silnika prototypowego typu SMwsK280M16B na biegu jałowym

Analizując wyniki badań oraz uzyskany poziom mocy akustycznej (rys.126) widzimy, że dla zimnego silnika pracującego na biegu jałowym ponownie uwidacznia się podwyższony poziom hałasu przy prędkości obrotowej 1100 obr./min, jednak nie jest to poziom dominujący. Prędkość obrotowa, przy której występował zwiększony poziom mocy akustycznej dla zimnego silnika zmieniła się z 1140 obr./min przy pracy generatorowej na 1100 obr./min przy zasilaniu silnika z falowników. Maksymalny poziom emitowanej mocy akustycznej wynosi dla prędkości 3000 obr./min $SWL = 92,62$ dB(A). Różnica w stosunku do obliczeń sięga jednak aż 32 dB. Tak duża rozbieżność spowodowana jest znacznym udziałem wpływu zasilania falownikowego w generowanym hałasie oraz brakiem możliwości dokładnego odwzorowania kadłuba w obliczeniach.

Dla silnika zidentyfikowano dwie główne częstotliwości podnoszące poziom hałasu (od rys. 120 do rys. 124) – 1,6 kHz oraz 4,8 kHz. Częstotliwość 1,6 kHz nie występuje ani w obliczeniach modalnych kadłuba i pakietu stojana silnika, ani jako główna częstotliwość kształtów przestrzennych sił. Przyczyną wystąpienia podwyższonego poziomu hałasu o częstotliwości 4,8 kHz jest kształt przestrzenny $r = 0$ i jego częstotliwości H96. Dla analizowanego silnika nie występuje rezonans z częstotliwością

własną korpusu silnika. Należy jednak podkreślić, że zmierzony poziom mocy akustycznej $SWL = 92,62$ dB(A) jest stosunkowo niski jak na maszynę wzniosu mechanicznego 280 mm oraz pracującą do 3000 obr./min.

12.6.5. Pomiary poziomu hałasu w trybie silnikowym, silnik gorący

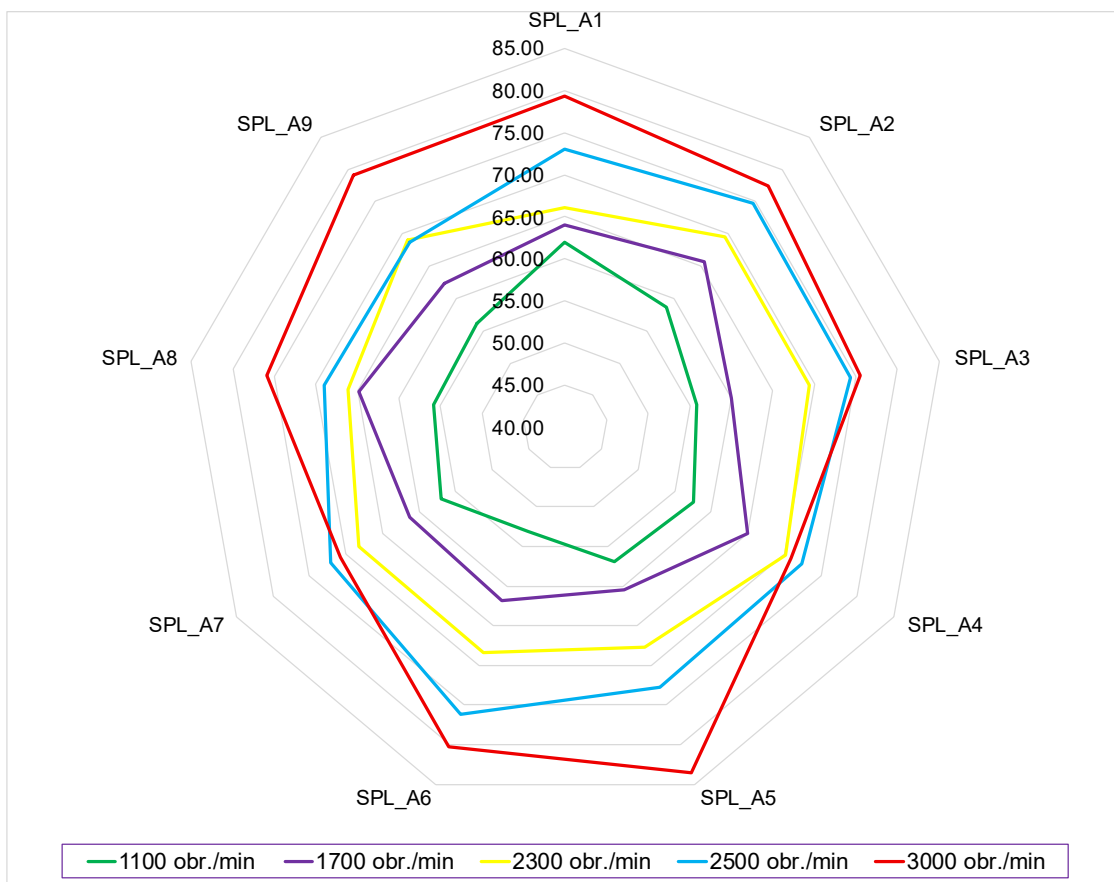
Pomiary wykonano w takim samym układzie i według tego samego programu badań jak dla silnika zimnego jednak dla tego pomiaru uzwojenia silnika zostały nagrzane do temperatury 100 °C. Wyniki przedstawiono w tabeli 12 i na rys. od 127 do rys. 134.

Tabela 12. Pomiary ciśnienia akustycznego wykonane dla gorącego silnika

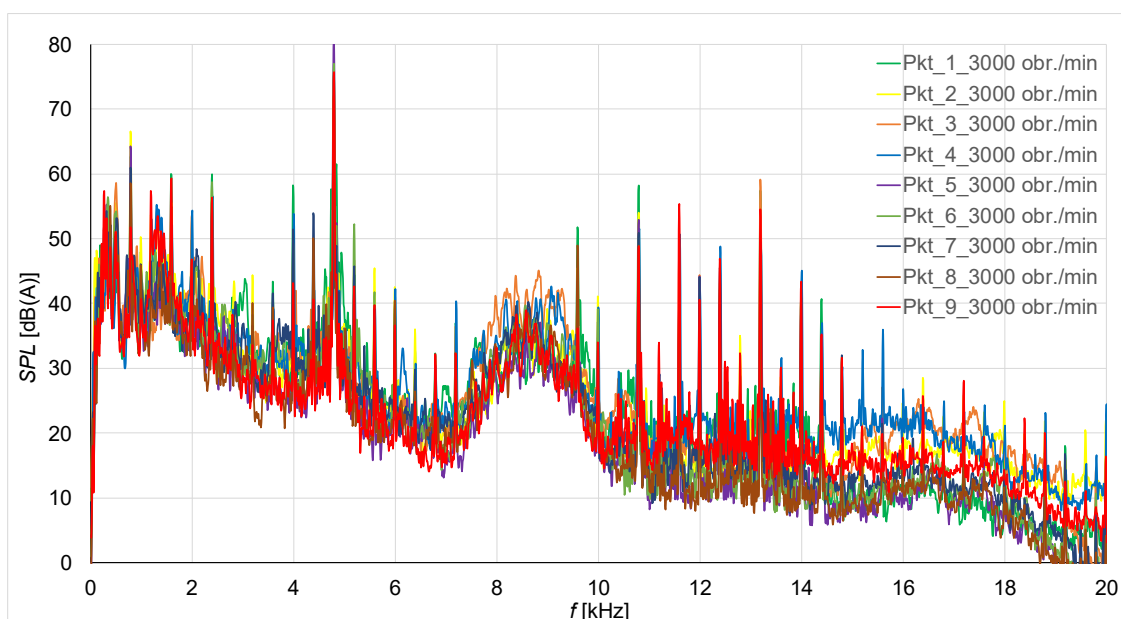
Punkty pomiarowe	Prędkości obrotowe badanego silnika SMwsK280M16B				
	1100 obr./min	1700 obr./min	2300 obr./min	2500 obr./min	3000 obr./min
<i>SPL_1</i> [dB(A)]	61,98	64,07	66,03	73,08	79,32
<i>SPL_2</i> [dB(A)]	58,68	65,70	69,46	74,73	77,42
<i>SPL_3</i> [dB(A)]	55,79	60,02	69,34	74,40	75,46
<i>SPL_4</i> [dB(A)]	57,60	65,03	70,18	72,35	70,96
<i>SPL_5</i> [dB(A)]	56,93	60,49	67,71	72,69	83,56
<i>SPL_6</i> [dB(A)]	53,03	61,80	68,41	76,13	80,28
<i>SPL_7</i> [dB(A)]	56,94	61,31	68,30	72,16	70,82
<i>SPL_8</i> [dB(A)]	55,89	64,85	66,10	68,97	75,92
<i>SPL_9</i> [dB(A)]	56,19	62,26	69,01	68,67	79,09
<i>SPL</i> (wart. śr.)	57,67	63,29	68,48	73,15	78,62
<i>SWL</i> [dB(A)]	68,47	74,09	79,29	83,96	89,42
<i>SWL</i> [dB(A)] z korektą ze względu na tony czyste	74,47	80,09	85,29	89,96	95,42
Tło [dB]	50	50	50	50	50

Porównując wyniki z zimnym silnikiem zasilanym z falownika, można zauważyć znaczący spadek poziomu ciśnienia akustycznego. Zjawisko to związane jest z wpływem temperatury na poziom hałasu, które jest charakterystyczne wyłącznie dla tego typu silnika. Na rys. 127 przedstawiono wyniki pomiarów ciśnienia akustycznego, skorygowane charakterystyką częstotliwościową ucha ludzkiego (A). Na rys. 128 przedstawiono analizę harmoniczną skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego *SPL* [dB(A)] w punkcie dziewiątym przy pięciu prędkościach obrotowych silnika, można zauważyć znaczące udziały wyższych harmonicznym szczególnie w pobliżu

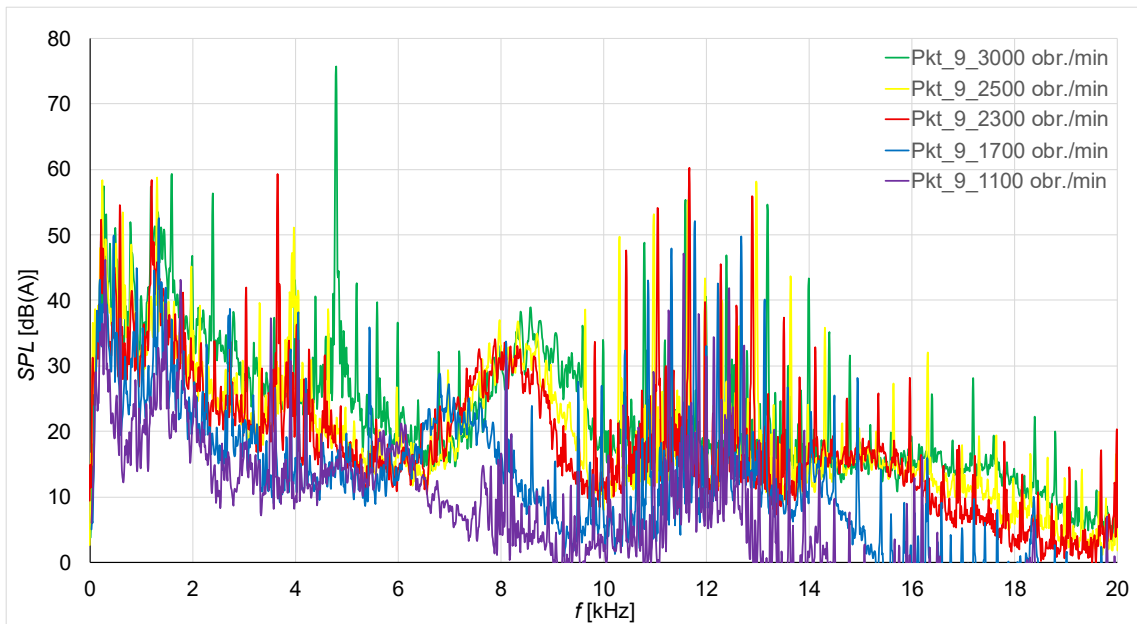
częstotliwości PWM falowników wynoszącej 12 kHz. W tabeli 12 zastosowano ponownie korektę o 6 dB ze względu na tony czyste.



Rys. 127. Rozkład skorygowanego ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w poszczególnych dziewięciu punktach pomiarowych gorącego silnika typu SMwsK280M16B na biegu jałowym

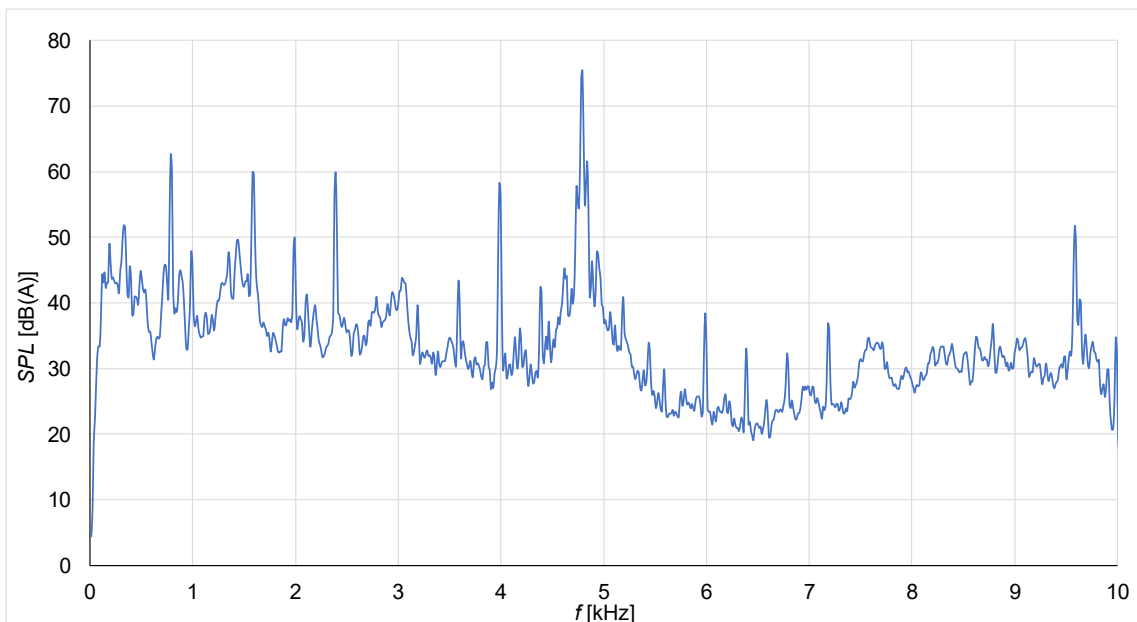


Rys. 128. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w poszczególnych dziewięciu punktach pomiarowych przy prędkości obrotowej 3000 obr./min gorącego silnika typu SMwsK280M16B na biegu jałowym

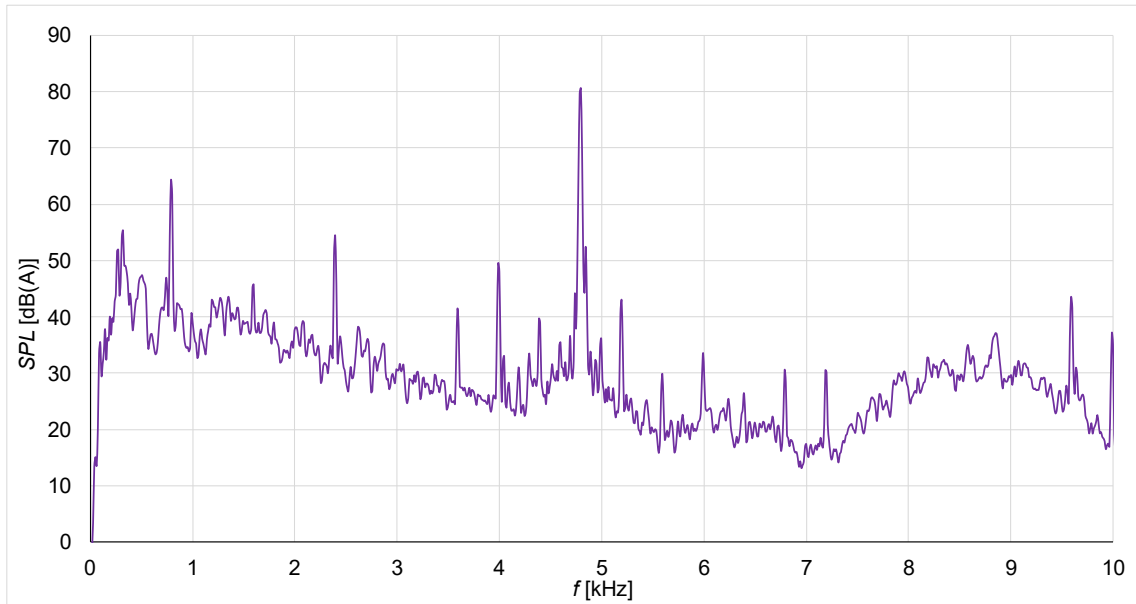


Rys. 129. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie dziewiątym przy pięciu prędkościach pomiarowych dla gorącego silnika typu SMwsK280M16B na biegu jałowym

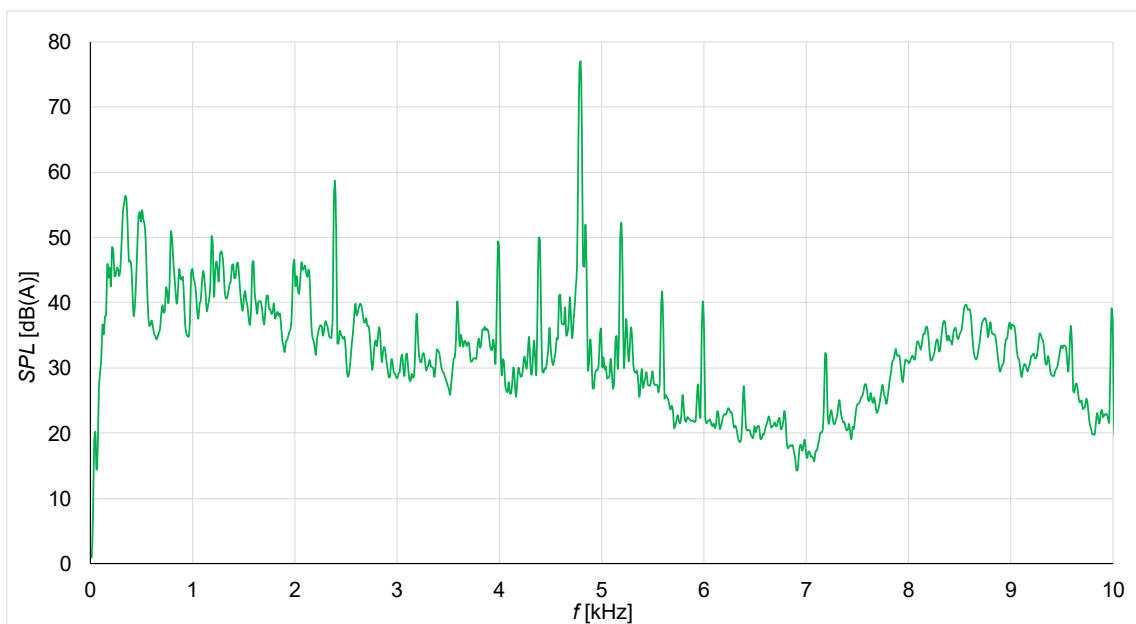
Na rys. 128 przedstawiono analizę hałasu dla jednej prędkości obrotowej, przy której zmierzono maksymalny poziom ciśnienia akustycznego SPL , różnice poziomów ciśnienia pomiędzy poszczególnymi punktami pomiarowymi są niewielkie. Do szczegółowej analizy wybrano cztery z dziewięciu punktów dla 3000 obr./min prędkości obrotowej, przy których występował zwiększony poziom skorygowanego ciśnienia akustycznego (rys.130 -133).



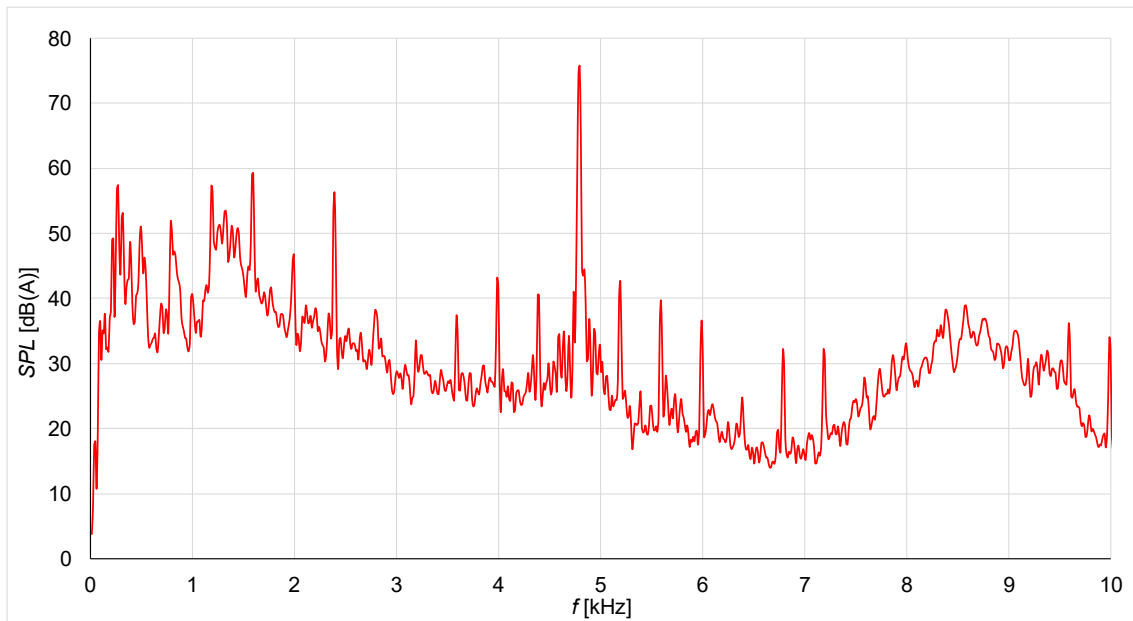
Rys. 130. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie pierwszym przy prędkości obrotowej 3000 obr./min gorącego silnika typu SMwsK280M16B na biegu jałowym



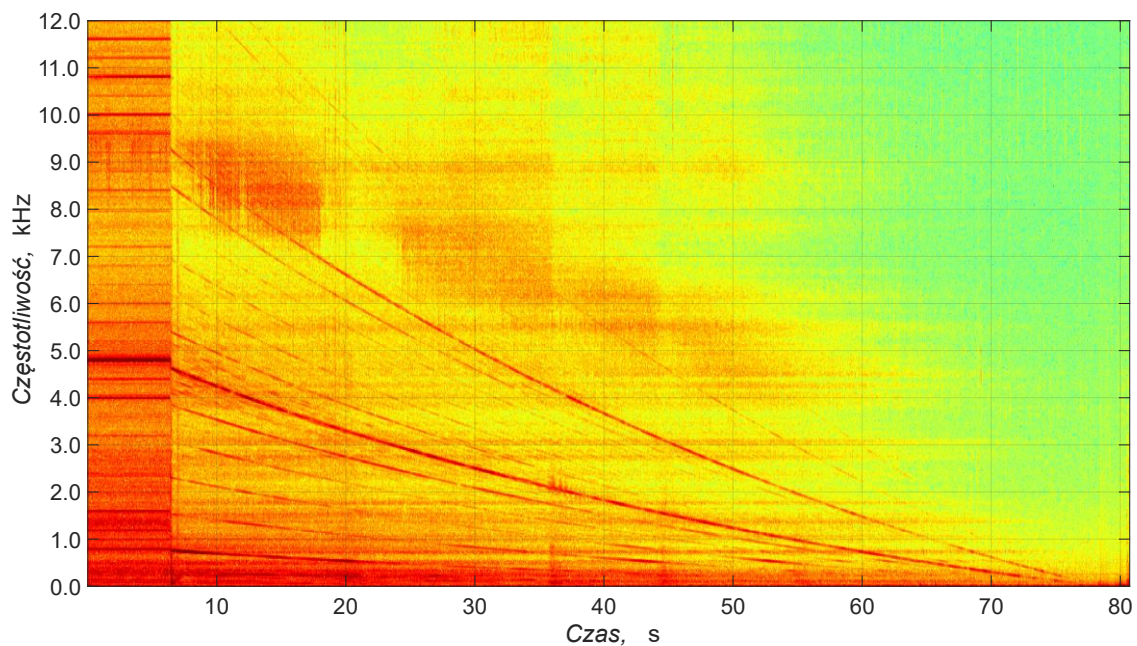
Rys. 131. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie piątym przy prędkości obrotowej 3000 obr./min gorącego silnika typu SMwsK280M16B na biegu jałowym



Rys. 132. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie szóstym przy prędkości obrotowej 3000 obr./min gorącego silnika typu SMwsK280M16B na biegu jałowym



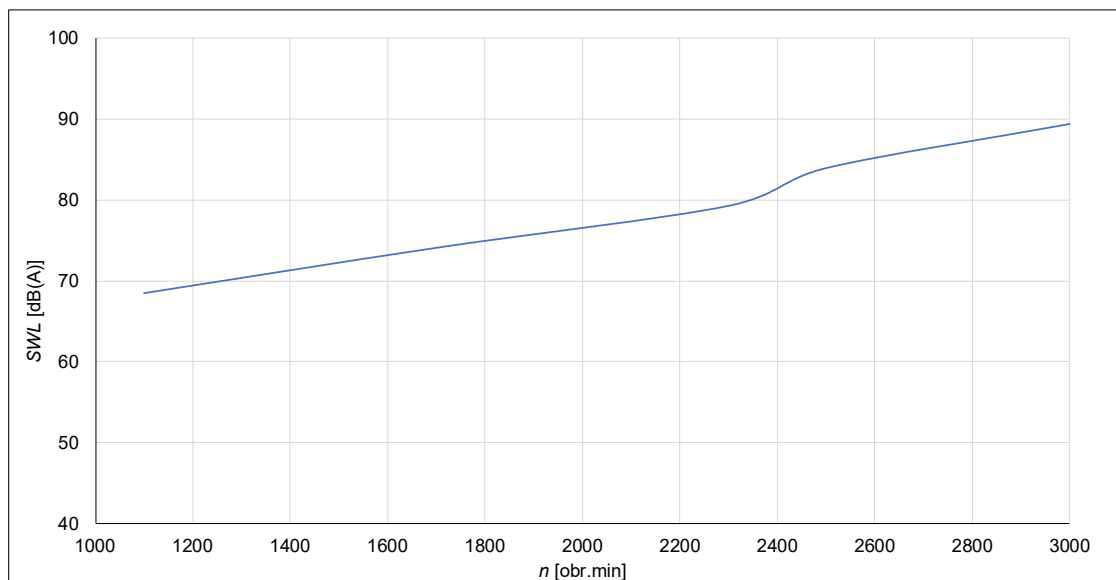
Rys. 133. Analiza harmoniczna skorygowanego rozkładu ciśnienia akustycznego SPL [dB(A)] w punkcie dziewiątym przy prędkości obrotowej 3000 obr./min gorącego silnika typu SMwsK280M16B na biegu jałowym



Rys. 134. Spektrogram wybiegu dla punktu pomiarowego 4, silnika gorącego typu SMwsK280M16B od prędkości obrotowej 3000 obr./min przy zasilaniu falownikowym

Na spektrogramie nagranych dźwięku wybiegu silnika zasilanego z dwóch falowników można zaobserwować znacznie większą liczbę różnych częstotliwości. Jest to szczególnie widoczne w pierwszej części spektrogramu, gdzie utrzymywana była stała prędkość silnika. Tak duże nagromadzenie różnych częstotliwości wynika z pracy silnika przy zasilaniu z dwóch odrębnych falowników trójfazowych, w których modulacja PWM nie była zsynchronizowana.

W analizowanym przypadku widoczna jest jedna główna częstotliwość dźwięku, która przy prędkości obrotowej silnika wynoszącej 3000 obr./min (stała początkowa prędkość wybiegu) osiąga maksymalny poziom hałasu dla 4,8 kHz, a także jej wielokrotności wynikające z obecności wyższych harmonicznych (rys. 129).



Rys. 135. Poziom emitowanej mocy akustycznej SWL w funkcji prędkości obrotowej zimnego silnika seryjnego typu SMwsk280M16B na biegu jałowym

Analizując wyniki badań, oraz uzyskany poziom emitowanej mocy akustycznej (rys.135) można zauważyć, że dla gorącego silnika pracującego na biegu jałowym nie uwidacznia się podwyższony poziom hałasu przy prędkości obrotowej 1100 obr./min. Maksymalny poziom emitowanej mocy akustycznej znacznie przekracza wartości z obliczeń i wynosi dla prędkości 3000 obr./min $SWL = 89,42$ dB(A). Różnica w stosunku do obliczeń sięga aż 29 dB. Tak duża rozbieżność spowodowana jest znacznym udziałem wpływu zasilania falownikowego w generowanym hałasie oraz brakiem możliwości uwzględniania dokładnego kadłuba w obliczeniach wibroakustycznych wykonanych z wykorzystaniem Ansys Motor-CAD.

W punkcie pracy z najwyższym poziomem mocy akustycznej zidentyfikowano jedną główną częstotliwość hałasu (od rys. 130 do rys. 133) 4,8 kHz, która odpowiada za tak znaczący wzrost poziomu mocy akustycznej. Przyczyną wystąpienia podwyższonego poziomu hałasu o częstotliwości 4.8 kHz jest kształt przestrzenny $r = 0$ i jego częstotliwości H96. Dla analizowanego silnika nie występuje rezonans z częstotliwością własną korpusu silnika i pakietu blach stojana.

Należy jednak podkreślić, że zmierzony poziom mocy akustycznej $SWL = 89,42$ dB(A) jest akceptowalny w porównaniu do dopuszczalnego przez normę

PN-EN 60349-4:2013 poziomu mocy akustycznej wynoszącej 109 dB(A), nawet jeżeli uwzględnimy konieczny wzrost poziomu mocy akustycznej analizowanego silnika o kolejne 6 dB ze względu na występowanie tonów czystych.

12.6.6. Porównanie badań wibroakustycznych silnika SMwsK280M16B

W celu ułatwienia analizy oraz porównania uzyskanych wyników badań zestawiono wartości poziomów mocy akustycznej wyliczone na podstawie wykonanych pomiarów poziomu ciśnienia akustycznego dla badanego silnika seryjnego SMwsK280M16B. Zestawienie pozwala na określenie poziomu emisji hałasu w różnych warunkach pracy, a także umożliwia ocenę wpływu parametrów eksploatacyjnych, takich jak prędkość obrotowa, stan pracy czy sposób zasilania, na całkowitą moc akustyczną generowaną przez silnik. W tabeli 13 zestawiono poziomy mocy akustycznej nieuwzględniające korekty ze względu na tony czyste.

Tabela 13. Porównanie SWL silnika SMwsK280M16B w różnych stanach pracy:

	Prędkości obrotowe badanego silnika SMwsK280M16B				
	1040 obr./min	2100 obr./min	2380 obr./min	2500 obr./min	3000 obr./min
SWL [dB(A)] - praca generatorowa, stan zimny	89,85	83,49	84,39	83,70	84,98
SWL [dB(A)] - praca generatorowa, stan gorący	75,84	85,77	84,82	84,04	87,18
SWL [dB(A)] - praca silnikowa, stan zimny	88,10	85,28	91,15	92,62	98,62
SWL [dB(A)] - praca silnikowa, stan gorący	74,47	80,09	85,29	89,96	95,42

Analiza wyników przedstawionych w tabeli 13 pokazuje wyraźny wpływ sposobu zasilania na poziom emisji akustycznej badanego silnika. W trybie pracy generatorowej, zarówno w stanie zimnym, jak i gorącym, wartości mocy akustycznej SWL utrzymywały się na relatywnie niższym poziomie, nie przekraczając 90 dB(A) w całym zakresie badanych prędkości obrotowych. Natomiast w trybie pracy silnikowej, kiedy silnik zasilano z dwóch falowników, odnotowano istotny wzrost SWL, szczególnie przy wyższych prędkościach, gdzie wartości SWL przekroczyły 95 dB(A) dla gorącego silnika, osiągając maksymalną wartość SWL dla zimnego silnika blisko 99 dB(A) przy 3000 obr./min.

Różnice te jednoznacznie wskazują, że to właśnie zasilanie falownikowe jest głównym czynnikiem zwiększającym poziom emitowanej mocy akustycznej na biegu

jałowym, co wynika z obecności dodatkowych harmonicznego napięcia i prądu oraz charakteru ich oddziaływania na obwód elektromagnetyczny maszyny. Wpływ stanu cieplnego uzwojeń jest również zauważalny, jednak nie odgrywa on tak istotnej roli jak sam sposób zasilania. Warto przy tym zaznaczyć, że w trybie pracy silnikowej poziom mocy akustycznej w stanie zimnym okazał się niższy niż w przypadku pracy generatorowej, co jest zjawiskiem trudnym do jednoznacznego wyjaśnienia i może wynikać z nakładania się kilku czynników natury elektromagnetycznej i cieplnej. Ze względu na to, że większość czasu pracy silnika przypada na stan ustalany cieplnie, do oceny wpływu zasilania falownikowego można wyznaczyć współczynniki korygujące jako różnicę pomiędzy wartościami *SWL* uzyskanymi w trybie pracy generatorowej i w trybie pracy silnikowej.

Tabela 14. Współczynniki korekcji *SWL* silnika SMwsK280M16B przy zasilaniu z falownika:

	Prędkości obrotowe badanego silnika SMwsK280M16B				
	1040 obr./min	2100 obr./min	2380 obr./min	2500 obr./min	3000 obr./min
ΔSWL [dB(A)]	-1,37	-5,68	0,47	5,92	8,28

W celu uproszczenia analiz poziomu mocy akustycznej silników zasilanych z falowników można przyjąć maksymalną wartość współczynnika korygującego, uzyskaną podczas badań jako reprezentatywną dla całego zakresu prędkości obrotowych. Takie podejście gwarantuje, że przewidywany poziom mocy akustycznej nie zostanie zaniżony. Pomimo pewnej niedokładności metoda ta może być przydatna w analizach inżynierskich, szczególnie na etapie projektowania oraz oceny ryzyka przekroczenia norm akustycznych, kiedy istotne jest zapewnienie odpowiedniego marginesu bezpieczeństwa. Należy jednak podkreślić, że uzyskany współczynnik korygujący jest wiarygodny przede wszystkim dla silników o zbliżonych wymiarach gabarytowych oraz tych samych liczbach żłobków i liczbach biegunów, co badana maszyna. W przypadku bardziej szczegółowych badań i optymalizacji konstrukcji wskazane jest natomiast stosowanie współczynnika korygującego zależnego od prędkości obrotowej, który lepiej odzwierciedla rzeczywisty wpływ falownika na poziom emisji hałasu.

12.7. Korekty poziomu mocy akustycznej

Aby wyniki obliczeń wibroakustycznych *SWL* były zbliżone do rzeczywistych pomiarów mocy akustycznej uzyskiwanych dla danego silnika w warunkach laboratoryjnych, należy wprowadzić następujące korekty poziomu mocy akustycznej do

wyników obliczeń. Korekty te wynikają z braku uwzględniania w obliczeniach wibroakustycznych rzeczywistego kadłuba i jego dokładnych częstotliwości modalnych, braku uwzględnienia zasilania falownikowego a także z uproszczeń stosowanych przy analizie modalnej uzwojonego pakietu stojana.

Uzyskane korekty z badań laboratoryjnych zestawiono w tabeli 15.

Tabela 15. Korekty SWL:

	<i>Korekta SWL</i>
Wpływ zasilania falownikowego	+8 dB
Wpływ nieuwzględniania rzeczywistego kadłuba i pakietu blach silnika	+22 dB
Wpływ obciążenia znamionowego silnika	+19 dB

Korektę wynikającą z wpływu zasilania falownikowego, w przypadku analizowanego silnika zasilanego przez dwa falowniki pracujące bez synchronizacji sygnałów PWM, wyznaczono na podstawie danych przedstawionych w punkcie 11.6.3 oraz 11.6.5. Korektę wynikającą z nieuwzględnienia w obliczeniach wibroakustycznych rzeczywistych parametrów i częstotliwości modalnych zarówno kadłuba jak również uzwojonego pakietu blach stojana wyznaczono na podstawie obliczeń przedstawionych w punkcie 11.4 oraz wyników badań silnika zestawionych w tabeli 13.

Korekty wpływu obciążenia wyliczono na podstawie obliczeń wibroakustycznych silnika SMwsK280M16B przedstawionych w rozdziale 11.4. Wpływ ten dla analizowanego silnika seryjnego jest wyraźnie większy w porównaniu z silnikami prototypowymi. Dla silnika SMwsK280M20 wynosi on 8,7 dB, dla SMwsK280M16 – 10,7 dB, natomiast dla silnika seryjnego SMwsK280M16A osiąga już 15,4 dB. Tak duże różnice wynikają z podniesienia momentu znamionowego silnika przy jednoczesnym zachowaniu porównywalnych wymiarów gabarytowych.

12.8. Pomiary parametrów elektromechanicznych silnika

Jedną z najważniejszych prób w procesie weryfikacji zaprojektowanego silnika była próba nagrzewania silnika trakcyjnego, która miała na celu zweryfikowanie jego parametrów elektromechanicznych, poprawności jego zaprojektowania pod kątem cieplnym oraz potwierdzenie możliwości poprawnej pracy przy ciągłej pracy z momentem znamionowym. Ze względu na brak falowników o odpowiedniej maksymalnej wydajności prądowej, silnik został zasilony z dwóch falowników Semikron SKAI 2 HV. Próba została przeprowadzona w trybie sterowania momentowego. Wyniki pomiarów zestawiono w tabelach 16 – 19 oraz zmiany temperatury poszczególnych elementów silnika pokazano na rys. 136.

Tabela 16. Parametry na koniec próby nagrzewania:

Uzwojenie - gwiazda 1

U_{RMS}	I_{1RMS}	I_{2RMS}	I_{3RMS}	I_{RMS}	P	λ	f
[V]	[A]	[A]	[A]	[A]	[kW]	[-]	[Hz]
551,6	206,4	205,2	203,6	205,0	159,7	0,8151	226,7

Uzwojenie - gwiazda 2

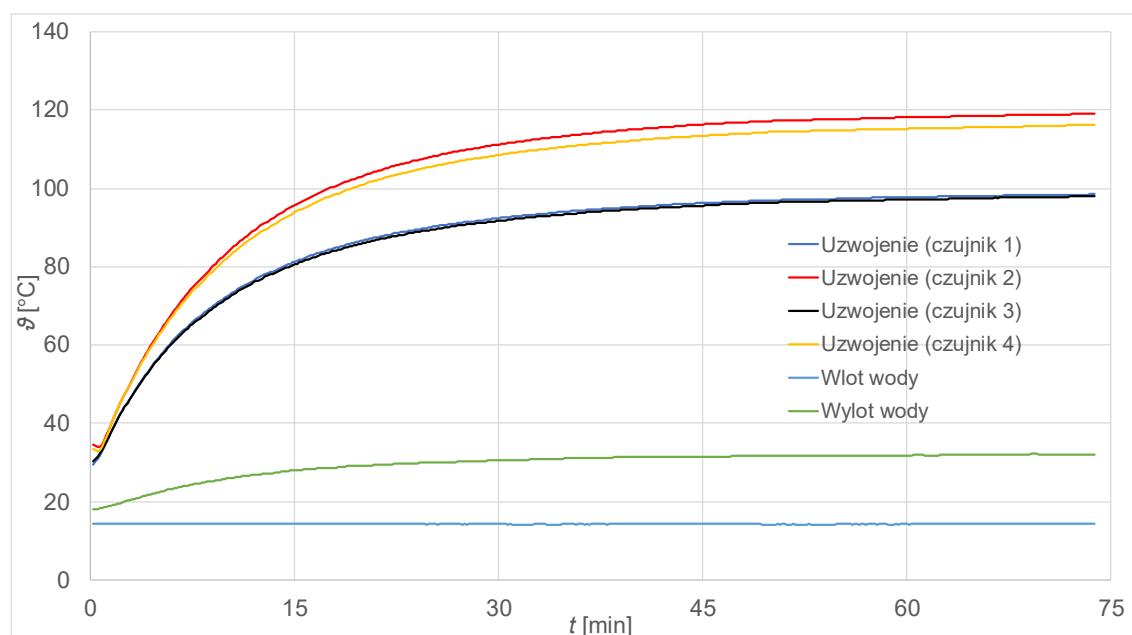
U_{RMS}	I_{1RMS}	I_{2RMS}	I_{3RMS}	I_{RMS}	P	λ	f
[V]	[A]	[A]	[A]	[A]	[kW]	[-]	[Hz]
551,5	206,2	205,8	205,2	205,8	160,0	0,8143	226,7

Tabela 17. Parametry zasilania falowników (DC) na koniec próby nagrzewania:

U_{DC}	I_{DC}	P_{DC}
[V]	[A]	[kW]
708,4	458,0	324,4

Tabela 18. Parametry wyjściowe silnika na koniec próby nagrzewania

n	T	P_m	η_s
[obr./min]	[Nm]	[kW]	[%]
1700	1745	310,6	97,1



Rys. 136. Temperatury uzyskane podczas próby nagrzewania silnika typu SMwsK280M16B przy obciążeniu znamionowym

Tabela 19. Temperatury silnika na koniec próby nagrzewania

t	θ_{uzw1}	θ_{uzw2}	θ_{uzw3}	θ_{uzw4}	θ_{wlot}	θ_{wylot}	$\Delta\theta_{wody}$
[min]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]
74	98,5	119,0	97,9	116,2	14,4	32,1	17,7

Na koniec próby nagrzewania, prowadzonej przy prędkości obrotowej 1700 obr./min i obciążeniu momentem $T_m = 1745$ Nm, silnik osiągnął moc mechaniczną $P_m = 310,6$ kW przy bardzo wysokiej sprawności $\eta = 97,1$ %. Parametry elektryczne w obwodzie uzwojeń (prąd fazowy silnika ~ 205 A_{RMS}, napięcie ~ 551 V_{RMS}) oraz po stronie DC falowników (prąd 458 A, napięcie 708 V, $P_{DC} = 324,4$ kW) potwierdzają stabilną pracę układu napędowego.

Na koniec próby nagrzewania, która trwała 74 minuty, uzyskano temperatury uzwojeń w przedziale od 97,9 °C do 119,0 °C. Różnica temperatur wody chłodzącej na wlocie i wylocie układu chłodzenia wynosiła $\Delta\vartheta_{\text{wody}} = 17,7$ °C, co wskazuje na skuteczne odprowadzanie ciepła z obwodu elektromagnetycznego silnika. Przyrost temperatury uzwojeń silnika wynosi $\Delta T_s = 93,5$ K, zastosowana w uzwojeniu silnika izolacja klasy H wg normy PN-EN 60349-4:2013 dopuszcza przyrost temperatury uzwojeń na poziomie 180 K. Uzyskane dla silnika wartości temperatur świadczą o prawidłowym zaprojektowaniu układu chłodzenia silnika oraz właściwym doborze gęstości prądu (dopuszczalnych strat cieplnych) w uzwojeniu.

Na podstawie wyników próby nagrzewania można stwierdzić, że uzyskane temperatury są bezpieczne dla silnika i zostawiają jeszcze rezerwę termiczną. W finalnej wersji konstrukcji możliwe będzie podniesienie mocy znamionowej silnika o około 10 kW, bez ryzyka przekroczenia dopuszczalnych temperatur uzwojeń i pogorszenia trwałości izolacji.

12.9. Wnioski z przeprowadzonych badań.

Na podstawie przeprowadzonych badań wibroakustycznych prototypowego silnika trakcyjnego typu SMwsK280M16B oraz wcześniejszych prototypów silników trakcyjnych analizowanych w tej pracy można sformułować niżej przedstawione szczegółowe wnioski.

Pomiary drgań dla zimnego silnika SMwsK280M16B nie wykazały zwiększonych amplitud drgań w trzech kierunkach (zgodnie z tabelą 8). Drgania pozostały na poziomie pomijalnym i nie miały istotnego wpływu na generowany przez silnik hałas, co potwierdza, że drgania niskoczęstotliwościowe w tego typu maszynach są głównie zależne od jakości wykonania i wyważenia wirnika.

W zakresie pomiarów poziomu hałasu dla pracy generatorowej silnika w stanie zimnym najwyższy poziom mocy akustycznej odnotowano przy niskiej prędkości 1040 obr./min i wyniósł on $SWL = 83,85$ dB(A). W widmie zidentyfikowano główną częstotliwość dźwięku odpowiedzialną za zwiększony poziom hałasu równą 1,65 kHz wraz z jej harmonicznymi, wynikającymi z liczby zębów stojana oraz kształtu przestrzennego $r = 0$ (tzw. kształtu oddechowego). Podwyższony poziom hałasu w tym

punkcie pracy miał jednak charakter przejściowy, związany z niską temperaturą uzwojeń i pakietu blach stojana. Po nagraniu uzwojeń i pakietu do temperatury około 100°C (praca w stanie ustalonym) dla tej samej prędkości obrotowej nie stwierdzono już zwiększonego poziomu hałasu, co potwierdza wpływ warunków termicznych na zjawiska wibroakustyczne w silniku SMwsK280M16B. Przeprowadzone obliczenia wibroakustyczne z wykorzystaniem dostępnego oprogramowania nie umożliwiają określenia wpływu temperatury na parametry wibroakustyczne silników trakcyjnych, dlatego tak ważne są badania laboratoryjne które, pozwoliły uwidocznić tę zależność. Pełne określenie przyczyn zwiększonego poziomu hałasu dla zimnego silnika wymagałoby jednak szczegółowej analizy składu materiałowego blach stojana i kadłuba oraz wpływu temperatury na ich właściwości mechaniczne. Dla wcześniej analizowanych silników prototypowych nie stwierdzono wpływu temperatury na hałas silników w stanie zimnym (temperatura uzwojeń 20°C).

Dla pracy generatorowej silnika w stanie gorącym (temperatura uzwojeń 100°C) maksymalny poziom mocy akustycznej odnotowano przy prędkości 3000 obr./min i wyniósł $SWL = 81,18$ dB(A). Dominującą częstotliwością dźwięku była w tym przypadku częstotliwość 4,8 kHz, również wynikająca z kształtu przestrzennego $r = 0$ i częstotliwości H96, jednak bez rezonansu z częstotliwościami własnymi kadłuba, co sprawiło, że poziom mocy akustycznej mieścił się w dopuszczalnym zakresie określonym w normie PN-EN 60349-4:2013.

W trybie pracy silnikowej na biegu jałowym, przy silniku w stanie zimnym, najwyższy poziom mocy akustycznej uzyskano również przy prędkości 3000 obr./min, osiągając poziom $SWL = 92,62$ dB(A). Jest to poziom mocy o około 32 dB wyższy niż wynikało to z przeprowadzonych obliczeń wibroakustycznych, co jest bezpośrednio związane z zasilaniem silnika z zastosowaniem dwóch falowników trójfazowych z niesynchronizowanymi sygnałami PWM oraz zastosowaniem uproszczonego modelu kadłuba w obliczeniach wibroakustycznych. Niesynchronizowana modulacja PWM obu falowników generuje różnice fazowe napięcia zasilającego, które wpływają na wyższe harmoniczne prądu [113], [114]. Na wykonanych spektrogramach oraz w analizach harmonicznym poziomu ciśnienia akustycznego widoczne były dwie dominujące częstotliwości: 1,6 kHz oraz 4,8 kHz wraz z ich harmonicznymi. Częstotliwość 4,8 kHz odpowiadała trybowi $r = 0$, natomiast częstotliwość 1,6 kHz nie występowała w wynikach obliczeń modalnych kadłuba ani w analizie kształtów przestrzennych sił elektromagnetycznych, co sugeruje dodatkowe źródła hałasu.

Podczas pomiarów dla gorącego silnika przy pracy w trybie silnikowym maksymalny poziom SWL przy tej samej prędkości był niższy i wyniósł 89,42 dB(A). Sugeruje to, że dla tego silnika wzrost temperatury prowadzi do zmniejszenia intensywności niektórych

składowych sił odpowiedzialnych za poziom hałasu. Także tutaj główną częstotliwością generującą zwiększony poziom hałasu pozostała częstotliwość H96 (4,8 kHz), co jest zgodne z przeprowadzonymi obliczeniami. Jednak brak rezonansu z częstotliwościami własnymi kadłuba i pakietu blach stojana pozwalał utrzymać poziom mocy akustycznej SWL na akceptowalnej wartości.

Badania porównawcze wykonane na prototypach silników typu SMwsK280M20, SMwsK280M16 oraz silniku seryjnym SMwsK280M16A wykazały podobne zjawiska. W tych maszynach najwyższe poziomy mocy akustycznej SWL bez uwzględniania korekty tonów czystych, sięgające nawet 99 - 100 dB(A), odnotowano przy wysokich prędkościach obrotowych. Hałas był głównie związany z wymuszeniami magnetycznymi dla kształtu $r = 0$ oraz ze znacznym wpływem pracy falowników. Badania potwierdzają, że w hybrydowej metodzie z wykorzystaniem MES 2D, aby uzyskać realistyczne wartości mocy akustycznej, należy wprowadzić korektę ze względu na zasilanie falownikowe oraz stosowanie uproszczonego modelu kadłuba do obliczeń częstotliwości drgań własnych.

Przeprowadzone badania wykazały jednoznacznie, że dominującym mechanizmem generowania hałasu w analizowanych silnikach synchronicznych są siły elektromagnetyczne powodujące drgania kształtu oddechowego $r = 0$ dla częstotliwości wynikających z liczby zębów stojana i liczby biegunów oraz prędkości obrotowej. Jednocześnie stwierdzono również wpływ temperatury uzwojeń powyżej 80 °C na obniżenie poziomu hałasu oraz bardzo istotny wpływ sposobu zasilania falownikowego, zwłaszcza przy niesynchronizowanej modulacji PWM, co prowadzi do pojawiania się dodatkowych częstotliwości i znacznego wzrostu generowanego poziomu mocy akustycznej SWL. Zastosowana metoda obliczeniowa prawidłowo określała krytyczne częstotliwości i kształty przestrzenne sił magnetycznych, jednak dokładne oszacowanie poziomów generowanej mocy akustycznej wymagało odniesienia do wyników pomiarów. Posiadając wyniki obliczeń oraz badań jednej wersji silnika, można oszacować poziom hałasu kolejnych wersji konstrukcji, ale tylko pod warunkiem, że zostanie zachowany ten sam system zasilania i technologia wykonania kadłuba. Jak wykazały badania opisane w publikacji [37] (gdzie doktorant był współautorem), kadłuby wykonane w różnych technologiach (odlewane i spawane) mogą znacząco różnić się amplitudami drgań własnych przy identycznych wymuszeniach.

Przeprowadzenie prawidłowej analizy wibroakustycznej silnika trakcyjnego jest zadaniem złożonym obliczeniowo, ponieważ istnieje wiele potencjalnych źródeł, które mogą powodować nadmierny poziom hałasu. Dodatkową trudność stanowi szeroki zakres prędkości obrotowych, w których muszą pracować silniki trakcyjne stosowane w różnych typach pojazdów. Zastosowanie specjalistycznego oprogramowania

znacząco usprawnia proces analizy, umożliwia łatwiejszą interpretację wyników oraz wprowadzanie zmian konstrukcyjnych pozwalających ograniczyć emisję hałasu. Należy podkreślić, że dostępne oprogramowanie do obliczeń wibroakustycznych wciąż intensywnie się rozwija, jednak wyniki uzyskane przy ich pomocy znacząco różnią się od wyników pomiarów. Przykładowo w programie Motor-CAD firmy Ansys możliwość uwzględniania kadłuba i uzwojeń w obliczeniach modalnych, nawet w uproszczonej formie jako sprężysty pierścień została wprowadzona dopiero pod koniec 2023 roku. Analiza źródeł hałasu w silnikach trakcyjnych wymaga zbadania wpływu wielu czynników, spośród których kluczowe znaczenie mają rezonans częstotliwości sił magnetycznych z częstotliwościami drgań własnych pakietu blach stojana i kadłuba. Wystąpienie takiego rezonansu prowadzi do nadmiernego odkształcenia stojana, które następnie przenoszone jest na kadłub i emitowane w postaci hałasu akustycznego. Dlatego odpowiedni dobór materiału kadłuba jest niezwykle istotny, ponieważ kadłub może zarówno wzmacniać, jak i tłumić hałas generowany w stojanie.

Przeprowadzone i opisane w niniejszej pracy badania oraz wcześniejsze analizy wykazały, że typowe obliczenia wibroakustyczne, w których pomija się udział rzeczywistego kadłuba, nie dają wyników odpowiadających rzeczywistym pomiarom. Dopiero uwzględnienie rzeczywistego kadłuba w obliczeniach pozwala przewidzieć poziom hałasu silnika zbliżony do tego, jaki zostanie zmierzony w rzeczywistości. W badaniach tych wykazano, że częstotliwości modalne kadłubów wykonanych w różnych technologiach mogą znacząco się różnić, co bezpośrednio przekłada się na końcowy poziom hałasu całego napędu trakcyjnego. Dlatego niezwykle ważne jest, aby każdą analizę wibroakustyczną niezależnie czy jest to analiza analityczna, MES 2D czy MES 3D weryfikować na podstawie testów laboratoryjnych prototypu silnika oraz porównania wyników pomiarów z wynikami obliczeń. Pozwala to na korektę modeli obliczeniowych i właściwe dostosowanie parametrów materiałowych do rzeczywistych.

13. Metodologia projektowania silników trakcyjnych

W ramach pracy opracowano i wdrożono autorskie wytyczne projektowe (punkt 10), które dzięki ścisłemu powiązaniu analiz wibroakustycznych z obliczeniami elektromagnetycznymi pozwalają projektować ciche, a jednocześnie wysokosprawne napędy trakcyjne. Silniki z magnesami trwałymi są szeroko stosowane w pojazdach elektrycznych, zarówno osobowych, jak i ciężarowych czy autobusach, ze względu na wysoką sprawność energetyczną, szeroki zakres efektywnej prędkości obrotowej oraz duży moment rozruchowy. Jednym z głównych wyzwań, które wskazano, jest konieczność uwzględnienia dodatkowych korekt przy obliczeniach rzeczywistego

poziomu mocy akustycznej (SWL) silników. Korekty te wynikają z zasilania falownikowego oraz zależą też od sposobu uwzględnienia rzeczywistego kadłuba w obliczeniach wibroakustycznych silnika. Współczynniki korekt poziomu mocy akustycznej zależą od konkretnego typu kadłuba i falowników.

Analiza poziomu hałasu silników trakcyjnych może być prowadzona wielotorowo. W opracowanej metodyce proces zaczyna się od części analitycznej, która umożliwia szybkie oszacowanie podstawowych częstotliwości sił oddechowych oraz wyliczenia kolejnego możliwego kształtu przestrzennego. Dzięki sformułowanym wzorom i zależnościom analitycznym, które zebrano i zintegrowano w jedną ścieżkę obliczeniową, możliwa jest szybka ocena właściwości wibroakustycznych silnika. W tym etapie wymagana jest wiedza z zakresu mechaniki, zjawisk elektromagnetycznych i teorii drgań, którą wykorzystano do przygotowania autorskich wytycznych.

Następnie wprowadzono podejście hybrydowe, w którym połączono zalety szybkiego modelowania numerycznego 2D z analizą strukturalną. Zastosowana metoda MES 2D, umożliwia dokładniejsze modelowanie sił działających na części przyszczelinowe obwodu elektromagnetycznego silnika i przewidywanie głównych źródeł hałasu dokładniej niż metody czysto analityczne. Modele obliczeniowe, pozwalają po wprowadzeniu podstawowych danych konstrukcyjnych (wymiary, typ i położenie magnesów, liczba żłobków) na szybkie wygenerowanie modelu i wykonanie serii symulacji. Dzięki temu można sprawnie iterować różne warianty konstrukcyjne, ograniczając czas i koszty projektowania, a jednocześnie systematycznie zmniejszać potencjalne źródła i przyczyny hałasu.

Gdy wymagana jest wysoka dokładność i wiarygodność obliczeń mocy akustycznej (SWL), konieczne jest wykonanie przynajmniej jednego fizycznego modelu silnika, uwzględniającego docelowy kadłub oraz system zasilania. W opracowanej metodzie, wyniki otrzymane w oparciu o analizy na modelach numerycznych, które nie uwzględniają rzeczywistego zasilania falownikowego oraz szczegółów konstrukcyjnych kadłuba (np. czy jest spawany, czy odlewany), a jedynie materiał, z jakiego jest wykonany, są niewystarczające. Ograniczenie się jedynie do analiz wibroakustycznych opartych na modelach numerycznych nie pozwala również na uwzględnienie wpływu układu chłodzenia ani dokładnych właściwości zastosowanych materiałów. Dlatego etap obejmujący badania na modelu fizycznym silnika, choć jest czasochłonny i kosztowny jest niezbędny, gdyż dostarcza kluczowych informacji, które należy wykorzystać do ostatecznego dopracowania konstrukcji i usunięcia potencjalnych problemów jeszcze przed rozpoczęciem produkcji seryjnej. Zastosowane podejście umożliwia identyfikację potencjalnych częstotliwości modalnych, nieoczekiwanych lokalnych rezonansów oraz

obszarów nadmiernej koncentracji naprężeń magnetycznych i mechanicznych a następnie ich eliminację.

W opracowanych wytycznych podkreślono konieczność ścisłego połączenia symulacji numerycznych z badaniami laboratoryjnymi. Niezależnie od zastosowanych metod obliczeniowych, bezpośrednia laboratoryjna weryfikacja uzyskanych wyników na prototypach maszyn jest nieoceniona. W tym celu opracowano program badań wibroakustycznych uwzględniający wpływ sposobu zasilania oraz temperatury na parametry wibroakustyczne badanych silników. Na podstawie uzyskanych wyników wprowadzono korekty uzyskanych poziomów mocy akustycznej. Dzięki temu finalne rozwiązania konstrukcyjne silnika spełniły zarówno wymagania wibroakustyczne jak i elektromechaniczne.

Ważnym elementem opracowanej metodologii jest świadome kształtowanie geometrii silnika, dobór materiałów oraz konfiguracji magnesów z uwzględnieniem ich wpływu na właściwości akustyczne maszyny. Pokazano, jak unikać rozwiązań prowadzących do rezonansów przy typowych prędkościach obrotowych i obciążeniach, jak dobierać liczbę żłobków i biegunów tak, aby siły magnetyczne w szczelinie powietrznej nie powodowały nadmiernych odkształceń pakietu blach stojana, oraz jak projektować obwód magnetyczny wirnika, aby poprawić właściwości elektromagnetyczne silnika.

W dalszej części metody wskazano, jak przy znanych częstotliwościach modalnych kadłuba i pakietu stojana identyfikować częstotliwości rezonansowe, przy których należy spodziewać się wzrostu poziomu hałasu, oraz jak przenosić je poza zakresy istotne dla percepcji człowieka lub poza nominalne zakresy pracy silnika.

Wyśrubowane parametry elektromechaniczne, takie jak: wysoki moment, szeroki zakres prędkości, maksymalne wykorzystanie przestrzeni żłobkowej zwiększają ryzyko rezonansów. Zaproponowana metoda pozwala te ryzyka przewidzieć i zminimalizować, co jest szczególnie trudne przy silnikach o mniejszym wzniosie mechanicznym (poniżej 180 mm).

Analiza modalna kadłuba, która systematycznie jest włączana do procesu projektowego, pozwala w przybliżeniu określić częstotliwości drgań własnych i zapobiegać ich pokrywaniu się z wymuszeniami sił magnetycznych.

Przygotowano kompletny, autorski zestaw wytycznych, algorytmów i procedur projektowych, które łączą metody analityczne, hybrydowe i zaawansowane symulacje MES 2D z rozbudowanymi badaniami laboratoryjnymi. Wytyczne te umożliwiają nie tylko projektowanie pojedynczych, prototypowych silników o niskiej emisji akustycznej, ale także optymalizację produkcji seryjnej, zapewniając powtarzalność rezultatów i utrzymanie wysokich parametrów elektromechanicznych. Dzięki opracowanemu

podejściu projektanci silników otrzymują narzędzia pozwalające świadomie i skutecznie minimalizować hałas, jednocześnie maksymalizując sprawność oraz niezawodność napędów trakcyjnych.

14. Podsumowanie

Praca doktorska była realizowana w ramach doktoratu wdrożeniowego w Instytucie Łukasiewicz - KOMEL, a po połączeniu instytutów od 1 stycznia 2023 r. w Łukasiewicz - GIT. Silniki prototypowe wykonano w ramach projektu komercyjnego a silnik seryjny typu SMwsK280M16A wykonano w projekcie badawczo-rozwojowym „Polska generacja elektrycznych układów napędowych z zastosowaniem do napędów autobusowych, samochodów dostawczych i ciężarowych oraz innych pojazdów użytkowych i przemysłowych (POLNAPEL)”, realizowanym na podstawie umowy nr 1/Ł-KOMEL/CŁ/2020, w którym autor rozprawy pełnił funkcję kierownika prac B+R.

Zakres prac i badań podjętych w ramach doktoratu obejmował:

- Część analityczną, opracowanie modeli numerycznych do obliczeń elektromagnetycznych i mechanicznych, przeprowadzenie na bazie tych modeli symulacji komputerowych oraz analiz wibroakustycznych poziomu hałasu wzbudzanego przez pole magnetyczne silnika – prace w całości autorskie.
- Projekty obwodów elektromagnetycznych oraz obliczenia charakterystyk elektromechanicznych trakcyjnych silników synchronicznych z magnesami trwałymi, modelowych i prototypowych – prace w całości autorskie.
- Projekty korpusów silników modelowych i prototypowych opracowywał zespół inżynierski, przy współudziale autora rozprawy, odpowiadającego za uwzględnienie w konstrukcji korpusów wyników przeprowadzonych analiz wibroakustycznych.
- Silniki wytwarzał Dział Prototypów i Urządzeń Specjalnych Łukasiewicz - GIT.
- Badania laboratoryjne silników realizowano w Laboratorium Napędu Elektrycznego Łukasiewicz - GIT; autor rozprawy uczestniczył w pomiarach jako członek zespołu, opracował program badań wibroakustycznych i wykonywał analizę wyników pomiarów wibroakustycznych.
- Opracowanie wytycznych projektowych (punkt 10) dla silników trakcyjnych, które umożliwiają przewidywanie źródeł hałasu oraz minimalizację emisji akustycznej silników trakcyjnych bez pogarszania ich parametrów elektromechanicznych.

Przeprowadzone prace projektowe, oraz badania laboratoryjne pozwoliły jednoznacznie potwierdzić założoną tezę, że ograniczenie poziomu hałasu generowanego przez obwód elektromagnetyczny silnika synchronicznego z magnesami

trwałymi, przeznaczonego do napędu ciężarówek i autobusów, jest możliwe bez pogarszania jego parametrów trakcyjnych. Całość zrealizowanych działań skoncentrowana była na opracowaniu nowych konstrukcji silników trakcyjnych o wzniosie mechanicznym 280 mm, w tym finalnie na opracowaniu silnika SMwsK280M16B, który stanowi kulminację procesu optymalizacji zarówno w zakresie właściwości wibroakustycznych, jak i parametrów elektromechanicznych.

Na przestrzeni kolejnych etapów rozwoju konstrukcji, począwszy od wersji prototypowej SMwsK280M20 i SMwsK280M16, poprzez wariant SMwsK280M16A, aż do seryjnego silnika SMwsK280M16B, zastosowano szereg autorskich rozwiązań obliczeniowych, konstrukcyjnych i technologicznych, które pozwoliły osiągnąć zamierzony efekt. Szczegółowe analizy modalne i wibroakustyczne prowadzone przy wykorzystaniu oprogramowania Ansys Motor-CAD oraz Eomys MANATEE, a także kompleksowe obliczenia elektromagnetyczne i cieplne przeprowadzane w Motor-CAD, FEMM, GNU Octave oraz PyLEECAN, pozwoliły iteracyjnie poprawiać projekt obwodu elektromagnetycznego oraz całej konstrukcji silnika. Dzięki temu wyeliminowano zjawiska rezonansowe w najbardziej newralgicznych zakresach prędkości obrotowych, istotnie obniżając poziom emisji akustycznej.

Najważniejsze działania, które umożliwiły znaczną poprawę parametrów wibroakustycznych, to m.in.:

- Zastosowanie nowego układu liczby żłobków i biegunów (96 żłobków stojana i 16 biegunów wirnika), co w silniku SMwsK280M16B skutkowało ograniczeniem zawartości niekorzystnych harmonicznego pola magnetycznego w szczelinie powietrznej i redukcją sił promieniowych.
- Zwiększenie sztywności stojana i kadłuba, poprzez zoptymalizowane grubości jarzma stojana i grubości kadłuba oraz wybór właściwych materiałów konstrukcyjnych.
- Wprowadzenie zmodyfikowanej geometrii magnesów wirnika typu DPM (*delta permanent magnet*), zamiast wcześniej stosowanej geometrii typu VPM, co pozwoliło ograniczyć pulsacje momentu i dodatkowo zwiększyć składową reluktancyjną momentu synchronicznego, bez negatywnego wpływu na hałas.
- Staranna optymalizacja uzwojeń stojana, współczynnika wypełnienia żłobka oraz zastosowanie specjalnych żywic na czołach uzwojenia w celu poprawy odprowadzania ciepła, co umożliwiło zwiększenie prądu znamionowego przy niezmięnionej masie i gabarytach maszyny.

Wyniki analiz wykazały, że dla silnika SMwsK280M16B zasilanego z dwóch falowników, maksymalny poziom mocy akustycznej *SWL* przy biegu jałowym przy gorącym silniku wynosił 89,42 dB(A) przy 3000 obr./min co stanowi wartość

zdecydowanie poniżej dopuszczalnej (wg PN-EN 60349-4:2013 wynoszącej 109 dB(A)). To świadczy o dobrych właściwościach wibroakustycznych tej konstrukcji w porównaniu z wcześniejszymi wariantami, gdzie poziomy SWL przekraczały często 100 dB(A).

Przeprowadzona analiza wyników badań laboratoryjnych silnika wykazała, że dominującym źródłem hałasu jest kształt oddechowy $r = 0$, jednak dzięki zastosowanym zmianom, jego wpływ na całkowity poziom mocy akustycznej został ograniczony. Jednocześnie udało się uniknąć rezonansu pomiędzy częstotliwościami drgań własnych kadłuba i stojana a dominującymi częstotliwościami wymuszeń elektromagnetycznych w całym zakresie prędkości obrotowych napędu.

Powyższe korzyści w zakresie wibroakustyki silnika osiągnięto przy jednoczesnym znacznym poprawieniu jego parametrów trakcyjnych. Silnik SMwsK280M16B w porównaniu do poprzednich wersji (SMwsK280M20 i SMwsK280M16) charakteryzuje się:

- wyższą mocą znamionową (300 kW w porównaniu do wcześniejszych wersji prototypowych i seryjnych 250-275 kW),
- znacząco większym momentem znamionowym (1750 Nm względem wcześniej osiągniętych 1250-1545 Nm),
- momentem maksymalnym sięgającym 6000 Nm, przewyższającym o ponad 50% moment w wersji SMwsK280M16A,
- wyższą sprawnością (97,1%) w porównaniu do poprzednich konstrukcji (94,5-96,9%).

Poprawę wymienionych parametrów elektromechanicznych silnika osiągnięte bez zwiększenia masy oraz gabarytów zewnętrznych, co było możliwe dzięki zastosowaniu nowoczesnych klejonych blach elektrotechnicznych, bardziej efektywnego układu chłodzenia oraz optymalizacji geometrii obwodu elektromagnetycznego silnika. Tak zaprojektowany silnik w pełni spełnia wymogi elektromobilności oferując nie tylko zredukowany poziom hałasu i drgań, ale jednocześnie wyższą moc i sprawność, co przekłada się na większy zasięg pojazdu i niższe koszty eksploatacji pojazdu, w którym silnik zostanie wykorzystany.

Przeprowadzone badania laboratoryjne w Centrum Napędów i Maszyn Elektrycznych Łukasiewicz-GIT, obejmujące m.in. testy w trybie generatorowym i silnikowym, pomiary drgań, poziomu hałasu oraz szczegółowe analizy FFT generowanego hałasu, potwierdziły wyniki przeprowadzonych symulacji numerycznych. Badania wykazały zgodność z przewidywanymi charakterystykami wibroakustycznymi oraz brak niekorzystnych rezonansów w newralgicznych punktach pracy silnika. Co istotne, zarejestrowane poziomy drgań mechanicznych były na poziomie pomijalnym i

nie miały istotnego wpływu na hałas co dodatkowo świadczy o wysokiej jakości wykonania elementów wirujących i ich wyważeniu.

Postawiona teza pracy „Możliwy jest dobór parametrów konstrukcyjnych obwodu magnetycznego i uzwojenia twornika silnika synchronicznego z magnesami trwałymi, przeznaczonego do zastosowań w napędach trakcyjnych, który umożliwi osiągnięcie wymaganych charakterystyk elektromechanicznych napędu, przy jednoczesnym ograniczeniu mocy akustycznej generowanej przez silnik podczas jego pracy do poziomu nieuciążliwego dla otoczenia.” została udowodniona. Ograniczenie poziomu hałasu generowanego przez obwód elektromagnetyczny w analizowanym przypadku nie tylko nie pogorszyło, ale pozwoliło na podwyższenie parametrów trakcyjnych zaprojektowanego silnika synchronicznego z magnesami trwałymi. Dzięki temu nowy silnik typu SMwsk280M16B stanowi nowoczesne i technicznie dopracowane rozwiązanie dla napędów trakcyjnych, które w pełni odpowiada potrzebom współczesnego rynku, oferując wysoką moc, wysoką sprawność i wysoki moment obrotowy przy akceptowalnym poziomie hałasu oraz wibracji.

15. Bibliografia

- [1] „DIRECTIVE (EU) 2019/ 1161 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL - of 20 June 2019 - amending Directive 2009/ 33/ EC on the promotion of clean and energy-efficient road transport vehicles”, s. 15.
- [2] C. Hurtley i World Health Organization, Red., *Night noise guidelines for Europe*. Copenhagen, Denmark: World Health Organization Europe, 2009.
- [3] E. Król, M. Maciążek, i T. Wolnik, „Review of Vibroacoustic Analysis Methods of Electric Vehicles Motors”, *Energies*, t. 16, nr 4, s. 2041, luty 2023, doi: 10.3390/en16042041.
- [4] J. Le Besnerais, „Fast prediction of variable-speed acoustic noise due to magnetic forces in electrical machines”, w *2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Lausanne, Switzerland: IEEE, wrz. 2016, s. 2259–2265. doi: 10.1109/ICELMACH.2016.7732836.
- [5] S. Lee, J. Hong, W. Lee, S. Hwang, J. Lee, i Y. Kim, „Optimal Design for Noise Reduction in Interior Permanent Magnet Motor”, w *Conference Record of the 2006 IEEE Industry Applications Conference Forty-First IAS Annual Meeting*, Tampa, FL: IEEE, paź. 2006, s. 1927–1932. doi: 10.1109/IAS.2006.256799.
- [6] J.-W. Reu, J. Hur, B.-W. Kim, i G.-H. Kang, „Vibration reduction of IPM type BLDC motor using negative third harmonic elimination method of air-gap flux density”, w *2010 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition*, Atlanta, GA, USA: IEEE, wrz. 2010, s. 1745–1752. doi: 10.1109/ECCE.2010.5618125.
- [7] R. Islam i I. Husain, „Analytical Model for Predicting Noise and Vibration in Permanent-Magnet Synchronous Motors”, *IEEE Trans. Ind. Appl.*, t. 46, nr 6, s. 2346–2354, lis. 2010, doi: 10.1109/TIA.2010.2070473.
- [8] A.-T. Filip, R.-P. Hangiu, C.-S. Martis, i K. A. Biro, „Analytical model for predicting displacements in Permanent Magnet Synchronous Machine”, w *2013 8TH INTERNATIONAL SYMPOSIUM ON ADVANCED TOPICS IN ELECTRICAL ENGINEERING (ATEE)*, Bucharest, Romania: IEEE, maj 2013, s. 1–4. doi: 10.1109/ATEE.2013.6563407.

- [9] L. Shen, J. Wu, i S. Yang, „Analytical modeling of stator vibration for surface mount permanent magnet brushless motors”, w *2011 International Conference on Electrical Machines and Systems*, Beijing, China: IEEE, sie. 2011, s. 1–5. doi: 10.1109/ICEMS.2011.6073483.
- [10] W. Zhu, S. Pekarek, i B. Fahimi, „On the effect of stator excitation on radial and tangential flux and force densities in a permanent magnet synchronous machine”, w *IEEE International Conference on Electric Machines and Drives, 2005.*, San Antonio, TX, USA: IEEE, 2005, s. 346–353. doi: 10.1109/IEMDC.2005.195745.
- [11] P. Yu, T. Zhang, i P. H. Liu, „NVH Prediction of Electric Vehicle Driving Motor Base on Radial Electromagnetic Force Analysis”, *Adv. Mater. Res.*, t. 608–609, s. 1537–1540, grudz. 2012, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.608-609.1537.
- [12] X. Li, S. Huang, Q. Zhang, i Y. Dai, „Electromagnetic noise assessment for EV’s PM driving machines”, w *2014 17th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Hangzhou, China: IEEE, paź. 2014, s. 1552–1555. doi: 10.1109/ICEMS.2014.7013723.
- [13] Y. Mao, G. Liu, Q. Chen, i H. Zhou, „Mitigation of acoustic noise by minimize torque and radial force fluctuation in fault tolerant permanent magnet machines”, w *2014 17th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Hangzhou, China: IEEE, paź. 2014, s. 60–64. doi: 10.1109/ICEMS.2014.7013437.
- [14] A. Andersson i T. Thiringer, „Electrical machine acoustic noise reduction based on rotor surface modifications”, w *2016 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, Milwaukee, WI, USA: IEEE, wrz. 2016, s. 1–7. doi: 10.1109/ECCE.2016.7855075.
- [15] J. W. Jiang, B. Bilgin, A. Sathyan, H. Dadkhah, i A. Emadi, „Noise and vibration reduction for IPMSM by using rotor circumferential slits”, w *2017 IEEE International Electric Machines and Drives Conference (IEMDC)*, Miami, FL, USA: IEEE, maj 2017, s. 1–8. doi: 10.1109/IEMDC.2017.8002413.
- [16] E. Devillers, M. Hecquet, E. Devillers, i J. Le Besnerais, „A new hybrid method for the fast computation of airgap flux and magnetic forces in IPMSM”, w *2017 Twelfth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER)*, Monte-Carlo, Monaco: IEEE, kwi. 2017, s. 1–8. doi: 10.1109/EVER.2017.7935904.
- [17] Y. Li, F. Chai, Z. Song, i Z. Li, „Analysis of Vibrations in Interior Permanent Magnet Synchronous Motors Considering Air-Gap Deformation”, *Energies*, t. 10, nr 9, s. 1259, sie. 2017, doi: 10.3390/en10091259.
- [18] J. C. Lai, J. F. Gieras, i C. Wang, *Noise of Polyphase Electric Motors*. 2006.
- [19] E. Devillers, P. Gning, i J. L. Besnerais, „Effect of uneven magnetization on magnetic noise and vibrations in PMSM – application to EV HEV electric motor NVH”, w *2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Gothenburg, Sweden: IEEE, sie. 2020, s. 1786–1792. doi: 10.1109/ICEM49940.2020.9270988.
- [20] I. W. Lan i H.-W. Ho, „Slot and Pole Ratio of Permanent Magnet Synchronous Motor for Cogging Torque and Torque Ripple Performance”, w *2018 International Conference of Electrical and Electronic Technologies for Automotive*, Milan: IEEE, lip. 2018, s. 1–5. doi: 10.23919/EETA.2018.8493159.
- [21] J.-W. Jung, S.-H. Lee, G.-H. Lee, J.-P. Hong, D.-H. Lee, i K.-N. Kim, „Reduction Design of Vibration and Noise in IPMSM Type Integrated Starter and Generator for HEV”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 46, nr 6, s. 2454–2457, cze. 2010, doi: 10.1109/TMAG.2010.2041434.
- [22] K. Wang, X. Wang, i M. Tian, „The modal analysis of the stator of the interior permanent magnet machine”, w *2017 20th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Sydney, Australia: IEEE, sie. 2017, s. 1–5. doi: 10.1109/ICEMS.2017.8056337.
- [23] Shenbo Yu i Ren, „Electromagnetic and mechanical characterizations of noise and vibration in permanent magnet synchronous machines”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 42, nr 4, s. 1335–1338, kwi. 2006, doi: 10.1109/TMAG.2006.871637.

- [24] J.-B. Dupont i V. Lanfranchi, „Noise radiated by a permanent magnet synchronous motor: Simulation methodology and influence of motor defects”, w *2014 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Berlin, Germany: IEEE, wrz. 2014, s. 1321–1327. doi: 10.1109/ICELMACH.2014.6960353.
- [25] T.-K. Bang *et al.*, „Comparative Study of NVH of Permanent Magnet Machines According to Rotor Eccentricity With Fractional Pole/Slot Combinations”, *IEEE Trans. Appl. Supercond.*, t. 32, nr 6, s. 1–7, wrz. 2022, doi: 10.1109/TASC.2022.3192809.
- [26] T. Glinka, *Maszyny elektryczne i transformatory*. Wydawnictwa Naukowe PWN, 2018.
- [27] European Environment Agency., *Environmental noise in Europe, 2020*. LU: Publications Office, 2020. Dostęp: 8 kwietnia 2024. [Online]. Dostępne na: <https://data.europa.eu/doi/10.2800/686249>
- [28] „ROZPORZĄDZENIE PARLAMENTU EUROPEJSKIEGO I RADY (UE) NR 540/2014 - z dnia 16 kwietnia 2014 r. - w sprawie poziomu dźwięku pojazdów silnikowych i zamiennych układów tłumiących oraz zmieniające dyrektywę 2007/46/WE i uchylające dyrektywę 70/157/EWG -”.
- [29] A. Hofmann, F. Qi, T. Lange, i R. W. De Doncker, „The breathing mode-shape 0: Is it the main acoustic issue in the PMSMs of today’s electric vehicles?”, w *2014 17th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Hangzhou, China: IEEE, paź. 2014, s. 3067–3073. doi: 10.1109/ICEMS.2014.7014021.
- [30] H. Fastl i E. Zwicker, *Psychoacoustics: facts and models*, 3rd. ed. w Springer series in information sciences, no. 22. Berlin ; New York: Springer, 2007.
- [31] Z. Wang, C. Zhang, Q. Song, J. Fan, i C. Zhang, „Research on noise source identification of traction motor system for electric buses based on sound intensity”, w *2008 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*, Harbin, Hei Longjiang, China: IEEE, wrz. 2008, s. 1–4. doi: 10.1109/VPPC.2008.4677716.
- [32] J. W. Strutt, *The Theory of Sound*. Cambridge University Press; 2011., t. 1.
- [33] S. Kwaśnicki, *Hałas Magnetyczny silników indukcyjnych trójfazowych klatkowych*. Katowice: Branżowy Ośrodek Badawczo- Rozwojowy Maszyn Elektrycznych KOMEL, 1998.
- [34] D. Karkosiński, „Hałaśliwość silników asynchronicznych – podstawy nowych hipotez”, *Autom. Elektr. Zakłócenia*, nr 5, s. 8–32, 2014, doi: 10.17274/AEZ.2014.16.01.
- [35] D. Karkosiński, „Drgania i hałaśliwość silników asynchronicznych: weryfikacja nowych hipotez”, *Autom. Elektr. Zakłócenia*, t. Vol. 5, Nr 3(17), s. 32–54, 2014, doi: 10.17274/AEZ.2014.17.03.
- [36] Z. Yang, F. Shang, I. P. Brown, i M. Krishnamurthy, „Comparative Study of Interior Permanent Magnet, Induction, and Switched Reluctance Motor Drives for EV and HEV Applications”, *IEEE Trans. Transp. Electrification*, t. 1, nr 3, s. 245–254, paź. 2015, doi: 10.1109/TTE.2015.2470092.
- [37] E. Król, „Wpływ kadłuba na poziom hałasu silników trakcyjnych”, *PRZEGLĄD ELEKTROTECHNICZNY*, t. 1, nr 12, s. 264–268, grudz. 2023, doi: 10.15199/48.2023.12.47.
- [38] R. Rossa i E. Król, „Regulacja prędkości obrotowej w napędzie elektrycznym «e-Kit» dedykowanym do elektryfikacji małych samochodów osobowych i dostawczych”, *Masz. Elektr. - Zesz. Probl.*, nr 4/2012 (97), s. 75–80.
- [39] Y. Wang, H. Gao, H. Wang, i W. Ma, „NVH Optimization Analysis of Permanent Magnet Synchronous Motor by Rotor Slotting”, *Vehicles*, t. 2, nr 2, s. 287–302, maj 2020, doi: 10.3390/vehicles2020016.
- [40] Hong Soon Choi, Il Han Park, i Se Hee Lee, „Generalized equivalent magnetizing current method for total force calculation of magnetized bodies in contact”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 42, nr 4, s. 531–534, kwi. 2006, doi: 10.1109/TMAG.2006.871596.
- [41] P. La Delfa, M. Hecquet, F. Gillon, i J. Le Besnerais, „Analysis of radial force harmonics in PMSM responsible for electromagnetic noise”, w *2015 Tenth*

- International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER)*, Monte Carlo: IEEE, mar. 2015, s. 1–6. doi: 10.1109/EVER.2015.7112945.
- [42] S. Das, A. Chowdhury, S. Paul, Z. Wan, R. Islam, i Y. Sozer, „Experimental and Simulation Based Study of Vibration Prediction in Fractional Slot Permanent Magnet Synchronous Machines”, w *2019 IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*, San Diego, CA, USA: IEEE, maj 2019, s. 1138–1143. doi: 10.1109/IEMDC.2019.8785215.
- [43] J. Le Besnerais, „Vibroacoustic Analysis of Radial and Tangential Air-Gap Magnetic Forces in Permanent Magnet Synchronous Machines”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 51, nr 6, s. 1–9, cze. 2015, doi: 10.1109/TMAG.2015.2388613.
- [44] S. Zuo, F. Lin, i X. Wu, „Noise Analysis, Calculation, and Reduction of External Rotor Permanent-Magnet Synchronous Motor”, *IEEE Trans. Ind. Electron.*, t. 62, nr 10, s. 6204–6212, paź. 2015, doi: 10.1109/TIE.2015.2426135.
- [45] Kyung-Tae Kim, Kwang-Suk Kim, Sang-Moon Hwang, Tae-Jong Kim, i Yoong-Ho Jung, „Comparison of magnetic forces for IPM and SPM motor with rotor eccentricity”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 37, nr 5, s. 3448–3451, wrz. 2001, doi: 10.1109/20.952634.
- [46] F. Chai, Y. Bi, i L. Chen, „A Comparison between Axial and Radial Flux Permanent Magnet In-Wheel Motors for Electric Vehicle”, w *2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Gothenburg, Sweden: IEEE, sie. 2020, s. 1685–1690. doi: 10.1109/ICEM49940.2020.9270905.
- [47] A. Messali, M. Ghanes, M. Koteich, i M. A. Hamida, „A Robust Observer of Rotor Position and Speed for IPMSM HFI Sensorless Drives”, w *2018 IEEE 9th International Symposium on Sensorless Control for Electrical Drives (SLED)*, Helsinki: IEEE, wrz. 2018, s. 90–95. doi: 10.1109/SLED.2018.8486140.
- [48] J. E. R. Sarrio, S. Ciceo, C. Martis, i F. Chauvicourt, „Comparative study between PMSM models used for NVH system-level simulation”, w *2019 Electric Vehicles International Conference (EV)*, Bucharest, Romania: IEEE, paź. 2019, s. 1–5. doi: 10.1109/EV.2019.8893122.
- [49] Q. Li, T. Fan, X. Wen, Y. Li, Z. Wang, i J. Guo, „Design optimization of interior permanent magnet synchronous machines for traction application over a given driving cycle”, w *IECON 2017 - 43rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, Beijing: IEEE, paź. 2017, s. 1900–1904. doi: 10.1109/IECON.2017.8216321.
- [50] M. A. Rahman, „High Efficiency IPM Motor Drives for Hybrid Electric Vehicles”, w *2007 Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering*, Vancouver, BC, Canada: IEEE, 2007, s. 252–255. doi: 10.1109/CCECE.2007.69.
- [51] Q. Wu, T. Wang, i X. Li, „Loss-minimizing control based on QP sequence of the IPMSM drive systems for electric vehicles”, w *2017 29th Chinese Control And Decision Conference (CCDC)*, Chongqing, China: IEEE, maj 2017, s. 797–801. doi: 10.1109/CCDC.2017.7978629.
- [52] T. Schoenen, A. Krings, D. van Treek, i R. W. De Doncker, „Maximum DC-link voltage utilization for optimal operation of IPMSM”, w *2009 IEEE International Electric Machines and Drives Conference*, Miami, FL, USA: IEEE, maj 2009, s. 1547–1550. doi: 10.1109/IEMDC.2009.5075409.
- [53] K. Kiyota, T. Kakishima, A. Chiba, i M. A. Rahman, „Cylindrical Rotor Design for Acoustic Noise and Windage Loss Reduction in Switched Reluctance Motor for HEV Applications”, *IEEE Trans. Ind. Appl.*, t. 52, nr 1, s. 154–162, sty. 2016, doi: 10.1109/TIA.2015.2466558.
- [54] R. Pile, Y. Le Menach, J. Le Besnerais, i G. Parent, „Study of the Combined Effects of the Air-Gap Transfer for Maxwell Tensor and the Tooth Mechanical Modulation in Electrical Machines”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 56, nr 1, s. 1–4, sty. 2020, doi: 10.1109/TMAG.2019.2948228.
- [55] W. Wang, X. Liu, X. Qiu, i J. Yang, „Research on Cogging Torque of PM Synchronous Motors Considering Load Condition”, w *2018 21st International*

- Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Jeju: IEEE, paź. 2018, s. 501–504. doi: 10.23919/ICEMS.2018.8549276.
- [56] W. Zhu, S. Pekarek, B. Fahimi, i B. J. Deken, „Investigation of Force Generation in a Permanent Magnet Synchronous Machine”, *IEEE Trans. Energy Convers.*, t. 22, nr 3, s. 557–565, wrz. 2007, doi: 10.1109/TEC.2006.888034.
- [57] P. L. Delfa, M. Hecquet, i F. Gillon, „Harmonics Analysis Tool of Radial Force for Permanent Magnet Synchronous Machine”, s. 7.
- [58] G. Verez, G. Barakat, Y. Amara, i G. Hoblos, „Impact of Pole and Slot Combination on Vibrations and Noise of Electromagnetic Origins in Permanent Magnet Synchronous Motors”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 51, nr 3, s. 1–4, mar. 2015, doi: 10.1109/TMAG.2014.2354019.
- [59] S.-A. Vip, J. Hollmann, i B. Ponick, „NVH-Simulation of Salient-Pole Synchronous Machines for Traction Applications”, w *2019 International Aegean Conference on Electrical Machines and Power Electronics (ACEMP) & 2019 International Conference on Optimization of Electrical and Electronic Equipment (OPTIM)*, Istanbul, Turkey: IEEE, sie. 2019, s. 246–253. doi: 10.1109/ACEMP-OPTIM44294.2019.9007201.
- [60] J. Cederlund, S. Nategh, i D. Lennstrom, „Topology Optimization of Electrical Machines for NVH Purposes in E-mobility Applications - Part 1”, w *IECON 2021 – 47th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society*, Toronto, ON, Canada: IEEE, paź. 2021, s. 1–6. doi: 10.1109/IECON48115.2021.9589483.
- [61] S.-A. Vip, J. Andresen, F. Drager, i B. Ponick, „NVH-Simulation of Permanent Magnet Synchronous Traction Drives Including Torsional Mode Shapes”, w *2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Gothenburg, Sweden: IEEE, sie. 2020, s. 1185–1191. doi: 10.1109/ICEM49940.2020.9270831.
- [62] D. E. Pinto, A.-C. Pop, G. Myrria, J. Kempkes, i J. J. C. Gyselinck, „Vibration Analysis of Delta-Connected PMSMs Using Lookup Table-Based Models—Influence of the 0-Sequence Component”, *IEEE Trans. Ind. Electron.*, t. 69, nr 7, s. 6561–6571, lip. 2022, doi: 10.1109/TIE.2021.3097607.
- [63] S. P. Verma i R. S. Girgis, „Resonance Frequencies of Electrical Machine Stators Having Encased Construction, Part I: Derivation of the General Frequency Equation”, *IEEE Trans. Power Appar. Syst.*, t. PAS-92, nr 5, s. 1577–1585, wrz. 1973, doi: 10.1109/TPAS.1973.293704.
- [64] S. Huang, M. Aydin, i T. A. Lipo, „Electromagnetic vibration and noise assessment for surface mounted PM machines”, w *2001 Power Engineering Society Summer Meeting. Conference Proceedings (Cat. No.01CH37262)*, Vancouver, BC, Canada: IEEE, 2001, s. 1417–1426 t.3. doi: 10.1109/PES.2001.970284.
- [65] F. Henrotte i K. Hameyer, „Computation of electromagnetic force densities: Maxwell stress tensor vs. virtual work principle”, *J. Comput. Appl. Math.*, t. 168, nr 1–2, s. 235–243, lip. 2004, doi: 10.1016/j.cam.2003.06.012.
- [66] L. Yu, S. Chang, J. He, H. Sun, J. Huang, i H. Tian, „Electromagnetic Design and Analysis of Permanent Magnet Linear Synchronous Motor”, *Energies*, t. 15, nr 15, s. 5441, lip. 2022, doi: 10.3390/en15155441.
- [67] M. Fakam, M. Hecquet, V. Lanfranchi, i A. Randria, „Improved method to compute air-gap magnetic pressure of the Interior Permanent Magnet Synchronous Machine”, w *2015 Tenth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER)*, Monte Carlo: IEEE, mar. 2015, s. 1–8. doi: 10.1109/EVER.2015.7112927.
- [68] P. L. Delfa, G. Despret, M. Hecquet, i F. Gillon, „Analytical tool for the electromagnetic air gap pressure study and vibro-acoustic performance Permanent Magnet Synchronous Machine (PMSM)”, w *2019 19th International Symposium on Electromagnetic Fields in Mechatronics, Electrical and Electronic Engineering (ISEF)*, Nancy, France: IEEE, sie. 2019, s. 1–2. doi: 10.1109/ISEF45929.2019.9097085.

- [69] J. Le Besnerais, V. Lanfranchi, M. Hecquet, P. Brochet, i G. Friedrich, „Prediction of Audible Magnetic Noise Radiated by Adjustable-Speed Drive Induction Machines”, *IEEE Trans. Ind. Appl.*, t. 46, nr 4, s. 1367–1373, lip. 2010, doi: 10.1109/TIA.2010.2049624.
- [70] G. Ma, X. Wang, D. Wang, D. Qiao, i C. Zhang, „Analysis of Natural Frequency of the Stator of Interior Permanent Magnet Synchronous Motor”, w *2019 22nd International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Harbin, China: IEEE, sie. 2019, s. 1–5. doi: 10.1109/ICEMS.2019.8921756.
- [71] Z. Xing, X. Wang, W. Zhao, i F. Wang, „Calculation of Stator Natural Frequencies of Permanent Magnet Synchronous Motors Considering Complex Boundary Conditions”, w *2021 13th International Symposium on Linear Drives for Industry Applications (LDIA)*, Wuhan, China: IEEE, lip. 2021, s. 1–5. doi: 10.1109/LDIA49489.2021.9505788.
- [72] L. Giraud, J. Langou, i M. Rozložnik, „The loss of orthogonality in the Gram-Schmidt orthogonalization process”, *Comput. Math. Appl.*, t. 50, nr 7, s. 1069–1075, paź. 2005, doi: 10.1016/j.camwa.2005.08.009.
- [73] L. Hao, „Design and analysis of IPM machine with bar wound fractional slot distributed winding for automotive traction application”, w *2013 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition*, Denver, CO, USA: IEEE, wrz. 2013, s. 598–605. doi: 10.1109/ECCE.2013.6646756.
- [74] E. Devillers, M. Hecquet, J.-P. Lecoq, i J. L. Besnerais, „Effect of the load angle on radial and tangential magnetic forces in Permanent Magnet Synchronous Machines”, s. 4.
- [75] M. R. Raia, S. Ciceo, F. Chauvicourt, i C. Martis, „Influence of Stator Teeth Harmonic Shaping on the Vibration Response of an Electrical Machine”, w *2020 International Conference and Exposition on Electrical And Power Engineering (EPE)*, Iasi, Romania: IEEE, paź. 2020, s. 193–199. doi: 10.1109/EPE50722.2020.9305587.
- [76] H.-J. Kim, T. Lee, S.-O. Kwon, i J.-P. Hong, „Vibration analysis according to stator shape design in a PMSM”, s. 4.
- [77] Xu Feipeng i Li Tiejai, „A research on the radial unbalanced force in the unsymmetrical brushless PM motors”, w *2008 3rd IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications*, Singapore: IEEE, cze. 2008, s. 1695–1698. doi: 10.1109/ICIEA.2008.4582808.
- [78] Yan Li, Xiaodong Jiang, Jiakuan Xia, Shuangpeng Li, i Fengge Zhang, „Research of vibration and noise source identification method of surface-mounted permanent magnet synchronous motor”, w *2013 International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Busan: IEEE, paź. 2013, s. 42–45. doi: 10.1109/ICEMS.2013.6754535.
- [79] I. Hasan, Y. Sozer, A. Pina, S. Paul, R. Islam, i J. Klass, „Stator design techniques to reduce vibration in permanent magnet synchronous machines”, w *2017 20th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Sydney, Australia: IEEE, sie. 2017, s. 1–6. doi: 10.1109/ICEMS.2017.8056492.
- [80] S. Verma i R. Girgis, „Resonance Frequencies of Electrical Machine Stators Having Encased Construction, Part II: Numerical Results and Experimental Verification”, *IEEE Trans. Power Appar. Syst.*, t. PAS-92, nr 5, s. 1586–1593, wrz. 1973, doi: 10.1109/TPAS.1973.293705.
- [81] L. Meirovitch, *Elements of Vibration Analysis*. McGraw-Hill.
- [82] R. Blevins, *Formulas for natural frequency and mode shape*, Journal of Applied Mechanics. 1980.
- [83] J. Zou, M. Liu, Y. Xu, G. Yu, i H. Lan, „Vibration Contribution Analysis of Radial and Tangential Electromagnetic Force Harmonic of Permanent Magnet Synchronous Motor”, *IEEE Trans. Appl. Supercond.*, t. 34, nr 8, s. 1–5, lis. 2024, doi: 10.1109/TASC.2024.3456484.
- [84] F. Ballo, D. Barri, F. Soresini, M. Gobbi, i G. Mastinu, „A Simplified Analytical Approach for NVH Assessment of Permanent Magnet Synchronous Motors”, w *2023*

- IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, Milan, Italy: IEEE, paź. 2023, s. 1–6. doi: 10.1109/VPPC60535.2023.10403193.
- [85] C. Huang, L. Xiong, Y. Gong, M. Jiang, i S. Niu, „Tangential Electromagnetic Force Array on the Vibration and Noise of Electric Axle for New Energy Vehicle”, *IEEE Access*, t. 11, s. 100001–100009, 2023, doi: 10.1109/ACCESS.2023.3314758.
- [86] S. Ciceo, F. Chauvicourt, J. Gyselinck, i C. Martis, „A comparative study of system-level PMSM models with either current or flux-linkage state variables used for vibro-acoustic computation”, w *2019 IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*, San Diego, CA, USA: IEEE, maj 2019, s. 1881–1888. doi: 10.1109/IEMDC.2019.8785326.
- [87] S.-H. Do, K.-B. Kim, J.-B. Park, N.-H. Hong, i H.-R. Lee, „Optimal Design of the 2nd Generation TMED Traction Motor”, s. 7.
- [88] L. Gao, H. Zheng, L. Zeng, i R. Pei, „Evaluation Method of Noise and Vibration used in Permanent Magnet Synchronous Motor in Electric Vehicle”, w *2019 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo (ITEC)*, Detroit, MI, USA: IEEE, cze. 2019, s. 1–4. doi: 10.1109/ITEC.2019.8790612.
- [89] M. Elamin i P. Wendling, „NVH Analysis of Rotor Step Skewing on Permanent Magnet Synchronous Motor”, w *2022 IEEE Transportation Electrification Conference & Expo (ITEC)*, Anaheim, CA, USA: IEEE, cze. 2022, s. 796–800. doi: 10.1109/ITEC53557.2022.9813758.
- [90] J. Liang, Y. Li, C. Mak, B. Bilgin, D. Al-Ani, i A. Emadi, „A Comprehensive Analysis of the Acoustic Noise in an Interior Permanent Magnet Traction Motor”, w *2019 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*, Baltimore, MD, USA: IEEE, wrz. 2019, s. 3845–3851. doi: 10.1109/ECCE.2019.8912916.
- [91] F. Lin, S. Zuo, W. Deng, i S. Wu, „Noise Prediction and Sound Quality Analysis of Variable-Speed Permanent Magnet Synchronous Motor”, *IEEE Trans. Energy Convers.*, t. 32, nr 2, s. 698–706, cze. 2017, doi: 10.1109/TEC.2017.2651034.
- [92] J.-B. Dupont i H. Saucy, „Noise radiated by electric motors – simulation process and overview of the optimization approaches”, w *Automotive Acoustics Conference 2017*, W. Siebenpfeiffer, Red., w Proceedings. , Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2019, s. 107–121. doi: 10.1007/978-3-658-20251-4_7.
- [93] K. Qian, J. Wang, Y. Gao, Q. Sun, i J. Liang, „Interior noise and vibration prediction of permanent magnet synchronous motor”, *J. Vibroengineering*, t. 20, nr 5, s. 2225–2236, sie. 2018, doi: 10.21595/jve.2018.18605.
- [94] P. Dukalski, B. Będkowski, K. Parczewski, H. Wnęk, A. Urbaś, i K. Augustynek, „Analysis of the Influence of Motors Installed in Passenger Car Wheels on the Torsion Beam of the Rear Axle Suspension”, *Energies*, t. 15, nr 1, s. 222, grudz. 2021, doi: 10.3390/en15010222.
- [95] T. Wolnik i T. Jarek, „Solid Rotor Core vs. Lamination Rotor Core in Fractional-Slot PMSM Motor with High Power Density”, *Energies*, t. 15, nr 15, s. 5729, sie. 2022, doi: 10.3390/en15155729.
- [96] W. Q. Chu i Z. Q. Zhu, „Investigation of Torque Ripples in Permanent Magnet Synchronous Machines With Skewing”, *IEEE Trans. Magn.*, t. 49, nr 3, s. 1211–1220, mar. 2013, doi: 10.1109/TMAG.2012.2225069.
- [97] Y. Demir, A. El-Refaie, i M. Aydin, „Comparison of Permanent Magnet Machines Equipped with Unbalanced Fractional-Slot Distributed Windings vs. Balanced Fractional-Slot Concentrated Windings”, w *2021 IEEE International Electric Machines & Drives Conference (IEMDC)*, Hartford, CT, USA: IEEE, maj 2021, s. 1–6. doi: 10.1109/IEMDC47953.2021.9449610.
- [98] R. M. Pindoriya, B. S. Rajpurohit, i R. Kumar, „A Novel Application of Harmonics Spread Spectrum Technique for Acoustic Noise and Vibration Reduction of PMSM Drive”, *IEEE Access*, t. 8, s. 103273–103284, 2020, doi: 10.1109/ACCESS.2020.2999336.
- [99] W. Zhang, H. Gao, Y. Xu, i J. Zou, „High-Frequency Vibration Noise Reduction with Carrier Phase-shift for Dual-Branch Three-Phase Permanent Magnet Synchronous

- Motors”, w *2021 6th International Conference on Power and Renewable Energy (ICPRE)*, Shanghai, China: IEEE, wrz. 2021, s. 553–557. doi: 10.1109/ICPRE52634.2021.9635544.
- [100] G. Dajaku i D. Gerling, „New methods for reducing the cogging torque and torque ripples of PMSM”, w *2014 4th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, Nuremberg, Germany: IEEE, wrz. 2014, s. 1–7. doi: 10.1109/EDPC.2014.6984396.
- [101] M. Yildirim i E. Oksuztepe, „Effect of Permanent Magnet Material Properties on Cogging Torque of PMSM”, w *2025 7th Global Power, Energy and Communication Conference (GPECOM)*, Bochum, Germany: IEEE, cze. 2025, s. 240–244. doi: 10.1109/GPECOM65896.2025.11061974.
- [102] C.-S. Liu, J.-C. Hwang, i Chen Po-Cheng, „Design of permanent magnet synchronous motor with low cogging torque”, w *The 2010 International Power Electronics Conference - ECCE ASIA -*, Sapporo: IEEE, cze. 2010, s. 1083–1087. doi: 10.1109/IPEC.2010.5542104.
- [103] K. H. Chun Cheung, D. Halim, G. Buticchi, i A. Rushworth, „Analysis of Cogging Torque of a PMSM Drive and its Mitigation via Hybrid Static-Active Filtering and Proportional-Integral Control”, w *2024 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*, Torino, Italy: IEEE, wrz. 2024, s. 1–6. doi: 10.1109/ICEM60801.2024.10700067.
- [104] Conggan Ma i Shuguang Zuo, „Black-Box Method of Identification and Diagnosis of Abnormal Noise Sources of Permanent Magnet Synchronous Machines for Electric Vehicles”, *IEEE Trans. Ind. Electron.*, t. 61, nr 10, s. 5538–5549, paź. 2014, doi: 10.1109/TIE.2014.2301767.
- [105] M. Kanematsu *et al.*, „Proposal of 6th radial force control based on flux linkage”, w *2014 International Power Electronics Conference (IPEC-Hiroshima 2014 - ECCE ASIA)*, Hiroshima, Japan: IEEE, maj 2014, s. 2421–2426. doi: 10.1109/IPEC.2014.6869928.
- [106] L. Wang, X. Wang, N. Li, i T. Li, „Modelling and analysis of electromagnetic force, vibration, and noise in permanent magnet synchronous motor for electric vehicles under different working conditions considering current harmonics”, *IET Electr. Power Appl.*, t. 17, nr 7, s. 952–964, lip. 2023, doi: 10.1049/elp2.12315.
- [107] N. Zacharov, J. Ramsgaard, G. Le Ray, i C. V. Jorgensen, „The multidimensional characterization of active noise cancelation headphone perception”, w *2010 Second International Workshop on Quality of Multimedia Experience (QoMEX)*, Trondheim, Norway: IEEE, cze. 2010, s. 130–135. doi: 10.1109/QOMEX.2010.5516119.
- [108] T. Li, C. Liang, i D. Su, „Acoustic Noise Reduction in Resolver-Based PMSM Servo Drives Using NLMS Adaptive Filtering”, w *2024 27th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS)*, Fukuoka, Japan: IEEE, lis. 2024, s. 1531–1536. doi: 10.23919/ICEMS60997.2024.10921306.
- [109] K. Gulez, A. A. Adam, i H. Pastaci, „Torque Ripple and EMI Noise Minimization in PMSM Using Active Filter Topology and Field-Oriented Control”, *IEEE Trans. Ind. Electron.*, t. 55, nr 1, s. 251–257, sty. 2008, doi: 10.1109/TIE.2007.896295.
- [110] J. He i Z.-F. Fu, *Modal analysis*. Oxford Boston: Butterworth-Heinemann, 2001.
- [111] J.-H. Woo, D.-H. Jung, J. Choi, H. Kim, i J. Lee, „A study on IPMSM design, as the load motor for the motor driving test of urban railway vehicle through HILS, for achieving high power density”, *2016 19th Int. Conf. Electr. Mach. Syst. ICEMS 2016*, s. 4.
- [112] R. Rossa, „Napęd elektryczny ekit – kształtowanie charakterystyk elektromechanicznych wybranymi zabiegami konstrukcyjnymi”, *Masz. Elektr. Zesz. Probl.*, nr Nr 2 (126), s. 153–161.
- [113] W. Zhang, L. Xiao, Y. Xu, i J. Zou, „PWM harmonics reduction for dual-branch three-phase PMSMs using interleaving topology”, *Energy Rep.*, t. 9, s. 190–194, lis. 2023, doi: 10.1016/j.egy.2023.09.171.

- [114] F. Lin, S. Zuo, i X. Wu, „Electromagnetic vibration and noise analysis of permanent magnet synchronous motor with different slot-pole combinations”, *IET Electr. Power Appl.*, t. 10, nr 9, s. 900–908, lis. 2016, doi: 10.1049/iet-epa.2016.0044.

16. Publikacje recenzowane związane z doktorem

1. Król E., Wolnik T.: Silniki PMSM do zastosowań trakcyjnych - Właściwości układu zasilania ograniczające parametry silnika., *Maszyny Elektryczne Zeszyty Problemowe* Nr 2/2021, str. 147-151, ISSN 0239-3646.
2. Król E., Maciążek M.: Electric drive motors for heavy duty vehicles: good practice in selection and design, *Materiały konferencyjne SAEM 2022*.
3. Król E., Maciążek M.: Nowoczesne napędy elektryczne do pojazdów ciężarowych i autobusów, *Maszyny Elektryczne Zeszyty Problemowe* Nr 1/2022, str. 183-188, ISSN 0239-3646.
4. Król E., Maciążek M.: Metody analizy wibroakustycznej silników z magnesami trwałymi. *Przegląd Elektrotechniczny*, ISSN 0033-2097, e-ISSN 2449-9544. doi:10.15199/48.2022.11.45
5. Król, E.; Maciążek, M.; Wolnik, T. Review of Vibroacoustic Analysis Methods of Electric Vehicles Motors. *Energies* 2023, 16, 2041. <https://doi.org/10.3390/en16042041>.
6. Król, E.; Maciążek, M. Identification and Analysis of Noise Sources of Permanent Magnet Synchronous Traction Motor with Interior Permanent Magnet. *Energies* 2023, 16, 6018. <https://doi.org/10.3390/en16166018>
7. Król E., Maciążek M, Rossa R.: Analiza wibroakustyczna silników do samochodów osobowych i dostawczych. *Przegląd Elektrotechniczny*, ISSN 0033-2097, R. 100 NR 1/2024. doi:10.15199/48.2024.01.50
8. Król E., Maciążek M.: Wpływ zasilania falownikowego na hałas silników trakcyjnych z magnesami trwałymi, *Materiały konferencyjne PEMINE 2024*
9. Król E.: Ograniczanie hałasu silników trakcyjnych - projekt i analiza wibroakustyczna, *Materials Science and Welding Technologies* 2025, 69 (2), DOI: 10.32730/mswt.2025.69.2.6
10. Rossa R., Król E.: Napęd elektryczny eKIT – porównanie charakterystyk elektromechanicznych obliczonych oraz zmierzonych w trakcie badań, *Materiały konferencyjne PEMINE 2024*