

Metody analizy wibroakustycznej silników z magnesami trwałymi

Abstract. The article presents the basic methods that can be used for vibroacoustic analysis of electric drives using synchronous motors with permanent magnets. Along with increasing power, while trying to maintain a favorable ratio of mass to generated power, unfavorable phenomena, which are then sources of noise, may appear. This can lead to an unfavorable impact of such a drive on the environment in which it operates. (*Vibroacoustic analysis methods of permanent magnets synchronous motors*).

Streszczenie. W artykule przedstawiono podstawowe metody jakie zastosować można do analizy wibroakustycznej napędów elektrycznych wykorzystujących silniki z magnesami trwałymi. Wraz ze zwiększaniem mocy, przy próbie utrzymania korzystnego stosunku masy do mocy generowanej, dochodzić może do ujawniania się niekorzystnych zjawisk będących następnie źródłami hałasu. Może to prowadzić do niekorzystnego oddziaływania takiego napędu na otoczenie, w którym pracuje.

Keywords: electric drives, electric motors, PMSM, noise.

Słowa kluczowe: napędy elektryczne, silniki elektryczne, PMSM, hałas.

Wstęp

Ograniczone zasoby paliw kopalnych i coraz bardziej zanieczyszczone środowisko, są powodem dynamicznego rozwoju elektromobilności, szczególnie w krajach wysokorozwiniętych [1]. Pomijając etap produkcji, pojazdy elektryczne są pozbawione wielu wad przypisywanych pojazdom z napędem spalinowym, które oprócz emisji szeregu zanieczyszczeń, są również źródłem hałasu. Ma to szczególne znaczenie zwłaszcza w centrach miast, w których następuje duża kumulacja tych zjawisk, powodując negatywne oddziaływanie na otoczenie jak również mieszkańców. W przeciwieństwie do silników spalinowych, gdzie moc silnika jest generowana poprzez spalanie węglowodorów w cylindrach, silniki elektryczne mają stosunkowo prostą konstrukcję mechaniczną co eliminuje potencjalne źródła hałasu. Są one tak ciche, że z powodów potencjalnego zagrożenia bezpieczeństwa pieszych, producenci pojazdów elektrycznych zmuszeni zostali przez ustawodawcę do zamontowania w nich specjalnych generatorów hałasu [2]. Ich zadaniem jest ostrzeżenie pieszych przed pojazdami elektrycznymi, poruszającymi się z niskimi prędkościami. Można zatem postawić pytanie, czy zajmowanie się metodami analizy hałasu silników elektrycznych ma sens? Odpowiedź na to pytanie będzie związana z zastosowaniem danego napędu elektrycznego. W przypadku napędów stosowanych w przemyśle zwykle nie ma takiej potrzeby, podobnie w napędach małych mocy stosowanych w pojazdach z napędem elektrycznym. Istotna staje się jednak w przypadku napędów dużych mocy stosowanych w pojazdach elektrycznych jako szczególny przypadek należy tutaj potraktować silniki z magnesami trwałymi, które ze względu na swoją wysoką sprawność są bardzo często używane jako napędy trakcyjne. W nowoczesnych konstrukcjach silników dąży się do zwiększania współczynnika generowanej mocy w stosunku do masy. W związku z czym często redukowana jest masa obudowy oraz części czynnej stojana. W wyniku zmniejsza się sztywność całej konstrukcji, a duże siły magnetyczne mogą prowadzić do okresowych odkształceń [3], w wyniku których generowane są wibracje i hałas. Niestety pasmo częstotliwości generowanych dźwięków zwykle mieści się w zakresie średnich tonów, które są bardzo dobrze słyszalne. Również charakter tego dźwięku jest niekorzystny z punktu widzenia zastosowania silnika, gdyż jest nieprzyjemny w odbiorze dla ludzi [4]. W związku z tym analiza oraz próba

minimalizacji generowanego hałasu już na etapie projektowania silników trakcyjnych do pojazdów elektrycznych wydaje się być zasadna.

Jako źródła hałasu występujące w silnikach elektrycznych, możemy wyróżnić:

- elementy mechaniczne tj. łożyska, przekładnie, komutatory, asymetrie wirnika,
- zjawiska aerodynamiczne tj. okresowa zmiana ciśnienia,
- siły wytworzone przez pale magnetyczne, które dla silników PMSM pochodzi o magnesów trwałych, o charakterze sił promieniowych i osiowych.

Natomiast do analizy tych zjawisk wykorzystać możemy:

- metody analityczne,
- metody hybrydowe z wykorzystaniem analizy MES 2D,
- metody z wykorzystaniem MES 3D,
- badania laboratoryjne.

Zalety i wady poszczególnych metod przedstawione zostaną w dalszej części artykułu.

Metody analityczne

Analityczne metody obliczenia hałasu są jednymi z najstarszych, jak również najbardziej skomplikowanych znanych metod, przy założeniu, że chcemy wystarczająco dokładnie odwzorować analizowany silnik. Wyznaczenie podstawowych częstotliwości drgań własnych, amplitudy odkształceń, wybór harmonicznych do obliczenia poziomu hałasu, następuje z wykorzystaniem wzorów i zależności analitycznych. Opracowanie analitycznego modelu konkretnego silnika do obliczeń wibroakustycznych jest skomplikowane i wymaga od konstruktora bardzo dobrej znajomości mechaniki, jak również zagadnień związanych z polem magnetycznym oraz działaniem sił elektrodynamicznych. W obliczeniach analitycznych zazwyczaj zakłada się, że silnik jest koncentryczny, a jego wszystkie elementy są współosiowe. Zakłada się również, że wszystkie pary biegunów są symetryczne oraz że parametry mechaniczne pakietu stojana oraz wirnika nie zależą od kierunku działających sił. Już w samym modelu silnika zastępuje się zęby stojana i uzwojenie silnika (umieszczone w żłobkach) pierścieniem o ich wypadkowej gęstości i sprężystości [5]. W związku z tym stosując metody analityczne bardzo trudno jest prawidłowo

uwzględnić wpływ kształtu żłobka, a zarazem i zęba stojana na generowany hałas. Nie ma również możliwości uwzględnienia różnego typu zamknięcia żłobka (np. całkowite zamknięcie). Ze względu na te uproszczenia oraz znaczące różnice w gęstości obu materiałów, nie ma możliwości zbadania jaki wpływ na generowany hałas będzie miał materiał dodatkowy, który stosuje się w celu poprawy odprowadzania ciepła z czoł uzwojenia oraz pakietu stojana. Podobne uproszczenia stosowane są w przypadku kadłuba silnika, jarzma stojana jak również wirnika. Jednak tym przypadku, gdy zostaną zastosowane do standardowego silnika o cylindrycznym kadłubie, w który wprasowany jest cylindryczny stojan, uproszczenia te wprowadzają mniejszy błąd. Jest to związane z tym, że wszystkie te elementy są zwykle wykonane z materiału o jednolitej gęstości oraz są zbliżone kształtem do pierścienia. Stosowanie uproszczeń pozwala znacząco zredukować model analityczny oraz przyspieszyć przygotowanie i tak już skomplikowanego modelu. Jednak każde uproszczenie może prowadzić do błędnych wyników, w przypadku wykorzystania tych metod przez niedoświadczonego konstruktora oraz wykorzystania w silniku np. kadłuba z łapami lub pakietu stojana z otworami montażowymi.

Metody analityczne oprócz wielu opisywanych powyżej wad mają również swoje zalety, podstawową jak również największą, jest szybkość przeprowadzania obliczeń, które przy obecnej mocy obliczeniowej komputerów trwają poniżej sekundy, wynik taki jest nieosiągalny dla żadnej innej metody. W przypadku posiadania wiedzy na temat jej ograniczeń jest ona bardzo szybką metodą wstępnego szacowania hałasu oraz wibracji silników trakcyjnych. Do podstawowych wielkości od których zwykle zaczyna się przygotowanie modelu analitycznego, a które są również wykorzystywane w innych modelach wibroakustycznych, są obliczenia częstotliwości sił oraz liczby falowej (trybu przestrzennego) opisującej częstotliwości fali przestrzennej naprężeń. Fale naprężeniowe o liczbie falowej $r = 0$ są tzw. falami oddechowymi (pulsującymi) skierowanymi głównie na rozciąganie pakietu stojana [6,7], fale naprężeniowe o liczbie falowej $r \neq 0$ są falami wirującymi, $\pm r$ określa kierunek wirowania fal naprężeniowych. Częstotliwość fali oddechowej jest proporcjonalna do najmniejszej wspólnej wielokrotności pomiędzy liczbą żłobków i liczbą biegunów silnika [7,8].

$$(1) \quad f_{r=0} = LCM(Q_s, 2p) \frac{f_s}{p} = LCM(Q_s, 2p) \frac{N_s}{60}$$

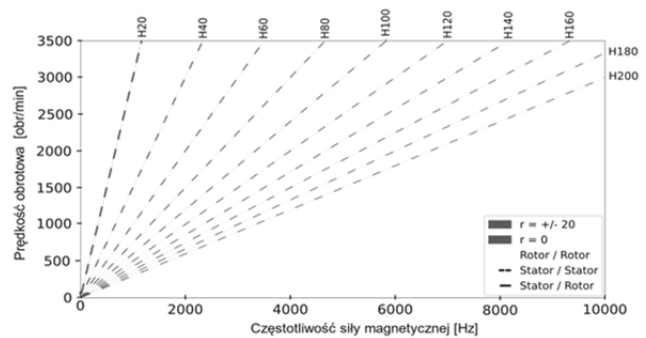
gdzie: LCM - największa wspólna wielokrotność, Q_s - liczba żłobków stojana, $2p$ - liczba par biegunów, f_s - częstotliwość prądu zasilania stojana, N_s - prędkość obrotowa - obr/min.

Stosując uproszczenia wynikające z symetryczności silnika, w szczególności silnika synchronicznego z magnesami trwałymi, można założyć, że występują w nim tylko nieliczne fale naprężeń [6]. Wartość kolejnej najmniejszej liczby (trybu przestrzennego) falowej można wyznaczyć na podstawie wzoru

$$(2) \quad r = GCD\left(\frac{Q_s}{n_f}, 2p\right)$$

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

Wartości obliczone z wzorów (1) i (2) są wielkościami, które charakteryzują stojan silnika pod względem możliwych do pojawienia się fal naprężeniowych oraz ich rzędów. Na tej podstawie można wykonać wykres Campbella (rys 1), na którym przedstawiono oczekiwane częstotliwości składowych hałasu w funkcji prędkości obrotowej silnika.



Rys.1. Wykres Campbella dla silnika synchronicznego 2p=20 oraz 60 żłobkami stojana.

Jednak, aby w pełni odpowiedzieć na pytanie, jakie częstotliwości i poziomy hałasu będzie generował silnik, należy również wyliczyć częstotliwości drgań własnych stojana, kadłuba, zastępczego układu zębów i uzwojeń, a następnie utworzyć wypadkową charakterystykę poziomów hałasu. W przypadku silnika trakcyjnego obliczenia te należy wykonać w pełnym zakresie prędkości obrotowych silnika oraz pełnym zakresie obciążeń. Dla modelu analitycznego obliczenia te są już długotrwałe i skomplikowane, dlatego znacznie prościej wykonać je metodą hybrydową z wykorzystaniem analizy MES 2D co zostanie omówione w kolejnym rozdziale.

Metody hybrydowe z wykorzystaniem analizy MES 2D

Metoda hybrydowa z wykorzystaniem analizy MES 2D jest połączeniem metody analitycznej oraz obliczeń sił i naprężeń z wykorzystaniem metody elementów skończonych, dla dwuwymiarowego modelu silnika. Metoda ta, łączy w sobie takie zalety jak szybkość obliczeń z metody analitycznej oraz łatwość tworzenia modelu przy względnie krótkim czasie obliczeń. Wykorzystanie metody elementów skończonych do obliczeń elektromagnetycznych oraz do obliczeń sił promieniowych i sił osiowych działających w szczelinie silnika, wymusza przygotowanie odpowiedniego modelu 2D. Model taki jest przygotowywany przez program obliczeniowy na podstawie wymiarów geometrycznych oraz innych danych konstrukcyjnych silnika (typ, umiejscowienie magnesów, wymiarów oraz liczby żłobków). W związku z tym przygotowanie prostego modelu jest szybkie i bezproblemowe. Przygotowanie modelu uwzględniającego szczegóły konstrukcyjne silnika takie jak dodatkowe otwory stojana lub kształt żłobka, również nie stanowi problemu dla obecnych programów wykorzystywanych do obliczeń silników. W tak przygotowanym modelu można łatwo przeprowadzić obliczenia elektromagnetyczne dla całego zakresu prędkości obrotowych oraz dla całego zakresu obciążenia silnika. Na podstawie tych obliczeń wyznacza się siły elektromagnetyczne występujące w szczelinie powietrznej silnika. Dla silników z magnesami trwałymi siły te można podzielić na siły od magnesów trwałych oraz na siły elektrodynamiczne wywołane przepływem prądu w uzwojeniu stojana. W przypadku obliczeń jak i badań łatwo jest wydzielić siły elektrodynamiczne od sił pochodzących od magnesów trwałych. W przypadku obliczeń należy założyć jałowy tryb pracy silnika lub pracę generatorową na biegu jałowym. W przypadku badań, aby uniknąć wpływu sił elektrodynamicznych, badania silnika należy wykonać napędzając go zewnętrzną maszyną. W tym stanie pracy dla silnika prąd płynący w uzwojeniu generuje znikome siły elektrodynamiczne, które można pominąć. Uproszczenie to nie powoduje większych błędów w obliczeniach wibroakustycznych, a również przyspiesza obliczenia wstępne. Dodatkowo uwidacznia kluczowe częstotliwości

hałasu i prędkości obrotowe na których możemy spodziewać się zwiększonego hałasu. Dla innych typów silników np. indukcyjnych występują tylko siły elektrodynamiczne wywołane przepływem prądu w uzwojeniu stojana jak również uzwojeniu wirnika. Siły te oddziałują na konstrukcję stojana i wirnika, a przez powierzchnię stojana również na kadłub silnika. Siły te noszą nazwę sił Maxwella, a naprężenia nimi wywołane nazywa się naprężenia Maxwella [9] które mają największy wpływ na styku pakietu stojana, kadłuba oraz otaczającego je powietrza [9]. Siły Maxwella oddziałują w kierunku promieniowym oraz osiowym na stojan oraz wirnik silnika. Ze względu na konstrukcję silników elektrycznych, dużo bardziej negatywne skutki wywołuje siła promieniowa oddziałująca na stojan silnika, siła osiowa jest kilkukrotnie niższa, jej oddziaływanie ze względu na sztywność konstrukcji silników elektrycznych w kierunku osiowym można pominąć. Siłą działającą na powierzchnię wewnętrzną pakietu stojana bardzo często nazywa się ciśnieniem Maxwella. Parametr ten jest łatwo porównywalny pomiędzy różnymi wielkościami mechanicznymi silników dzięki niemu można oszacować jakich parametrów wibroakustycznych możemy się spodziewać po danym typie silnika. W silnikach trakcyjnych, szczególnie w IPMSM zawartość harmonicznymi gęstości sił promieniowych w szczelnie powietrznej silnie zależy od konstrukcji obwodu magnetycznego wirnika, ułożenia magnesów trwałych oraz ułożenia i długości mostków magnetycznych wirnika [8,10] Wykorzystanie metody elementów skończonych 2D wymusza pewne uproszczenia modelu. Jednak stosując te niewielkie uproszczenia związane z przeliczeniem sił radialnych silnika występujących przy modelu ze skosem stojana lub wirnika, możemy uniknąć czasochłonnych obliczeń modelu trójwymiarowego silnika. Wykorzystując metodę hybrydową obliczeń wibroakustycznych można prosty oraz szybki sposób wyliczyć częstotliwości modalne pakietu stojana. Częstotliwości te niezależną od wzbudzenia a jedynie od geometrii i własności mechanicznych materiału stojana. Obliczenia częstotliwości modalnych oraz trybów przestrzennych pozwalają przewidzieć oraz uniknąć rezonansów z częstotliwościami pochodzącymi od wzbudzenia silnika magnesami trwałymi [11,12].

Niewątpliwą zaletą zastosowania metody hybrydowej do obliczeń wibroakustycznych silników trakcyjnych z magnesami trwałymi jest prostota implementacji. Zastosowane uproszczenia nie wpływają znacząco na dokładność rozwiązania, a czas obliczeń jest akceptowalny.

Metody z wykorzystaniem MES 3D

Wykorzystanie metody trójwymiarowych elementów skończonych do obliczeń wibroakustycznych, daje możliwość analizy skomplikowanych konstrukcji silników bez konieczności budowania prototypu. Jednak metoda ta nie nadaje się do wstępnej analizy wibroakustycznej silnika. Wynika to z tego, że przy wstępnych analizach nie znamy jeszcze konstrukcji kadłuba jak również mocowania silnika. W takim przypadku budowanie skomplikowanego modelu 3D oraz długotrwałe obliczenia silnika, przyniosą efekt porównywalny z metodami hybrydowymi MES 2D, przy jednoczesnym i znaczącym wydłużeniu obliczeń. Można stwierdzić, że metoda wykorzystująca MES 3D może być traktowana jako jedna z ostatecznych metod weryfikacji parametrów wibroakustycznych silników. Jednak, aby ją zastosować należy mieć opracowaną konstrukcję mechaniczną silnika, jak również mieć możliwość odwzorowania skomplikowanych układów chłodzenia, które są wykorzystywane w nowoczesnych silnikach trakcyjnych. Ponadto efekty obliczeń w znaczącym stopniu zależą od

dokładności odwzorowania modelu oraz zadania właściwych parametrów mechanicznych elementów składowych silnika. Odwzorowanie parametrów mechanicznych szczególnie kadłubów silników, które są odlewane jednostkowo jest bardzo trudne, parametry te mogą zmieniać się zależności od firmy odlewającej kadłub oraz tarcze silnika, jak również zależą od skład stopu czy sposobu jego obróbki cieplnej. W takich warunkach najlepszą metodą analizy parametrów wibroakustycznych silników jest wykonanie modelu lub prototypu, a następnie przeprowadzenie jego badań laboratoryjnych.

Zdaniem autorów znacznie lepszą metodą do wstępnej analizy wibroakustycznej jest metoda hybrydowa z wykorzystaniem obliczeń MES 2D, daje ona porównywalne wyniki a nie ma wad metody analizy MES 3D.

Badania laboratoryjne

Jedną z podstawowych metod badań wibroakustycznych silników trakcyjnych są badania laboratoryjne. Metoda ta pomimo tego, że wymaga wykonania prototypu silnika, to jednak daje jednoznaczne wyniki oraz uwzględnia wszelkie niuanse konstrukcyjne i mechaniczne. Jest ona stosowana jako ostateczna metoda weryfikacji hałasu i drgań silnika, jak również weryfikacji parametrów elektromechanicznych. Metoda ta pomimo wielu swoich zalet ma również wady. Jedną z największych jest konieczność wykonania prototypu silnika oraz posiadania odpowiednio wyposażonego laboratorium do przeprowadzenia badań wibroakustycznych. Kolejną wadą omawianej metody jest trudność odseparowania hałasu samego badanego silnika od hałasu wywołanego urządzeniami napędzającymi lub hałasu wywołanego niedoskonałością falownika zasilającego. W przypadku badań laboratoryjnych maszyn prototypowych należy również zwrócić uwagę na hałas związany z niewyważeniem wirnika, uszkodzeniem łożysk tocznych jak również hałas aerodynamiczny (dotyczy tylko silników, w których przewidziano wewnętrzny obieg powietrza wirnika). W związku z powyższym podczas badań silnika należy mierzyć również jego drgania oraz zadbać o to by w pobliżu nie znajdowały się żadne elementy, które mogłyby rezonować z drganiami i hałasem silnika. Analizując wyniki badań laboratoryjnych należy mieć na uwadze, że wyniki pomiarów mogą być obciążone również błędem, związanym z odbiciami dźwięku od poszczególnych elementów stanowiska badawczego lub ścian laboratorium. Istotnym źródłem hałasu może być również mechaniczne przeniesienie napędu (wieloklin wału napędowego) z urządzenia napędzającego. Zgodnie z polskimi normami, badania hałasu silnika wykonuje się na biegu jałowym przy prędkości znamionowej. Jednak dla napędów trakcyjnych takie badanie jest zbyt ogólne. Aby w pełni poznać hałas silników pracujących w szerokich zakresach prędkości obrotowych, badania należy wykonać przynajmniej dla kilku wartości prędkości obrotowych, dla których możemy się spodziewać podwyższonego poziomu hałasu. Wartości prędkości obrotowej określamy na podstawie przeprowadzonych wcześniej obliczeń wibroakustycznych oraz na podstawie wykonanego wybiegu silnika. Pomiar natężenia dźwięku wykonujemy dla wcześniej określonych wartości prędkości obrotowych w 9 punktach wirtualnej pół sfery osłaniającej silnik z góry, a następnie analizując je, wyznaczamy punkty przestrzenne oraz częstotliwości maksymalnego poziomu hałasu silnika

Wyniki analizy metoda hybrydową oraz badań prototypu

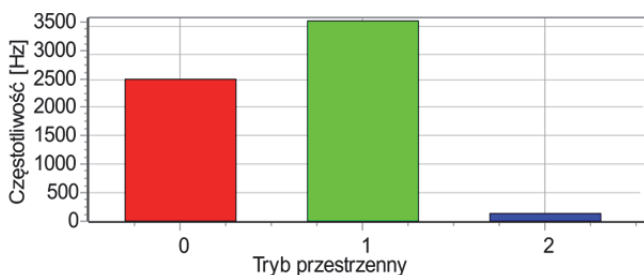
W tej części przedstawiono wyniki analizy wibroakustycznej prototypu silnika, który został zaprojektowany do napędu autobusów oraz ciężarówek.

Podstawowe dane mechaniczne oraz znamionowe parametry elektromechaniczne silnika zamieszczono w tabeli 1.

Tabela 1. Podstawowe dane mechaniczne oraz parametry elektromechaniczne silnika SMwsK280M20

Parametr	Jednostka	Wartość
Średnica zewnętrzna stojana	mm	470
Średnica wewnętrzna stojana	mm	382
Długość pakietu stojana i warnika	mm	170
Liczba żłobków stojana	-	60
Liczba biegunów silnika	-	20
Moc maksymalna	kW	400
Moment maksymalny	Nm	2400
Prędkość maksymalna	obr/min	3000
Sprawność	%	96
Masa	kg	275

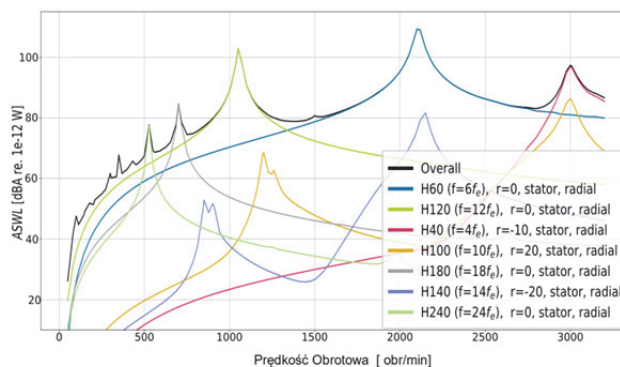
W pierwszej kolejności wykonano analizę modalną pakietu stojana. W wyniku (rys. 2) otrzymano częstotliwość drgań własnych pakietu stojana dla trybu przestrzennego $r=0$ oraz $r=1$. Można zauważyć, że dla $r=0$ częstotliwość ta znajduje się w paśmie, na które wrażliwe jest ludzkie ucho, będzie to potęgowało odczucia nieprzyjemnego dźwięku silnika.



Rys. 2. Analiza modalna pakietu stojana silnika.

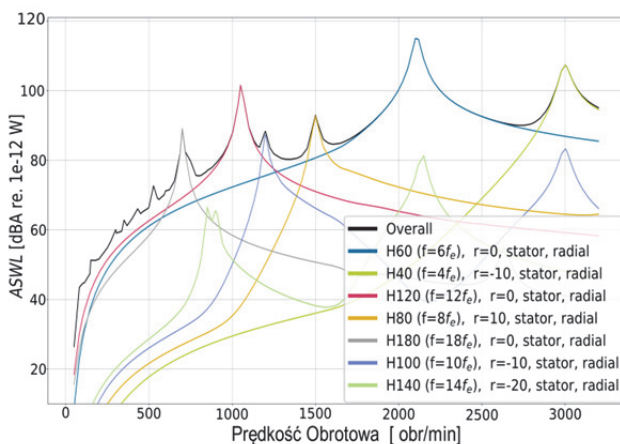
Najniższe rzędy trybów przestrzennych r mają wyższą skuteczność promieniowania [7]. Fale naprężeniowe o trybie przestrzennym $r=0$ muszą być uwzględniane, szczególnie w napędach trakcyjnych. W publikacji [6] wykazano doświadczalnie, a w pracy [13] wykazano analitycznie, że w trakcyjnych maszynach wielobiegunowych głównym źródłem hałasu są siły trybu oddychania $r=0$. Analizowany silnik jest maszyną wielobiegunową $2p=20$ w związku z czym należy się spodziewać bardzo dużego udziału sił trybu $r=0$ w generowanym hałasie.

W kolejnym kroku analizy wykonano obliczenia sił promieniowych i osiowych działających na powierzchnię wewnętrzną pakietu stojana. Na podstawie obliczonych sił wyliczono tzw. ciśnienie Maxwella dla analizowanego silnika oraz przeprowadzono jego analizę harmoniczną. Analiza harmonicznymi gęstości sił promieniowych, z jakimi oddziałuje wirnik silnika na ułożony stojan jest jednym z najważniejszych kroków w zagadnieniu dotyczącym analizy źródeł hałasu akustycznego. Pozwala bowiem wyjaśnić korelację pomiędzy hałasem akustycznym, a wyższymi harmonicznymi gęstości siły promieniowej. Na rysunku 3 oraz rysunku 4 przedstawiono wynik obliczeń wibroakustycznych analizowanego silnika które zostały wykonane przy wykorzystaniu oprogramowania EOMYS MANATEE [https://manatee-software.com]. Jest to oprogramowanie specjalizujące się w symulacjach elektromagnetycznych oraz wibroakustycznych, wykorzystujące hybrydowy subdomenowy model obwodu elektromagnetycznego połączony z obliczeniami metodą elementów skończonych 2D [7].



Rys. 3. Analiza mocy akustycznej dla stanu jałowego modelu silnika SMwsK280M20 bez skosu.

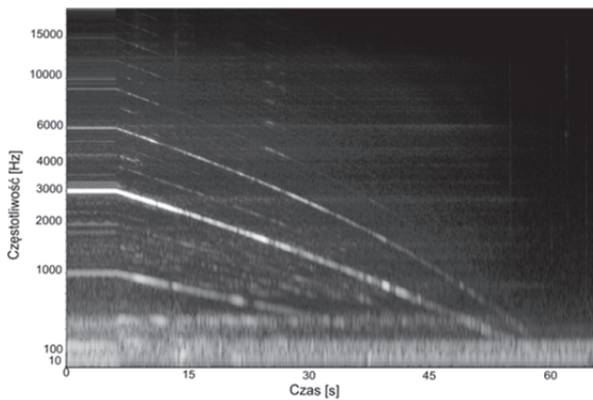
Obliczenia wibroakustyczne silnika zostały przeprowadzone dla uzwojenego obwodu elektromagnetycznego stojana oraz kompletnego wirnika silnika. W obliczeniach wibroakustycznych nie został uwzględniony kadłub, tarcze oraz wał silnika. Obliczenia zostały przeprowadzone dla całego zakresu obciążenia, ponieważ oprogramowanie EOMYS MANATEE pozwala na wybór dowolnego punktu pracy. Na rysunku 3 oraz rysunku 4 przedstawiono wyniki analizy mocy akustycznej z podziałem na poszczególne częstotliwości oraz zaznaczeniem trybów przestrzennych r dla pracy jałowej oraz obciążenia znamionowego silnika trakcyjnego. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń można wywnioskować, że dominującym hałasem zarówno dla biegu jałowego jak również dla obciążenia znamionowego jest hałas trybu przestrzennego $r=0$, o częstotliwości równej 60-krotności prędkości obrotowej w obrotach na sekundę.



Rys.4. Analiza mocy akustycznej dla obciążenia znamionowego modelu silnika SMwsK280M20 bez skosu.

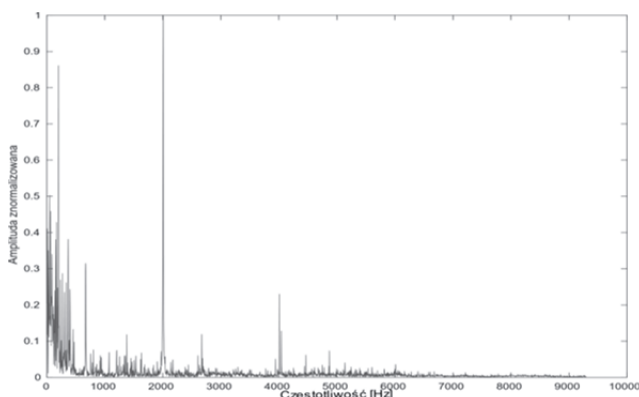
Po przeprowadzeniu analiz teoretycznych, silnik poddano badaniom laboratoryjnym. W pierwszej kolejności wykonano pomiar hałasu generowanego podczas wybiegu silnika od prędkości maksymalnej do zera. Zarejestrowany hałas silnika poddano analizie widmowej, wynik tej analizy przedstawia rysunek 5. Ze względu na to, że badano silnik synchroniczny z magnesami trwałymi, pracujący w strefach stałego momentu oraz stałej mocy z osłabianiem strumienia magnetycznego w szczelinie powietrznej wybieg silnika został wykonany z wykorzystaniem zewnętrznej maszyny napędzającej. Rozpędziła ona badany silnik do prędkości maksymalnej a następnie została wyłączona. Dla tego typu silnika nie ma możliwości wykonania wybiegu na biegu jałowym przy pracy silnikowej, gdyż w drugiej strefie regulacji (stałej mocy) pomimo tego, że moment na wale

jest równy zero, to jednak w uzwojeniu silnika płynie znaczący prąd, który służy do osłabienia strumienia do magnesów trwałych w szczelinie powietrznej. Na podstawie wykonanych wcześniej obliczeń wibroakustycznych oraz analizie wybiegu silnika wybrano prędkości obrotowe, dla których wykonano pomiary w 9 punktach przestrzennych (dla stałej prędkości obrotowej) półsfery otaczającej silnik.



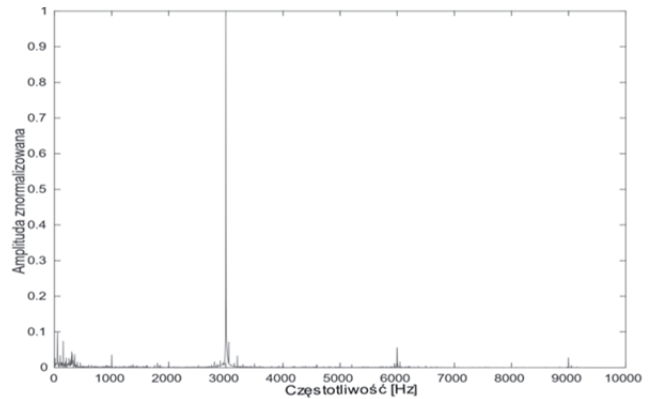
Rys. 5. Analiza wybiegu silnika badanego (od prędkości obrotowej 3000rpm)

Na podstawie przeprowadzonej analizy wybiegu silnika można określić główną składową częstotliwościową hałasu (o największym natężeniu), której częstotliwość w Hz w pierwszych sekundach rozbiegu (stała prędkość obrotowa) równa jest prędkości obrotowej w obrotach na minutę (na wykresie Campbella H60). W tym wypadku miała ona częstotliwość 3000Hz dla prędkości obrotowej 3000 obr/min. W wynikach analizy odnaleźć można również częstotliwości, które są jej wielokrotnością tzn. 6000 Hz oraz 9000Hz, odpowiednio H120 oraz H180 na wykresie Campbella. Ponadto można zauważyć również częstotliwości niższe 1000 Hz – H20, które również wynikają z wykresu Campbella. Możemy stwierdzić, że już na podstawie wyników tej analizy można wyznaczyć częstotliwości główne hałasu jakie będzie emitował silnik. Niestety nie jesteśmy w stanie stwierdzić dla jakiej prędkości obrotowej silnika hałas będzie największy.



Rys.6. Znormalizowane widmo amplitudowe przebiegu pomiarowego hałasu dla 2000 obr/min silnika SMwsK280M20 dla wybranego punktu pomiarowego.

Zgodnie z programem badań oraz polskimi normami pomiar ciśnienia akustycznego jest zawsze wykonywany dla stałej wybranej prędkości obrotowej w 9 przestrzennych punktach pomiarowych półsfery otaczającej silnik. Na podstawie tych pomiarów można określić w jakim kierunku generowanie hałasu jest największe. Dodatkowo na podstawie analizy częstotliwościowej możemy określić co jest podstawą przyczyną hałasu.



Rys.7. Znormalizowane widmo amplitudowe przebiegu pomiarowego hałasu dla 3000 obr/min silnika SMwsK280M20 dla wybranego punktu pomiarowego.

Na rysunkach 6 oraz 7 pokazano przykładowe wyniki analizy częstotliwościowej dla wybranych prędkości obrotowych oraz dla wybranych punktów przestrzennych. Na obu rysunkach widać dominujący prążek częstotliwości równej prędkości obrotowej w obrotach na minutę oraz ich wielokrotności. Ze względu na zastosowanie normalizacji amplitudy, dla 2000 obr/min lepiej widoczne są harmoniczne składowych dodatkowych. Wynika to z mniejszego poziomu amplitudy składowej dominującej (silnik jest cichszy dla tej prędkości niż dla 3000 obr/min).

Podsumowanie i wnioski

Rozwój elektromobilności powoduje, że ważnymi stają się metody analizy hałasu silników trakcyjnych. Analiza wibroakustyczna silników trakcyjnych, szczególnie silników o dużych mocach, jest koniecznością zarówno ze strony producentów napędów, jak również ze strony ich projektantów [14]. Ponieważ wielu producentów silników nie posiada własnych biur projektowych a dokumentację na specjalistyczne maszyny zamawia w wyspecjalizowanych do tego biurach projektowych. Inżynierowie podczas projektowania silnika, do analizy wibroakustycznej, mogą użyć dowolnej metody obliczeniowej. Jednak powinni mieć świadomość wad i zalet każdej z użytych metod, jak również powinni znać ograniczenia jakie są z nimi związane. Użycie metody analitycznej, ze względu na szereg uproszczeń (analiza pakietu stojana jako nie uźłobkowanego) i założeń (analiza silnika bez kadłuba) może powodować znaczące różnice w stosunku do obiektu rzeczywistego. Metoda ta jest obarczona największym błędem i nie zalecane jest jej stosowanie szczególnie w przypadku nowo projektowanych napędach elektrycznych. Druga opisywana metoda, z hybrydowym wykorzystaniem MES 2D, już z samych założeń obarczona jest znacznie mniejszymi błędami i można ją z powodzeniem stosować do nowo projektowanych napędów elektrycznych. Należy mieć jednak na uwadze, że w tej metodzie odwzorowanie kadłuba ze skomplikowanym układem chłodzenia jest bardzo trudne lub wręcz niemożliwe. W związku z tym również ona będzie wprowadzać błędy w stosunku do badań laboratoryjnych rzeczywistego silnika. Metoda analizy trójwymiarowego modelu silnika przy wykorzystaniu metody elementów skończonych, zgodnie ze swoimi założeniami, powinna dostarczyć wyniki najbliższe badaniom laboratoryjnym prototypu silnika. Jednak, aby to było możliwe należy odpowiednio przygotować model, jak również określić parametry mechaniczne materiałów użytych do budowy silnika. Pierwszy z warunków zazwyczaj nie jest problematyczny. W przypadku drugiego warunku bardzo często zdarza się, że do czasu przeprowadzenia badań, samego kadłuba z układem chłodzenia lub już

silnika prototypowego nie znamy parametrów mechanicznych kadłuba i tarcz. W związku z tym obliczenia wibroakustyczne wykonane tą metodą również mogą być obciążone błędem. Dla wszystkich omówionych metod końcowa weryfikacja i tak powinna nastąpić na stanowisku laboratoryjnym, na którym w pierwszym przypadku wykonujemy badania modalne (poszukujemy częstotliwości drgań własnych) samego kadłuba. Następnie po wykonaniu prototypowego silnika, wykonujemy pełne badania wibroakustyczne. Po weryfikacji metody obliczeniowej, dla danego typu silnika, jego kolejne zmodyfikowane wersje mogą być analizowane wibroakustycznie bez potrzeby wykonywania kolejnej wersji silnika oraz przeprowadzania weryfikacji obliczeń wibroakustycznych na kolejnym prototypie silnika.

W przypadku producentów silników należy zastosować inne podejście. W większości przypadków wymagane jest wykonanie prototypu silnika oraz przeprowadzenie jego badań laboratoryjnych. Dla napędów dużych i drogiej opłacalną metodą analizy zaprojektowanego silnika jest wykonanie analizy MES 3D lub przynajmniej metodą hybrydową MES 2D. Ta ostatnia metoda jest szczególnie polecana przez autorów niniejszego artykułu. Wynika to z faktu, że jest metodą, która daje najlepsze rezultaty w stosunku do nakładu czasu obliczeń. Zarówno tego jaki należy poświęcić na opracowanie modelu jak również czasochłonności obliczeń oraz trudności przygotowania modelu. Prowadzone prace badawcze, których wyniki opisano w niniejszym artykule, mają na celu opracowanie wytycznych konstrukcyjnych. Mają one przyczynić się do ograniczenia poziomu generowanego hałasu już na etapie projektowania silników synchronicznych z magnesami trwałymi. Pozwoli to na obniżenie kosztów produkcji a tym samym na poprawę konkurencyjności napędów elektrycznych oferowanych przez Sieć Badawczą Łukasiewicz Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych - KOMEL.

Autorzy: mgr. inż. Emil Król, Sieć Badawcza Łukasiewicz Instytut Napędów i Maszyn Elektrycznych KOMEL, al. Roździeńskiego 188, 40-203 Katowice, E-mail: emil.krol@komet.lukasiewicz.gov.pl; dr hab. inż. Marcin Maciążek, prof. PŚ, Politechnika Śląska, Wydział Elektryczny, Katedra Energoelektroniki, Napędu Elektrycznego i Robotyki, ul. B.Krzywoustego 2, 44-100 Gliwice, E-mail:marcin.maciazek@polsl.pl.

LITERATURA

- [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. 15.
- [2] *Night noise guidelines for Europe*; Hurlley, C., World Health Organization, Eds.; World Health Organization Europe: Copenhagen, Denmark, 2009; ISBN 978-92-890-4173-7.
- [3] Le Besnerais, J. Fast Prediction of Variable-Speed Acoustic Noise Due to Magnetic Forces in Electrical Machines. In

- Proceedings of the 2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM); IEEE: Lausanne, Switzerland, September 2016; pp. 2259–2265.
- [4] Fastl, H.; Zwicker, E. *Psychoacoustics: Facts and Models*; Springer series in information sciences; 3rd. ed.; Springer: Berlin ; New York, 2007; ISBN 978-3-540-23159-2.
- [5] Kwaśnicki S.: Hałas Magnetyczny silników indukcyjnych trójfazowych klatkowych, Branżowy Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Maszyn Elektrycznych KOMEL, Katowice 1998, ISBN83-910585-1-4
- [6] Hofmann A.; Qi, F.; Lange, T.; De Doncker, R.W. The Breathing Mode-Shape 0: Is It the Main Acoustic Issue in the PMSMs of Today's Electric Vehicles? In Proceedings of the 2014 17th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS); IEEE: Hangzhou, China, October 2014; pp. 3067–3073.
- [7] Devillers, E.; Gning, P.; Besnerais, J.L. Effect of Uneven Magnetization on Magnetic Noise and Vibrations in PMSM – Application to EV HEV Electric Motor NVH. In Proceedings of the 2020 International Conference on Electrical Machines (ICEM); IEEE: Gothenburg, Sweden, August 23, 2020; pp. 1786–1792.
- [8] Devillers, E.; Hecquet, M.; Devillers, E.; Le Besnerais, J. A New Hybrid Method for the Fast Computation of Airgap Flux and Magnetic Forces in IPMSM. In Proceedings of the 2017 Twelfth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER); IEEE: Monte-Carlo, Monaco, April 2017; pp. 1–8.
- [9] Wang, Y.; Gao, H.; Wang, H.; Ma, W. NVH Optimization Analysis of Permanent Magnet Synchronous Motor by Rotor Slotting. *Vehicles* 2020, 2, 287–302, doi:10.3390/vehicles2020016.
- [10] Andersson, A.; Thiringer, T. Electrical Machine Acoustic Noise Reduction Based on Rotor Surface Modifications. In Proceedings of the 2016 IEEE Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE); IEEE: Milwaukee, WI, USA, September 2016; pp. 1–7.
- [11] La Delfa, P.; Hecquet, M.; Gillon, F.; Le Besnerais, J. Analysis of Radial Force Harmonics in PMSM Responsible for Electromagnetic Noise. In Proceedings of the 2015 Tenth International Conference on Ecological Vehicles and Renewable Energies (EVER); IEEE: Monte Carlo, March 2015; pp. 1–6.
- [12] Le Besnerais, J. Fast Prediction of Variable-Speed Acoustic Noise Due to Magnetic Forces in Electrical Machines. In Proceedings of the 2016 XXII International Conference on Electrical Machines (ICEM); IEEE: Lausanne, Switzerland, September 2016; pp. 2259–2265.
- [13] Andresen, J.; Vip, S.; Mertens, A.; Paulus, S. Theory of Influencing the Breathing Mode and Torque Pulsations of Permanent Magnet Electric Machines with Harmonic Currents. In Proceedings of the 2020 22nd European Conference on Power Electronics and Applications (EPE'20 ECCE Europe); IEEE: Lyon, France, September 2020; p. P.1-P.9.
- [14] Mao, Y.; Liu, G.; Chen, Q.; Zhou, H. Mitigation of Acoustic Noise by Minimize Torque and Radial Force Fluctuation in Fault Tolerant Permanent Magnet Machines. In Proceedings of the 2014 17th International Conference on Electrical Machines and Systems (ICEMS); IEEE: Hangzhou, China, October 2014; pp. 60–64.