

POLITECHNIKA ŚLĄSKA Wydział Automatyki, Elektroniki i Informatyki Instytut Automatyki

AUTOREFERAT ROZPRAWY DOKTORSKIEJ

Modelowanie i sterowanie drganiami obudów urządzeń w celu aktywnej redukcji hałasu

Modelling and control of device casing vibrations for active reduction of acoustic noise

Stanisław Wrona

Rozprawa doktorska przygotowana pod kierunkiem: prof. dr hab. inż. Marek Pawełczyk

> Czerwiec 2016 Gliwice

Spis treści

1	Wprowadzenie		1
	1.1	Metody pasywne	1
	1.2	Metody aktywne	2
		1.2.1 Aktywna redukcja hałasu	2
		1.2.2 Aktywna strukturalna redukcja hałasu	2
		1.2.3 Aktywna obudowa	3
	1.3	Motywacja	3
	1.4	Cel i teza pracy	3
2	Stan	owisko laboratoryjne	4
3	Model matematyczny		6
4	Wer	yfikacja modelu	7
5	Opt	ymalizacja	9
6	Sterowanie aktywną obudową		12
	6.1	Sterowanie obudową sztywną	12
	6.2	Sterowanie obudową lekką	14
7	Pod	sumowanie	17
Bil	Bibliografia		

1. Wprowadzenie

Maszyny i urządzenia są często dominującym źródłem hałasu w otoczeniu człowieka. W skali przemysłowej (w fabrykach, elektrowniach itp.) wysoki poziom dźwięku może prowadzić do utraty słuchu lub innych problemów zdrowotnych [1]. Hałas często powoduje rozdrażnienie, wpływa negatywnie na system nerwowy, a jak pokazują ostatnie badania, nawet na ostrość widzenia [2]. W przemyśle, jest on niejednokrotnie przyczyną utrudnień w komunikacji pomiędzy personelem, zmniejszając przez to efektywność wykonywanej pracy. Brak możliwości usłyszenia sygnałów alarmowych lub dźwięków związanych z pracą innych urządzeń znacząco zwiększa niebezpieczeństwo. Przekroczenie obowiązujących norm skutkuje koniecznością ograniczenia czasu pracy, zwiększając w ten sposób koszty.

Urządzenia domowe również mogą być źródłem nadmiernego hałasu, choć nie charakteryzują się poziomem dźwięku, który wprost zagrażałby zdrowiu. Mogą one jednak skutecznie utrudniać pracę lub wypoczynek. Ponadto, poziom generowanego hałasu wciąż zyskuje na znaczeniu jako kryterium wyboru produktu przez konsumenta.

1.1 Metody pasywne

Znane i powszechnie stosowane są pasywne metody redukcji hałasu. Najskuteczniejszym podejściem jest działanie bezpośrednio u źródła, dlatego modyfikacja samego urządzenia może stanowić najprostsze rozwiązanie problemu nadmiernego hałasu [3]. Jednak sama poprawa urządzenia często okazuje się niewystarczająca, ponieważ po osiągnięciu pewnej granicy, dalsza korekta własności wibroakustycznych wymagałaby zbyt daleko idącego przeprojektowania urządzenia lub pogorszenia innych jego parametrów.

Razem z modyfikacją urządzenia, można zastosować dodatkowe pasywne bariery dźwiękoizolacyjne i materiały dźwiękochłonne. Jednak pasywne materiały są nieefektywne dla hałasów niskoczęstotliwościowych, a w wielu przypadkach nie mogą być zastosowane, gdyż znacząco zwiększają masę i wymiary urządzeń, lub są przyczyną ich przegrzewania i w konsekwencji awarii.

Kiedy możliwości działania u źródła zostały wyczerpane, można zabezpieczyć odbiorcę stosując personalne środki ochrony słuchu. Jednak utrudniają one efektywną pracę i są niewygodne dla użytkowników. Posiadają one również inną istotną wadę. Razem z hałasem tłumią one również dźwięki pożądane—komunikacje pomiędzy pracownikami, czy sygnały alarmowe (wyjątkiem są aktywne ochronniki słuchu wspierające komunikację [4]).

Kiedy możliwości metod pasywnych zostają wyczerpane, alternatywnie zastosować można metody aktywne. Skutecznie uzupełniają one metody pasywne w ich najsłabszych punktach—niskim paśmie częstotliwości oraz problemach związanych z odprowadzaniem ciepła.

1.2 Metody aktywne

W metodach aktywnych, w przeciwieństwie do metod pasywnych, wprowadzana jest dodatkowa energia do układu poprzez zestaw elementów wykonawczych. Otrzymywana jest wtedy wtórna odpowiedź układu, która nakłada się na pierwotne zakłócenie. W efekcie, finalna odpowiedź układu jest redukowana (destrukcyjna interferencja) lub modyfikowana w zadany sposób.

Aktywna redukcja jest szczególnie skuteczna dla hałasu niskoczęstotliwościowego, gdzie metody pasywne są nieefektywne [5]. Stąd łączne zastosowanie metod pasywnych i aktywnych, uzupełniających się własnościami, stanowi atrakcyjne rozwiązanie. Alternatywnie, elementy pasywne mogą zostać zastąpione odpowiednim układem aktywnym, aby zredukować masę lub wymiary urządzenia, albo poprawić możliwości odprowadzania ciepła.

1.2.1 Aktywna redukcja hałasu

W klasycznej aktywnej redukcji hałasu (Active Noise Control; ANC) stosowane są głośniki i mikrofony w celu sterowania. Jednak w przestrzeni trójwymiarowej, ANC napotyka wiele trudności związanych z dużą zależnością od otoczenia, wysokim zużyciem energii i powstawaniem jedynie lokalnych stref ciszy. Jest to podejście szczególnie kłopotliwe w zastosowaniu gdy źródło hałasu jest rozłożone na wielu powierzchniach, tak jak to ma miejsce w przypadku urządzeń. Wymagane jest wtedy użycie znacznej liczby mikrofonów i głośników, co jest niepraktyczne lub nawet niemożliwe. Alternatywnie, można umieścić wzbudniki drgań (np. elektrodynamiczne lub piezoelektryczne) bezpośrednio na strukturze odpowiedzialnej za emisję/transmisję dźwięku. Takie podejście nazywane jest aktywną strukturalną redukcją hałasu (Active Structural Acoustic Control; ASAC) [6].

1.2.2 Aktywna strukturalna redukcja hałasu

Celem metod ASAC jest redukcja lub zmiana rozkładu drgań w taki sposób, aby minimalizować poziom ciśnienia akustycznego lub inną powiązaną wielkość fizyczną. W niektórych przypadkach, całkowita amplituda drgań może zostać nawet zwiększona, jeśli skutkiem będzie zmniejszenie emisji akustycznej do otoczenia.

Jeśli podejście ASAC może być zastosowane, charakteryzuje się szeregiem zalet względem klasycznego ANC: (i) w ogólnym przypadku wymaga mniejszej liczby elementów wykonawczych aby osiągnąć redukcję globalną [7], (ii) zużywa mniej energi, a także (iii) wykorzystywane elementy wykonawcze mogą być zintegrowane z drgającą strukturą, przez co są niewidoczne dla użytkownika. W pewnych zastosowaniach, np. wykorzystując mikrofony wirtualne [8], czujniki również mogą zostać zintegrowane. W literaturze znane są zastosowania ASAC dla pojedynczych barier. Celem niniejszej pracy jest rozszerzenie tego podejścia dla całych obudów urządzeń, dalej nazywając takie rozwiązanie *metodą aktywnej obudowy* [9].

1.2.3 Aktywna obudowa

Jeśli urządzenie generujące hałas zamknięte jest w cienkościennej obudowie, lub jeśli można je otoczyć dodatkową cienkościenną obudową, taka struktura jako całość może zostać wykorzystana jako bariera w układzie ASAC. Jeśli poprawnie zaimplementowana, metoda ta skutkuje globalną redukcją hałasu, zamiast utworzenia lokalnych stref ciszy. Takie rozwiązanie nie wymaga modyfikacji urządzenia, nie wpływa również na jego regularną pracę, lecz pozwala zamknąć źródło hałasu w obudowie, izolując je akustycznie od otoczenia.

1.3 Motywacja

Hałas generowany przez maszyny i urządzenia jest częstym i uciążliwym problemem dla ich użytkowników. Metoda aktywnej obudowy jest wysoce interesującą alternatywą w sytuacjach kiedy metody pasywne są nieskuteczne lub niepraktyczne. Metoda ta pozwala zachować pierwotne drogi odprowadzania ciepła. Ponadto nie skutkuje znaczącym zwiększeniem wymiarów i masy urządzenia.

Podejście to można zastosować we współpracy z innymi metodami redukcji hałasu. Jeśli urządzenie wymaga kanałów wentylacyjnych, dodatkowe systemy ANC mogą zostać użyte, aby uniknąć wycieku akustycznego przez otwory. Z drugiej strony, aby zapewnić najwyższą izolację akustyczną urządzenia, metoda aktywnej obudowy może zostać zastosowana wraz z pasywnymi materiałami dźwiękoizolacyjnymi i dźwiękochłonnymi.

Biorąc pod uwagę powyższe zalety, metoda aktywnej obudowy reprezentuje wysoki potencjał do zastosowania w praktyce. Jest to ważny i interesujący temat również z naukowego punktu widzenia, ponieważ do tej pory nie były publikowane w literaturze prace, znane autorowi, które rozważałyby aktywne sterowanie jednocześnie wieloma ścianami lub całymi obudowami urządzeń w celu redukcji hałasu.

1.4 Cel i teza pracy

Celem pracy jest rozwinięcie metody aktywnej obudowy, jako sposobu redukcji hałasu generowanego przez maszyny i urządzenia. Teza pracy została sformułowana w następujący sposób:

Możliwa jest redukcja drgań ścian obudowy urządzenia metodą pasywną dzięki optymalnemu rozmieszczeniu lokalnych wzmocnień oraz mas na ścianach obudowy, a także zmniejszenie emisji hałasu globalnie do otoczenia metodą aktywną dzięki optymalnemu rozmieszczeniu wzbudników drgań i czujników.

2. Stanowisko laboratoryjne

Aby stopniować złożoność rozważanego problemu, początkowo przygotowano stanowisko badawcze wyposażone w *sztywną obudowę* o ciężkiej konstrukcji szkieletowej (patrz Rys. 2.1), która zapewnia znaczącą izolację wibracyjną poszczególnych ścian obudowy między sobą. Stanowiło to ułatwienie na początkowym etapie badań, ponieważ dopuszczalne było dzięki temu oddzielne modelowanie matematyczne poszczególnych ścian obudowy oraz synteza niezależnych układów sterowania dla każdej ze ścian. Obudowa sztywna cechuje się ponadto wysoką uniwersalnością, umożliwiając mocowanie (przykręcanie) w swobodny sposób paneli od wewnątrz i od zewnątrz ramy, co pozwala na badanie własności obudowy o ścianach jedno- i dwupanelowych, wykonanych z paneli o różnych materiałach (stal, aluminium, materiały dźwiękoizolacyjne itp.) oraz o różnych grubościach [10].

W drugim etapie badań, rozważono *lekką obudowę* (patrz Rys. 2.2), która w stosunku do obudowy sztywnej, została pozbawiona ciężkiej ramy. Poszczególne ściany zostały połączone ze sobą bezpośrednio, tworząc samonośną konstrukcje. Takie rozwiązanie znacząco zwiększyło sprzężenia wibracyjne pomiędzy ścianami obudowy, jednak jest to efekt zamierzony, ponieważ występuje on w przypadku wielu rzeczywistych obudów urządzeń. Analizując odpowiedzi częstotliwościowe obudowy lekkiej, również dla niej zdecydowano się na modelowanie matematyczne każdej ze ścian oddzielnie (głównie na potrzeby optymalizacji rozmieszczenia elementów wykonawczych i pomiarowych). Stanowiło to pewne uproszczenie, jednak dowiedziono, że w dominującej części drgania własne obudowy powstają w obrębie poszczególnych ścian, przenosząc się następnie na pozostałą część rozważanej struktury. Założono zatem, że jeśli rozpatrywane rezonanse będą uwzględnione w modelowaniu ściany w obrębie której powstają (i dalej w optymalizacji dla niej rozmieszczenia elementów wykonawczych i pomiarowych), będą on również sterowalne i obserwowalne dla całej obudowy. Będzie



(a) Zdjęcie z zewnątrz obudowy.(b) Zdjęcie wnętrza obudowy.Rysunek 2.1: Zdjęcia obudowy sztywnej z elementami wykonawczymi i pomiarowymi.



(a) Zdjęcie z zewnątrz obudowy.(b) Zdjęcie wnętrza obudowy.Rysunek 2.2: Zdjęcia obudowy lekkiej z elementami wykonawczymi i pomiarowymi.

zatem możliwa redukcja hałasu w paśmie częstotliwości, w którym rozpatrywane rezonanse dominują. Natomiast algorytm sterowania obudową elastyczną dla osiągnięcia właściwej efektywności, uwzględnia sprzężenia między ścianami, tworząc jeden zintegrowany wielowymiarowy układ dla całej konstrukcji.

Skonfigurowane stanowiska obejmujące opisane dwa typy aktywnych obudów zostały wyposażone w elementy wykonawcze w postaci wzbudników elektrodynamicznych oraz czujniki pomiarowe w postaci akcelerometrów i mikrofonów. Wśród mikrofonów można wyróżnić *mikrofony zewnętrzne* i *mikrofony międzypłytowe* (dla konfiguracji dwupanelowej), które służyły pozyskaniu sygnałów błędu. A także trzy *mikrofony obserwacyjne*, służące wyłącznie ocenie jakości uzyskanej redukcji hałasu (ich rozmieszczenie odpowiada potencjalnych lokalizacjom użytkowników urządzenia). Przykładowa konfiguracja stanowiska dla obudowy sztywnej została pokazana na Rys. 2.3. Jednak analogiczna konfiguracja była wykorzystywana również dla obudowy lekkiej.



Rysunek 2.3: Schematyczne przedstawienie stanowiska laboratoryjnego ze sztywną aktywną obudową. Wszystkie wymiary zostały podane w [mm].

3. Model matematyczny

Sformułowanie modelu matematycznego rozpatrywanych obudów urządzeń niesie ze sobą szereg korzyści. Jeśli model został poprawnie zweryfikowany, może zostać wykorzystany do symulacji i analizy obiektu, co ułatwia lepsze zrozumienie zachodzących w nim zjawisk. Może zostać użyty do wstępnej weryfikacji syntezowanych układów sterowania. A także, co jest szczególnie ważne w niniejszej rozprawie, może zostać wykorzystany do optymalizacji samej struktury—aby kształtować odpowiedź częstotliwościową obudowy lub zwiększyć jej podatność na sterowanie. A także, by korzystnie rozmieścić elementy wykonawcze i pomiarowe na powierzchni obudowy, umożliwiając skuteczne działanie układu sterowania. Wszystkie powyższe zastosowania modelu matematycznego stanowią istotną wartość i uzasadniają podjęcie się sformułowania go we właściwej formie.

Opierając się o wnioski z analizy wibroakustycznej obudów (opisane w poprzednim rozdziale), każda ze ścian jest modelowania oddzielnie. Jest to intuicyjne podejście dla obudowy sztywnej, gdzie izolacja poszczególnych ścian jest dobrze widoczna. Jednakże, takie samo podejście użyto wobec lekkiej obudowy, gdyż jej odpowiedź częstotliwościową można zdekomponować na odpowiedzi poszczególnych ścian [11].

Wyprowadzony w rozprawie model łączy opis matematyczny wielu zjawisk, które do tej pory w literaturze były rozpatrywane oddzielnie. Obejmują one teorie cienkich i grubych płyt, elastyczne warunki brzegowe, model tłumienia termoelastycznego, i obciążenie płyty dodatkowymi elementami—masami, usztywnieniami, elementami wykonawczymi i pomiarowymi [12] (które zostały przedstawione na Rys. 3.1). Układ równań różniczkowych cząstkowych został rozwiązany metodą Rayleigha-Ritza. Następnie został zapisany w wygodnej postaci przestrzeni stanów. Umożliwia on obliczenie częstotliwości i postaci drgań własnych ścian obudów. A jeśli rozpatrywany jest układ aktywny, umożliwia obliczenie miar sterowalności i obserwowalności układu.



Rysunek 3.1: Prostokątna płyta (1) ze wzbudnikami (2), czujnikami (3), masami (4) oraz usztywnieniami (5) na jej powierzchni—wizualizacja w rzucie izometrycznym.

4. Weryfikacja modelu

Zanim model opisany w poprzednim rozdziale może być wykorzystany do szczegółowej analizy i optymalizacji drgającej struktury, musi najpierw zostać dokładnie zweryfikowany. W tym celu wyniki otrzymane na pomocą modelu dla różnych przypadków są porównywane z wynikami innych metod numerycznych i z wynikami eksperymentalnymi (włączając metodę elementów skończonych używając środowisko ANSYS, badania eksperymentalne przeprowadzone przez autora i wyniki uzyskane przez innych autorów dostępne w literaturze). Model jest weryfikowany poprzez otrzymane częstotliwości i postacie drgań własnych oraz odpowiedzi częstotliwościowe.

W eksperymentach przeprowadzonych przez autora, pomiar częstotliwości i postaci drgań własnych został wykonany za pomocą wibrometru laserowego PDV-100 (mierzącego bezkontaktowo prędkość płyty normalną do jej powierzchni). W celu pobudzenia ścian obudowy do drgań, wykorzystany został głośnik umieszczony na dnie badanej obudowy. Przykład zaobserwowanej postaci drgań obudowy lekkiej został przedstawiony na Rys. 4.1.

Przykład weryfikacji modelu z wynikami eksperymentalnymi uzyskanymi dla obudowy sztywnej, został przedstawiony na Rys. 4.2. Badana ściana obudowy była wykonana ze szczotkowanego aluminium o grubości 1 mm. Odpowiedź na pobudzenie sygnałem losowym została zmierzona w 400 równomiernie rozłożonych punktach [13] (odległość pomiędzy sąsiednimi punktami pomiarowymi wynosiła 20 mm). Ze względu na proces produkcji płyty, reprezentuje ona własności ortotropowe—pomimo kwadratowego kształtu płyty, częstotliwości drgań własnych np. dla mody drugiej i trzeciej nie są równe, tak jak to powinno mieć miejsce, gdyby materiał płyty był w pełni



Rysunek 4.1: Trójwymiarowa wizualizacja zmierzonych drgań obudowy lekkiej, dla przykładowego pobudzenia o częstotliwości 155 Hz (rezonans ściany górnej; wymiary podane w [m]).



izotropowy. Na podstawie wyników przedstawionych w rozprawie, stwierdzono wysoką zgodność modelu z zachowaniem rzeczywistych konstrukcji (zarówno obudowy sztywnej, jak i lekkiej). Zatem model może zostać zastosowany do celów optymalizacji.

Rysunek 4.2: Porównanie pierwszych 11 częstotliwości i postaci drgań własnych ściany obudowy sztywnej, obliczonych za pomocą modelu i zmierzonych eksperymentalnie nieobciążona płyta aluminiowa o grubości 1 mm.

5. Optymalizacja

Odpowiedź rzeczywistego obiektu pobudzonego do drgań jest determinowana jego konstrukcją mechaniczną. Nawet niewielka modyfikacja struktury może silnie wpłynąć na jego charakterystyki częstotliwościowe. Z drugiej strony, właściwe działanie układu aktywnej redukcji drgań/hałasu jest wysoce zależne od samego obiektu i rozmieszczonych na nim elementów wykonawczych i pomiarowych. Jest zatem bardzo ważne, aby aktywne sterowanie obiektem takim jak rozważana obudowa urządzenia, było poprzedzone dogłębną analizą jego konstrukcji mechanicznej. Z jednej strony, aby maksymalizować podatność obiektu na sterowanie za pomocą dopuszczalnych modyfikacji struktury (np. montując na niej dodatkowe elementy pasywne w celu korzystnego kształtowania odpowiedzi częstotliwościowej [14, 15]). Z drugiej strony, aby właściwie rozmieścić elementy wykonawcze i pomiarowe, wykorzystując jak najlepiej ich możliwości (np. maksymalizując miary sterowalności i obserwowalności otrzymanego układu [16, 17]).

Jednym z podejść, który umożliwia poprawę własności obiektu, jest użycie algorytmu optymalizacji. Aby go zastosować, najpierw musi zostać sformułowany i zweryfikowany model teoretyczny rozpatrywanej struktury. Cele i ograniczenia również muszą zostać zdefiniowane w odpowiedniej formie. Następnie, algorytm optymalizacji musi zostać wybrany i uruchomiony wykorzystując wcześniej wymienione elementy. Jakość otrzymanych wyników zależy zarówno od dokładności modelowania, jak i skuteczności wybranego algorytmu optymalizacji.

W przedstawionej rozprawie, do celów optymalizacji wykorzystany został model ściany obudowy, który wcześniej został wyprowadzony i zweryfikowany. Różne scenariusze i odpowiadające im funkcje kosztów zostały rozpatrzone, uwzględniając zastosowania zarówno pasywne, jak i aktywne. Algorytm memetyczny został wybrany do optymalizacji rozpatrywanych struktur. We wszystkich rozpatrywanych przypadkach zostało przyjęte, że pewna konstrukcja mechaniczna jest już dostępna, i może zostać zmodyfikowana przez dodanie pewnych elementów (a nie całkowicie przeprojektowana, choć prezentowane podejście również może być w użyte na etapie projektu). Ponadto, żadne podjęte działania nie powinny zakłócać naturalnej pracy urządzenia (nie powinny wpływać zauważalnie na jego parametry, np. odprowadzanie ciepła, wymiary czy całkowitą masę).

Najpierw została zaproponowana i w praktyce przetestowana metoda identyfikacji parametrów modelu, wykorzystując algorytm optymalizacji. Została ona z powodzeniem użyta do identyfikacji warunków brzegowych ścian obudowy lekkiej [18].

Następnie, sama struktura została poddana optymalizacji. Korzystne rozmieszczenie elementów pomiarowych i wykonawczych zostało znalezione dla obudowy sztywnej i lekkiej [11], bazując na miarach sterowalności i obserwowalności układu (przykładowe wyniki optymalizacji zostały przedstawione na Rys. 5.1). Jest to często kluczowy etap przygotowań układu aktywnej redukcji, który jeśli zostanie pominięty, może znacząco pogorszyć finalne działanie układu przez braki sterowalności i obserwowalności.



Rysunek 5.1: Rozmieszczenie wzbudników na ścianach obudowy lekkiej, będące wynikiem optymalizacji. Dwie pary ścian są symetryczne (lewa i prawa, tylna i przednia), dlatego tylko jedna ściana z każdej pary jest prezentowana.

Zaproponowana została metoda kształtowania odpowiedzi częstotliwościowej ścian obudowy. Została ona zweryfikowana dla szeregu scenariuszy, rozważających zastosowania pasywne i aktywne. Wykonane zostały badania symulacyjne i eksperymentalne.

Zaprezentowany został poniżej przykładowy scenariusz, w którym celem jest oddalenie częstotliwości drgań własnych ściany obudowy jak najdalej od zadanej częstotliwości. Może to odpowiadać praktycznej sytuacji, w której znana jest częstotliwość zakłócenia i celem jest uniknięcie wzbudzenia rezonansu ściany, zwiększając tym samym jej pasywną izolacyjność. Dla zadanej częstotliwości równej 175 Hz została przeprowadzona optymalizacja rozmieszczenia dwóch mas i dwóch usztywnień. Wyniki optymalizacji w postaci obliczonej teoretycznie odpowiedzi częstotliwościowej płyty oraz rozmieszczenia mas i usztywnień zostały przedstawione na Rys. 5.2. Z kolei na Rys. 5.3 widoczna jest uśredniona po powierzchni płyty odpowiedź częstotliwościowa rzeczywistej ściany obudowy (pomiar został wykonany wibrometrem laserowym; stanowisko laboratoryjne zostało przedstawione na Rys. 5.4). Analizując otrzymane wyniki, można ocenić, że założony cel został osiągnięty w satysfakcjonującym stopniu. Uzyskana dolina antyrezonansowa w okolicy założonej częstotliwości 175 Hz jest nieznacznie przesunięta w stronę niższych częstotliwości, niż wynikałoby to z obliczeń teoretycznych, jednakże nadal wysoki margines bezpieczeństwa został zachowany do najbliższej częstotliwości drgań własnych równej 203 Hz. W efekcie, w okolicy zadanej częstotliwości osiągnięte zostało zwiększenie izolacyjności akustycznej i wibracyjnej. Niewielkie różnice między obliczeniami teoretycznymi a pomiarami można wyjaśnić niedoskonałym połączeniem elementów z płytą za pomocą dostępnego na rynku kleju. Dokładność rozmieszczenia elementów na płycie również ma znaczenie. Jednak przeprowadzony eksperyment zdecydowanie potwierdza poprawność i użyteczność zastosowanej metody kształtowania odpowiedzi częstotliwościowej.



Rysunek 5.2: Teoretyczna odpowiedź częstotliwościowa płyty (linia ciągła - płyta z elementami; linia przerywana - płyta nieobciążona) oraz wizualizacja rozmieszczenia dodatkowych elementów (okręgi - dodatkowe masy; linie - usztywnienia).



Rysunek 5.3: Eksperymentalnie zmierzona odpowiedź częstotliwościowa płyty (linia ciągła płyta z elementami; linia przerywana - płyta nieobciążona) oraz wizualizacja rozmieszczenia dodatkowych elementów (okręgi - dodatkowe masy; linie - usztywnienia).



Rysunek 5.4: Stanowisko laboratoryjne ze ścianą obudowy sztywnej i zamocowanymi na niej dodatkowymi elementami (dla ułatwienia montażu, drugie usztywnienie zostało przytwierdzone od strony wewnętrznej).

6. Sterowanie aktywną obudową

Po przeprowadzeniu właściwej analizy drgającej struktury, kiedy elementy wykonawcze i pomiarowe (oraz masy i usztywnienia, jeśli były wymagane) zostały właściwie rozmieszczone, może zostać podjęte zadanie sterowania. Ostateczny cel jest wspólny dla wszystkich wykonanych eksperymentów—redukcja emisji hałasu urządzenia, osiągając redukcję globalną zamiast lokalnych stref ciszy. Jednakże, aby osiągnąć ten cel, różne sygnały i różne strategie sterowania zostały zastosowane i porównane.

We wszystkich eksperymentach aktywnej redukcji, wykorzystany został adaptacyjny układ sterowania ze sprzężeniem w przód. Jest on oparty o normalizowany algorytm FxLMS (Filtered-x Least Mean Squares) z wyciekiem, użyty do aktualizacji parametrów filtrów sterujących. Adaptacja została wprowadzona, aby nadążyć za możliwymi niestacjonarnościami zakłócenia lub zmianami obiektu, np. ze względu na zmiany temperatury [19]. Wśród rozpatrzonych strategii sterowania, można wyróżnić dwa ogólne podejścia. W pierwszym, niezależny układ sterowania jest użyty dla każdej ze ścian obudowy [20, 21]. W drugim podejściu, stosowany jest wspólny układ sterowania dla całej obudowy, wykorzystując modyfikacje z przełączanym sygnałem błędu [22]. Została ona wprowadzona aby uwzględnić informację o sprzężeniach skrośnych, przy zachowaniu mniejszej złożoności obliczeniowej algorytmu. Ceną tego podejścia jest spowolniona zbieżność algorytmu, jednakże jest to wydłużenie czasu zbieżności z kilku sekund (dla niezależnych układów sterowania) do kilkudziesięciu sekund w przypadku wspólnego układu. Nadal jest to czas w pełni zgodny z praktycznymi wymaganiami (taki układ może pracować wiele godzin, dlatego kilkadziesiąt sekund przeznaczonych na początkowe zbiegnięcie się algorytmu jest akceptowalne).

6.1 Sterowanie obudową sztywną

Pierwsza została rozważona obudowa sztywna. Wykorzystując izolację wibracyjną i akustyczną pomiędzy ścianami, każda z nich jest sterowana niezależnie (używane jest pierwsze podejście). Zależnie od zastosowanej konfiguracji, sygnał błędu jest pozyskiwany przez mikrofony zewnętrzne, mikrofony międzypłytowe, lub akcelerometry. Również rozważone są obydwa warianty obudowy, ze ścianami jedno- i dwupanelowymi, otrzymując łącznie pięć konfiguracji (zastosowanie mikrofonów międzypłytowych nie jest możliwe dla obudowy o ścianach jednopanelowych).

We wszystkich prezentowanych eksperymentach zakłóceniem pierwotnym był sygnał tonalny o częstotliwości zwiększanej o 1 Hz, w zakresie od 20 do 500 Hz. Sterowanie odbywało się za pomocą łącznie 15 wzbudników (po 3 wzbudniki na ścianę). Jakość sterowania była oceniana przez osiągnięty poziom redukcji mierzony wyłącznie przez mikrofony obserwacyjne (nie wykorzystywane do celów sterowania).

Dla każdej badanej częstotliwości zakłócenia pierwotnego, przeprowadzony został 15-sekundowy eksperyment. W pierwszych 4 sekundach sterowanie było wyłączone i estymowana była wariancja sygnałów mierzonych przez różne czujniki jako poziom



Rysunek 6.1: Porównanie średniej redukcji mierzonej przez mikrofony obserwacyjnecharakterystyki częstotliwościowe uzyskane dla obudowy sztywnej jednopanelowej.



Rysunek 6.2: Porównanie średniej redukcji mierzonej przez mikrofony obserwacyjnecharakterystyki częstotliwościowe uzyskane dla obudowy sztywnej dwupanelowej.

odniesienia. Następnie uruchamiany był algorytm sterowania. Kiedy adaptacja algorytmu osiągnęła zbieżność, ostatnie 4 sekundy eksperymentu zostały użyte do ponownej estymacji wariacji i obliczenia osiągniętej redukcji [23].

Porównanie osiągniętej średniej redukcji dla obudowy o ścianach jednopanelowych zostało przedstawione na Rys. 6.1, a dwupanelowej na Rys. 6.2. Wykorzystanie mikrofonów zewnętrznych pozwalało osiągnąć wyższe poziomy redukcji dla obudowy jednopanelowej niż dwupanelowej. Jednakże obudowa dwupanelowa charakteryzuje się wyższym tłumieniem pasywnym, i finalny poziom dźwięku w pomieszczeniu był podobny lub niższy niż dla obudowy jednopanelowej. Ponadto, dla układu z mikrofonami zewnętrznymi, sterowanie niezależne każdą ze ścian działało prawidłowo dla niskich częstotliwości do ok. 250 Hz. Dla wyższych częstotliwości, sprzężenia skrośne pomiędzy ścianami stają się silniejsze i układ zaczyna działać gorzej. Można jednak rozwiązać ten problem stosując modyfikację z przełączanym sygnałem błędu, co zostało pokazane dla obudowy lekkiej.

Dla obudowy dwupanelowej, mikrofony międzypłytowe okazały się lepszym źródłem sygnału błędu niż mikrofony zewnętrzne. Algorytm działał stabilnie dla pasma częstotliwości nawet do 400 Hz (przy analogicznym sterowaniu niezależnym dla każdej ściany). Rozwiązanie jest to również praktycznie bardziej atrakcyjne, gdyż mikrofony są zintegrowane z obudową. Dzięki temu są też mniej podatne na zakłócenia zewnętrzne. Dlatego dla obudów dwupanelowych, rekomendowane jest stosowanie mikrofonów międzypanelowych. Ponadto, w tym wypadku również mógłaby zostać zastosowana modyfikacja z przełączanym sygnałem błędu aby rozszerzyć pasmo działania algorytmu.

Natomiast układy działające z akcelerometrami działały ogólnie gorzej niż układy oparte o mikrofony (jeśli stosowany był nieprzetworzony sygnał wprost z akcelerometrów). Takie podejście może być skuteczne dla redukcji drgań w punktach pomiarowych, jednak niekoniecznie oznacza to skuteczną redukcje emisji hałasu. Jednakże, może zostać zastosowana metoda mikrofonów wirtualnych [24], która również wykorzystuje akcelerometry, choć odpowiednio wcześniej przetwarzając mierzony sygnał.

6.2 Sterowanie obudową lekką

W następnej kolejności, zbadana została obudowa lekka. Ze względu na silne sprzężenia wibracyjne i akustyczne pomiędzy ścianami, obydwa podejścia sterowania zostały zastosowane (niezależne układy i jeden wspólny układ sterowania). Tylko mikrofony zewnętrzne są używane do pozyskania sygnałów błędu (mikrofony międzypłytowe nie są możliwe do zastosowania, a akcelerometry osiągały analogiczne wyniki jak dla obudowy sztywnej, dlatego ich wyniki zostały pominięte).

W prezentowanych eksperymentach zakłóceniem pierwotnym ponownie był sygnał tonalny, o częstotliwości zwiększanej co 4 Hz, w zakresie od 1 do 500 Hz. Sterowanie odbywało się za pomocą łącznie 21 wzbudników (5 wzbudników na ścianie górnej i po 4 wzbudniki na pozostałych ścianach). Jakość sterowania była oceniana przez osiągnięty poziom redukcji mierzony wyłącznie przez mikrofony obserwacyjne (nie wykorzystywane do celów sterowania). Schemat przeprowadzanych eksperymentów był analogiczny jak dla obudowy sztywnej, lecz wydłużony został czas przeznaczony na adaptację (do 25 lub 60 sekund).

Wyniki w dziedzinie czasu przykładowego eksperymentu z układem zintegrowanym zostały przedstawione na Rys. 6.3. Pierwsze pięć wierszy przedstawia sygnały sterujące, gdzie zaobserwować można szybkość zbieżności. W szóstym wierszu pokazane są sygnały błędu. W siódmym wierszu widoczne są sygnały zmierzone przez trzy mikrofony obserwacyjne.

Na Rys. 6.4 przedstawione zostały charakterystyki częstotliwościowe dla eksperymentu ze zintegrowanym układem sterowania. W ostatnim wierszu, widoczna jest średnia redukcja widoczna przez mikrofony obserwacyjne—stanowi to główny punkt oceny jakości sterowania. Pozostałe charakterystyki pokazują osiągnięte poziomy wariancji sygnałów mierzonych przez poszczególne mikrofony błędu i mikrofony obserwacyjne, bez sterowania (kolor niebieski) i ze sterowaniem (kolor zielony). Dodatkowo, pod każdym wykresem, pokazana jest charakterystyka redukcji, jako różnica między poziomami przed i po włączeniu sterowania (oznaczona kolorem czerwonym). Porównanie średnich poziomów redukcji dla algorytmów ze sterowaniem niezależnym i zintegrowanym, zostało pokazane na Rys. 6.5. Układ ze sterowaniem zintegrowanym działał poprawnie dla pasma częstotliwości do 400 Hz. Za wyjątkiem najniższych częstotliwości, gdzie wzbudnikom inercyjnym brakowało mocy, poziom hałasu mierzony przez mikrofony błędu redukowany był do poziomu tła. Dla wyższych częstotliwości, redukcja stawała się słabsza, jednak nigdy nie nastąpiło wzmocnienie hałasu. Warto również ocenić sygnały mierzone przez mikrofony obserwacyjne. Choć poziomy redukcji dla układu zintegrowanego generalnie są wyższe niż dla układów niezależnych, pasmo redukcji globalnej jest niemal takie samo (powyżej pewnej częstotliwości, pomimo że redukowany jest sygnał błędu, redukcja przestaje mieć charakter globalny). Jedną z przyczyn może być odległość pomiędzy mikrofonami błędu względem zmniejszającej się długości fali akustycznej zakłócenia pierwotnego wraz ze wzrostem częstotliwości. W tej sytuacji większa liczba mikrofonów lub czujniki rozłożone objętościowo powinny zostać zastosowane, aby rozszerzyć dalej zakres częstotliwości, w którym osiągana jest redukcja globalna.



Rysunek 6.3: Wykresy w dziedzinie czasu dla przykładowego eksperymentu z zakłóceniem pierwotnym o częstotliwości 129 Hz, wykonanego dla lekkiej obudowy.



Rysunek 6.4: Charakterystyki częstotliwościowe dla eksperymentu przeprowadzonego dla lekkiej obudowy i zintegrowanego algorytmu sterowania.



Rysunek 6.5: Porównanie średniej redukcji mierzonej przez mikrofony obserwacyjnecharakterystyki częstotliwościowe uzyskane dla obudowy lekkiej.

7. Podsumowanie

Rozprawa przedstawia rozwinięcie metody aktywnej obudowy, jako skutecznej techniki redukcji nadmiernego hałasu generowanego przez maszyny i urządzenia. Badania koncentrują się na osiągnięciu globalnej redukcji hałasu (w całym pomieszczeniu) zamiast lokalnych stref ciszy. Podjęte tematy obejmują szeroki zakres zagadnień, począwszy od modelowania matematycznego obudowy urządzenia, po implementację adaptacyjnego wielokanałowego układu sterowania pracującego w czasie rzeczywistym.

Najpierw przedstawione i omówione zostało stanowisko laboratoryjne przeznaczone do eksperymentów aktywnej redukcji, składające się z zestawu różnych obudów urządzeń. Aby stopniować złożoność rozważanego problemu, najpierw badana była obudowa sztywna, która ograniczała sprzężenia wibracyjne pomiędzy ścianami. W dalszej kolejności badana była obudowa lekka, charakteryzująca się silnymi sprzężeniami pomiędzy ścianami obudowy. Dyskusja obejmowała praktyczne aspekty związane z konfiguracją stanowiska laboratoryjnego, wibroakustyczną analizą wykorzystywanych obudów oraz wyborem odpowiednich elementów pomiarowych i wykonawczych.

Model matematyczny ścian obudów urządzeń został wyprowadzony i zweryfikowany dla szerokiej gamy przypadków. Model choć oparty o znane teorie, łączył opis matematyczny wielu zjawisk, które do tej pory w literaturze były rozpatrywane oddzielnie. Obejmują one teorie cienkich i grubych płyt, elastyczne warunki brzegowe, model tłumienia termoelastycznego, i obciążenie płyty dodatkowymi elementami masami, usztywnieniami, elementami wykonawczymi i pomiarowymi. Zostały one zintegrowane w formie wygodnego w użyciu modelu przestrzeni stanów. Ułatwia on dalszą analizę i symulację modelu. Dodatkowo, zaproponowana i zastosowana została metoda identyfikacji parametrów modelu, wykorzystując pomiar eksperymentalny i algorytm optymalizacji.

Wyprowadzony model został wykorzystany w szeregu problemów optymalizacji. Algorytm memetyczny został zastosowany jako wydajny algorytm optymalizacji dla problemów o skomplikowanej przestrzeni rozwiązań z wieloma optimami lokalnymi. Został on użyty do znalezienia korzystnych lokalizacji elementów wykonawczych i pomiarowych bazując na miarach sterowalności i obserwowalności układu. Następnie, zaproponowana została metoda kształtowania odpowiedzi częstotliwościowej ścian obudów. Została ona zweryfikowana dla szeregu scenariuszy, rozważających zastosowania pasywne i aktywne. Wykonane zostały badania symulacyjne i eksperymentalne.

Wykorzystując wcześniejsze analizy i rozważania, przedstawione obudowy zostały wykorzystane do eksperymentów aktywnej redukcji. Początkowo wykorzystana została obudowa sztywna dla wariantów jedno- i dwupanelowych. Różne czujniki zostały użyte jako źródła sygnałów błędu. Następnie badano obudowę lekką, stosując się do wcześniej wyciągniętych wniosków, aby poprawnie skonfigurować układ sterowania. Wysokie poziomy redukcji zostały osiągnięte, przekraczając 20 dB średniej redukcji, co potwierdza wysoki praktyczny potencjał rozwiniętego podejścia aktywnej redukcji. Co warte zaznaczenia, osiągnięta została redukcja globalna (w całym pomieszczeniu). Poziomy redukcji mogą się różnić zależnie od miejsca pomiaru, ale są to różnice rzędu pojedynczych decybeli, a strefy wzmocnienia hałasu nigdy się nie pojawiają. Ponadto, badając różne strategie sterowania, sformułowany został zestaw zaleceń pomocnych w efektywnej implementacji metody aktywnej obudowy.

Bibliografia

- [1] Michael Talbot-Smith. Audio engineer's reference book. Taylor & Francis, 2013.
- [2] Chin-Chiuan Lin. Effect of noise intensity and illumination intensity on visual performance 1, 2. *Perceptual & Motor Skills*, 119(2):441–454, 2014.
- [3] Malcolm J Crocker. Handbook of noise and vibration control. John Wiley & Sons, 2007.
- [4] Mariusz Latos. *Active noise reducing earplug with speech signal processing*. PhD thesis, Silesian University of Technology, Gliwice, Poland, 2011.
- [5] Andre Preumont. *Vibration control of active structures: an introduction,* volume 50. Springer Science & Business Media, 2012.
- [6] Christopher R Fuller. Active control of sound transmission/radiation from elastic plates by vibration inputs: I. analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 136(1):1–15, 1990.
- [7] Qibo Mao and Stanislaw Pietrzko. *Control of Noise and Structural Vibration*. Springer, 2013.
- [8] Marek Pawelczyk. Adaptive noise control algorithms for active headrest system. *Control Engineering Practice*, 12(9):1101–1112, 2004.
- [9] Marek Pawelczyk. *Application-Oriented Design of Active Noise Control Systems*. Academic Publishing House Exit, 2013.
- [10] Stanislaw Wrona and Marek Pawelczyk. Active device casings. In *Proceedings of* 40th Winter School of Vibroacoustical Hazards Suppressions, Gliwice-Szczyrk, Poland, 3-7 March, 2014.
- [11] Stanislaw Wrona and Marek Pawelczyk. Optimal placement of actuators for active structural acoustic control of a light-weight device casing. In *Proceedings of 23rd International Congress on Sound and Vibration*, Athens, Greece, 10-14 July, 2016.
- [12] Stanislaw Wrona and Marek Pawelczyk. Shaping frequency response of a vibrating plate for passive and active control applications by simultaneous optimization of arrangement of additional masses and ribs. Part I: Modeling. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 70-71:682–698, 2016.
- [13] Stanislaw Wrona, Marek Pawelczyk, and Janusz Wyrwal. Optimal placement of elastically mounted vibration actuators on a plate for active noise-vibration control. In K. Malinowski et al., editor, *Current problems of automatic control and robotics*, pages 465–477. Academic Publishing House EXIT, Warszawa, 2014.
- [14] Stanislaw Wrona and Marek Pawelczyk. Shaping frequency response of a vibrating plate for passive and active control applications by simultaneous optimization of arrangement of additional masses and ribs. Part II: Optimization. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 70-71:699–713, 2016.

- [15] Marek Pawelczyk and Stanislaw Wrona. Impact of boundary conditions on shaping frequency response of a vibrating plate - modeling, optimization, and simulation. *Procedia Computer Science*, 80:1170–1179, 2016. International Conference on Computational Science 2016, San Diego, California, USA, 6-8 June, 2016.
- [16] Stanislaw Wrona and Marek Pawelczyk. Controllability-oriented placement of actuators for active noise-vibration control of rectangular plates using a memetic algorithm. *Archives of Acoustics*, 38(4):529–536, 2013.
- [17] Stanislaw Wrona and Marek Pawelczyk. Application of an memetic algorithm to placement of sensors for active noise-vibration control. *Mechanics and Control*, 32(3):122–128, 2013.
- [18] Stanislaw Wrona and Marek Pawelczyk. Identification of elastic boundary conditions of light-weight device casing walls using experimental data. In *Proceedings* of 21st International Conference On Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR), IEEE, Międzyzdroje, Poland, 29 August - 1 September, 2016.
- [19] Krzysztof Mazur and Marek Pawelczyk. Active noise-vibration control using the filtered-reference lms algorithm with compensation of vibrating plate temperature variation. *Archives of Acoustics*, 36(1):65–76, 2011.
- [20] Stanislaw Wrona and Marek Pawelczyk. Active reduction of device multi-tonal noise by controlling vibration of multiple walls of the device casing. In *Proceedings* of 19th International Conference On Methods and Models in Automation and Robotics (MMAR), IEEE, 2014.
- [21] Stanislaw Wrona and Marek Pawelczyk. Feedforward control of a light-weight device casing for active noise reduction. *Archives of Acoustics*, 41(3), 2016.
- [22] Krzysztof Mazur and Marek Pawelczyk. Multiple-error adaptive control of an active noise-reducing casing. In *Progress of Acoustics*, pages 701–712. Polish Acoustical Society, 2015.
- [23] Stanislaw Wrona and Marek Pawelczyk. Employment of double-panel casing for active reduction of device noise. *Solid State Phenomena*, 248:27–34, 2016.
- [24] Krzysztof Mazur and Marek Pawelczyk. Virtual microphone control for a lightweight active noise-reducing casing. In *Proceedings of 23th International Congress* on Sound and Vibration, 2016.

Dorobek naukowy autora

Publikacje w czasopismach

- S. Wrona and M. Pawelczyk, Controllability-oriented placement of actuators for active noise-vibration control of rectangular plates using a memetic algorithm, *Archives of Acoustics*, 38(4):529-536, 2013.
 ISSN 0137-5075; Lista A, 20 pkt. MNiSW; IF=0.656.
- S. Wrona and M. Pawelczyk, Application of memetic algorithm to placement of sensors for active noise-vibration control, *Mechanics and Control*, 32(3):122-128, 2014.

ISSN 2083-6759; Lista B, 5 pkt. MNiSW.

- S. Wrona and M. Pawelczyk, Shaping frequency response of a vibrating plate for passive and active control applications by simultaneous optimization of arrangement of additional masses and stiffeners. Part I: Modelling, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 70-71:682–698, 2016.
 ISSN 0888-3270; Lista A, 40 pkt. MNiSW; IF=2.256.
- S. Wrona and M. Pawelczyk, Shaping frequency response of a vibrating plate for passive and active control applications by simultaneous optimization of arrangement of additional masses and stiffeners. Part II: Optimization, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 70-71:699–713, 2016.
 ISSN 0888-3270; Lista A, 40 pkt. MNiSW; IF=2.256.
- S. Wrona and M. Pawelczyk, Employment of double-panel casing for active reduction of device noise, *Solid State Phenomena*, 248:27–34, 2016. ISSN 1012-0394.
- M. Pawelczyk and S. Wrona, Impact of boundary conditions on shaping frequency response of a vibrating plate - modeling, optimization, and simulation, *Procedia Computer Science*, 80:1170-1179, 2016. ISSN 1877-0509.
- S. Wrona and M. Pawelczyk, Feedforward control of a light-weight device casing for active noise reduction, *Archives of Acoustics*, 41(3), 2016. (*Przyjęty do druku*) ISSN 0137-5075; Lista A, 15 pkt. MNiSW; IF=0.565.

Rozdziały w książce

S. Wrona, M. Pawelczyk and J. Wyrwal, Optimal placement of elastically mounted vibration actuators on a plate, for active noise-vibration control. In: K. Malinowski et al., *Aktualne problemy automatyki i robotyki (Current problems of automatic control and robotics)*, Academic Publishing House EXIT, Warszawa, ISBN 978-83-7837-040-6, pp. 465-477, 2014.

Publikacje konferencyjne

- S. Wrona and M. Pawelczyk, Controllability-oriented placement of actuators for active noise-vibration control of flexible structures using memetic algorithms, Proceedings of 16th International Conference on Noise Control, Ryn, Poland, 26-29 May, 2013.
- S. Wrona and M. Pawelczyk, Observability-oriented placement of sensors for active noise-vibration control of flexible structures using memetic algorithms, Proceedings of 11th Conference on Active Noise and Vibration Control Methods, Rytro, Poland, 26-29 May, 2013.
- M. Pawelczyk and S. Wrona, Optimal placement of actuators for active noisevibration control with spillover effect suppression using a memetic algorithm, Proceedings of 20th International Congress on Sound and Vibration, Bangkok, Thailand, 7-11 July, 2013.
- S. Wrona and M. Pawelczyk, Active device casings, Proceedings of the 40th Winter School of Vibroacoustical Hazards Suppressions, Gliwice-Szczyrk, Poland, 3-7 March, 2014.
- S. Wrona and M. Pawelczyk, Active reduction of device multi-tonal noise by controlling vibration of multiple walls of the device casing, Proceedings of 19th International Conference on Methods and Model in Automation and Robotics, Miedzyzdroje, Poland, 2-5 September, 2014. (WoS)
- S. Wrona, M. Pawelczyk and J. Wyrwal, Optimal placement of elastically mounted vibration actuators on a plate, for active noise-vibration control, Proceedings of 18th Domestic Conference on Automatic Control, Wroclaw, Poland, 8-10 September, 2014.
- B. Dziadek, K. Mikosz, B. Knafel, K. Żak and S. Wrona, Projekt i budowa części mechanicznej dwugłowicowej drukarki 3D wysokiej dokładności, Proceedings of 19th Domestic Conference on Discrete Processes Automation, Zakopane, Poland, 17-20 September, 2014.
- 8. S. Wrona and M. Pawelczyk, Employment of double-panel casing for active reduction of a device noise, Proceedings of 12th Conference on Active Noise and Vibration Control Methods, Krynica-Zdroj, Poland, 8-11 June, 2015.
- S. Wrona and M. Pawelczyk, Active reduction of device narrowband noise by controlling vibration of its casing based on structural sensors, Proceedings of 22nd International Congress on Sound and Vibration, Florence, Italy, 12-16 July, 2015.

(pWoS)

- S. Wrona and M. Pawelczyk, Identification of elastic boundary conditions of lightweight device casing walls using experimental data. Proceedings of 21st International Conference on Methods and Model in Automation and Robotics, Miedzyzdroje, Poland, 29 August - 1 September, 2016. (*Przyjęty do druku*) (pWoS)
- S. Wrona and M. Pawelczyk, Optimal placement of actuators for active structural acoustic control of a light-weight device casing. Proceedings of 23rd International Congress on Sound and Vibration, Athens, Greece, 10-14 July, 2016. (*Przyjęty do druku*)

(pWoS)

Zgłoszenia patentowe

 Sposób kształtowania odpowiedzi częstotliwościowej dowolnej drgającej płyty (The method to shape frequency response of a vibrating plate), M. Pawelczyk, S. Wrona. Polish Patent Office application no. P.411284, received 16/02/2015.