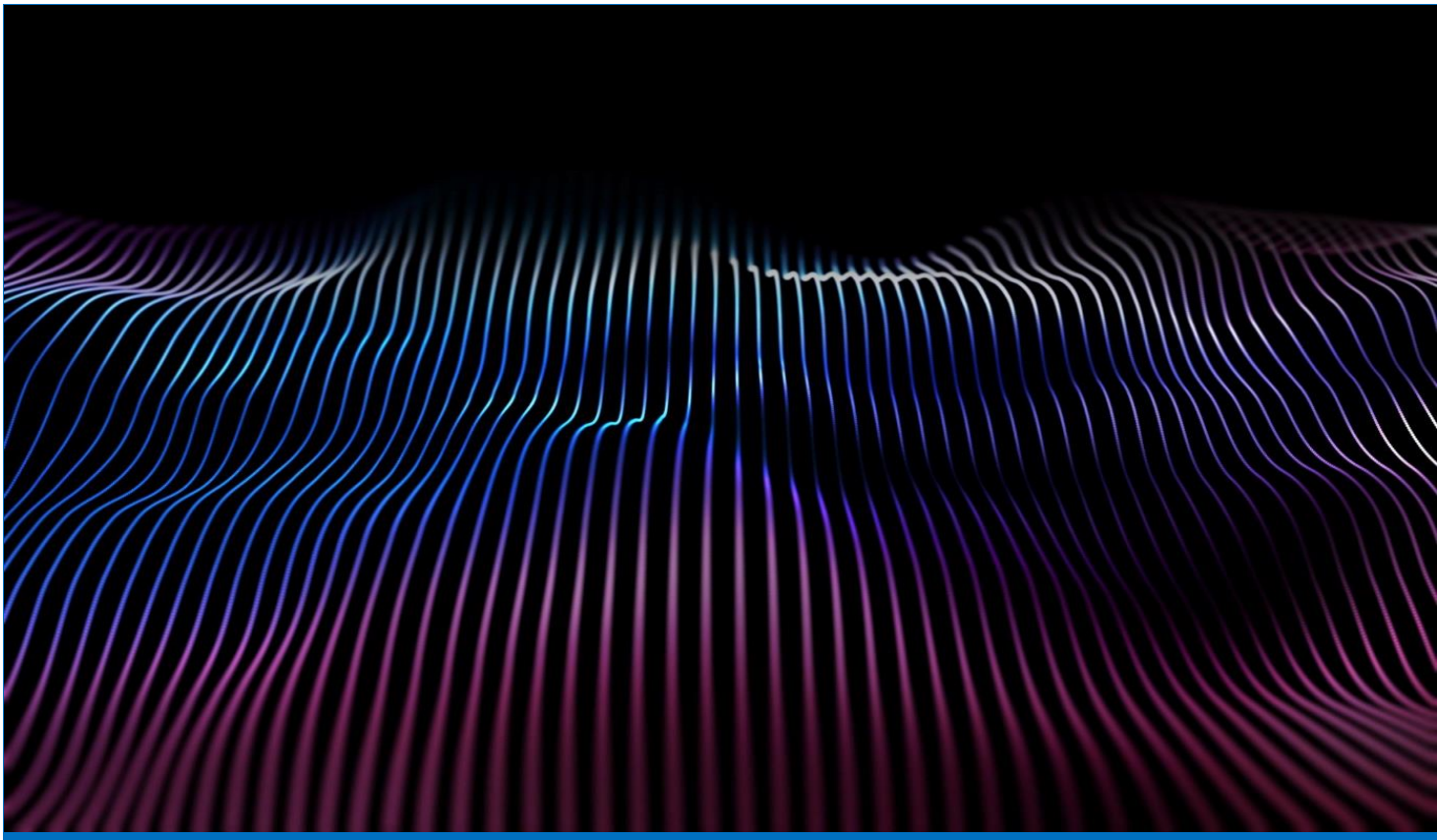
PIOTR KOWALSKI, JULIA IDCZAK, ADRIAN ALIKOWSKI



ZASTOSOWANIE I DOBÓR USTROJÓW 3D DO REDUKCJI DRGAŃ MECHANICZNYCH W ŚRODOWISKU PRACY

MATERIAŁY INFORMACYJNE

CIOP PIB 75 LAT

Zrealizowano w ramach VI etapu programu wieloletniego pn. „Rządowy Program Poprawy Bezpieczeństwa i Warunków Pracy", finansowanego w zakresie badań naukowych i prac rozwojowych ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju.

Projekt nr I.PN.10,

pt. *Zastosowanie ustrojów 3D do redukcji drgań mechanicznych na stanowiskach pracy*

Koordynator Programu: Centralny Instytut Ochrony Pracy – Państwowy Instytut Badawczy

Projekt okładki: Kamil Jach

Opracowanie redakcyjne: Kamil Jach

Opracowanie graficzne: Jolanta Maj, Cezary Szymański

Zdjęcie na I okładce: kjpargeter/Freepik.com

DOI: 10.54215/Zastosowanie_i_dobor_ustrojow_3D_do_redukcji_drgan_mechanicznych_w_srodowisku_pracy_Kowalski_Idczak_Alikowski

© Copyright by Centralny Instytut Ochrony Pracy – Państwowy Instytut Badawczy

Warszawa 2025

Centralny Instytut Ochrony Pracy – Państwowy Instytut Badawczy

ul. Czerniakowska 16,

00-701 Warszawa

tel. (22) 623 36 98,

www.ciop.pl

WSTĘP

Drgania mechaniczne to oscylacyjny ruch cząstek ośrodka sprężystego względem ich położenia równowagi. Mogą rozprzestrzeniać się w gazach, cieczach oraz ciałach stałych. W kontekście zagrożeń zawodowych analizowane są jednak tylko te drgania, które przenikają do organizmu człowieka w wyniku bezpośredniego kontaktu z drgającym elementem stałym. To właśnie one stanowią istotny czynnik ryzyka w środowisku pracy, szczególnie w otoczeniu maszyn i urządzeń przemysłowych. W zależności od amplitudy i częstotliwości, drgania mogą być klasyfikowane jako czynniki:

- uciążliwe – niewywołujące bezpośrednio negatywnych skutków zdrowotnych, lecz obniżające komfort,
- szkodliwe – prowadzące do powstawania chorób zawodowych,
- niebezpieczne – mogące powodować natychmiastowe urazy zagrażające zdrowiu i/lub życiu.

Ekspozycja na drgania jest bardzo często przyczyną powstawania i rozwoju wielu zaburzeń (w tym takich chorób zawodowych, jak zespół wibracyjny, zaburzenia układu kostno-stawowego czy układu nerwowego), a także pogorszenia ogólnego komfortu i sprawności psychofizycznej. Do skutków narażenia na drgania o charakterze ogólnym należą m.in. zespół bólowy kręgosłupa, zaburzenia układu mięśniowo-szkieletowego, zmęczenie mięśniowe, a także zaburzenia pracy narządów wewnętrznych związane z ich rezonansową odpowiedzią na wymuszenia drganiowe. Szczególnie narażone są narządy jamy brzusznej, w tym układ pokarmowy i rozrodczy. Ponadto drgania wpływają negatywnie na funkcjonowanie urządzeń technicznych, prowadząc do awarii, szybszego zużycia elementów czy spadku efektywności pracy.

Skuteczna ochrona przed drganiami polega przede wszystkim na ograniczeniu ich przenoszenia na organizm człowieka. Dobór metod redukcji zależy od charakteru pracy urządzenia, warunków technicznych stanowiska pracy oraz rodzaju kontaktu pracownika ze źródłem drgań. Najbardziej pożądanym rozwiązaniem jest eliminacja drgań u źródła, czyli ograniczenie ich powstawania w urządzeniu. W sytuacjach, w których nie jest to możliwe, stosuje się metody polegające na izolowaniu źródła drgań od otoczenia z użyciem odpowiednio dobranych elementów tłumiących i izolujących drgania .

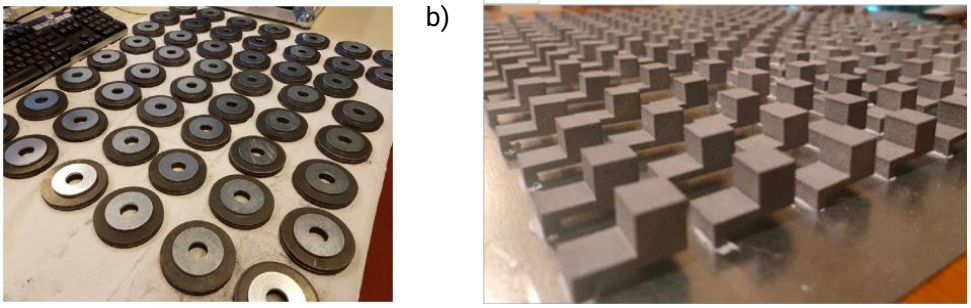
Skala i powszechność problemu sprawiają, że na całym świecie prowadzone są intensywne badania nad nowoczesnymi i skutecznymi rozwiązaniami ograniczającymi propagację drgań w środowisku pracy. Prace w tym obszarze prowadzi również zespół badawczy Zakładu Zagrożeń Fizycznych Centralnego Instytutu Ochrony Pracy – Państwowego Instytutu Badawczego (CIOP-PIB), rozwijając metody i technologie wspierające bezpieczeństwo pracowników.

USTROJE O WŁAŚCIWOŚCIACH WIBROAKUSTYCZNYCH

W ostatnich latach coraz większą popularność zyskuje wykorzystanie struktur metamateriałowych, których odpowiednio zaprojektowana geometria pozwala ograniczać propagację drgań. Wspomniane struktury, dzięki lokalnym efektom dynamicznym, mogą generować pasma zaporowe, w których transmisja drgań jest istotnie ograniczona. W literaturze dostępnych jest wiele prac poświęconych ich właściwościom oraz możliwościom praktycznego zastosowania.

Wśród metamateriałów wibroakustycznych wyróżnia się kilka grup konstrukcji. Jedną z nich stanowią **lokalnie rezonansowe metamateriały (LRM)**, zbudowane z rezonatorów dostrojonych do określonej częstotliwości i przymocowanych do płyty nośnej [1–5], (rys. 1). Struktury tego typu wykazują wysoką skuteczność w ograniczaniu hałasu wąskopasmowego generowanego przez maszyny i urządzenia, np. wskutek drgań ich obudów. Bezpośrednie przytwierdzenie rezonatorów do powierzchni obudowy umożliwia zmniejszenie amplitudy drgań i zwiększenie izolacyjności akustycznej nawet o około 15 dB w zakresie częstotliwości rezonansowej układu metamateriałowego. Rozwiązanie to cechuje się również niewielką masą i kompaktowymi wymiarami. Ograniczeniem pozostaje jednak wąskopasmowy charakter działania oraz występowanie antyrezonansu, który może prowadzić do obniżenia izolacyjności akustycznej przegrody w wybranym zakresie częstotliwości.

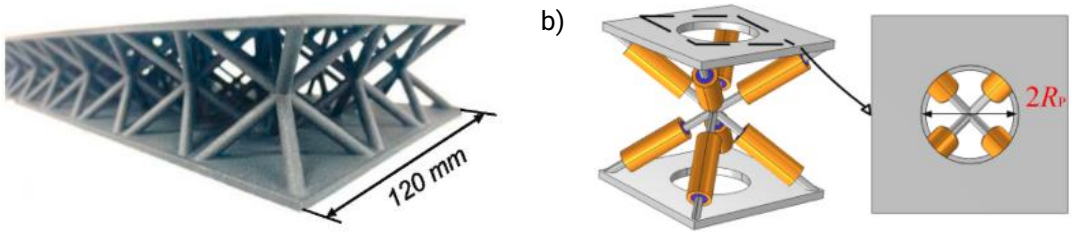
a) b)



Rys. 1. Przykładowe LRM: a) periodycznie rozmieszczone elementy pierścieniowe [1], b) periodycznie rozmieszczone masy na sprężynie [4]

Kolejną grupę stanowią **struktury warstwowe** (rys. 2), złożone z dwóch równoległych płaszczyzn rozdzielonych systemem podpór [6, 7]. Konstrukcja przedstawiona w [6] zapewnia szerokopasmowe ograniczenie transmisji drgań w zakresie około 1000–1300 Hz. Z kolei w [7] opisano model podobny pod względem budowy, lecz pracujący w niższym paśmie, bliskim 500 Hz. Istotną zaletą takich układów jest możliwość uzyskania szerokopasmowej redukcji drgań przy jednoczesnym zachowaniu ich niewielkiej grubości – zaledwie 40 mm w obu opisanych przypadkach. Dzięki temu mogą one stanowić dodatkową warstwę montowaną pod drgającym urządzeniem lub na platformie stanowiska operatora, ograniczając przenoszenie drgań na użytkownika, co czyni je szczególnie użytecznymi w kontekście badań aplikacyjnych.

a) b)



Rys. 2. Przykładowe ustroje warstwowe, a) ustrój zaproponowany przez [6], b) komórka podstawowa ustroju zaproponowanego w [7]

Zagadnienia związane z wpływem parametrów metamateriałów na transmisję drgań – wyznaczaną na podstawie pomiaru przemieszczeń – omówiono szerzej w [8]. Analizę wpływu stopnia wypełnienia struktury na jej sztywność oraz zdolność absorpcji energii przedstawiono w [9], natomiast w [10] opisano konstrukcje o *quasi*-zerowej sztywności.

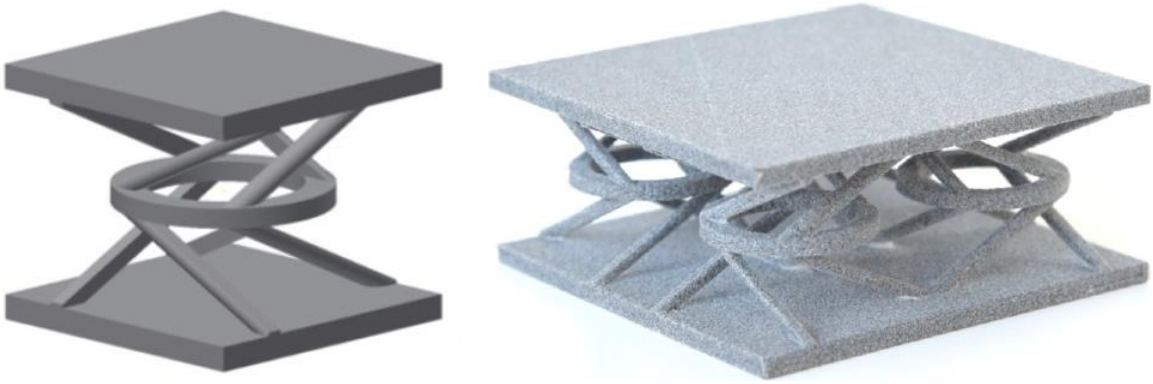
Choć autorzy licznych badań koncentrują się na analizach numerycznych i eksperymentalnych prowadzonych w warunkach laboratoryjnych [8–10], w literaturze znajdują się także przykłady praktycznego zastosowania elementów metamateriałowych [11, 12]. Doniesienia te stanowią podstawę do podjęcia prac nad nowym ustrojem antywibracyjnym, możliwym do wdrożenia w rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych, który został zaprezentowany w tym opracowaniu.

MODEL USTROJU ANTYWIBRACYJNEGO

Idealny ustrój antywibracyjny powinien charakteryzować się niską częstotliwością rezonansową – niższą od podstawowej częstotliwości drgań generowanych przez urządzenie będące źródłem drgań – a także wysoką skutecznością tłumienia drgań przy dużych obciążeniach, trwałością, niewielkimi wymiarami oraz wysoką odpornością na uszkodzenia. Jednoczesne spełnienie tych wszystkich wymagań jest jednak wyjątkowo trudne, a w wielu przypadkach wręcz niemożliwe. Dlatego tak istotne jest opracowanie struktury, która w możliwie najwyższym stopniu łączy najważniejsze właściwości użytkowe, przy jednoczesnym uwzględnieniu dostępnych technologii, ograniczeń materiałowych oraz specyfiki źródła drgań.

Proces projektowania ustroju antywibracyjnego powinien zakładać stworzenie konstrukcji podatnej na modyfikacje, umożliwiającej zmianę parametrów geometrycznych i dostosowanie do określonych warunków pracy. Zaproponowany przez pracowników Pracowni Drgań Mechanicznych Zakładu Zagrożeń Fizycznych CIOP-PIB układ spełnia te założenia. Składa się on z dwóch równoległych płaszczyzn połączonych w czterech punktach z umieszczoną między nimi obręczą (Rys. 3a). Taka geometria umożliwia swobodę kształtowania struktury, np. poprzez zmianę grubości poszczególnych elementów lub wymiarów całkowitych. Dodatkowo zastosowanie technologii druku 3D pozwala na kontrolowanie sztywności struktury dzięki doborowi odpowiedniego materiału oraz parametrów procesu wytwarzania.

Istotną zaletą rozwiązania jest jego modułowość. Poszczególne elementy mogą być łączone w większe układy – jak przedstawiono na Rys. 3b – co umożliwia skalowanie konstrukcji w zależności od potrzeb aplikacyjnych oraz możliwości produkcyjnych. Zwiększenie liczby modułów nie wpływa negatywnie na właściwości wibroakustyczne struktury, a jednocześnie pozwala na przenoszenie większych obciążeń. Dobór liczby modułów zależy zarówno od zakładanego obciążenia statycznego, jak i od wymiarów oraz kształtu elementu będącego źródłem drgań.



a) b)

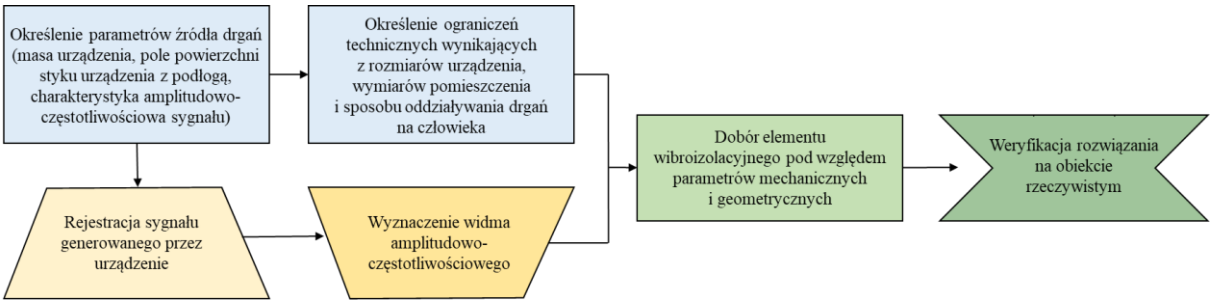
Rys. 3. a) Moduł podstawowy ustroju antywibracyjnego – model numeryczny, b) Ustrój antywibracyjny złożony z 4 modułów, wykonany w technologii SLS

Cechą szczególnie wyróżniającą zaproponowany układ (na tle rozwiązań opisywanych w literaturze) jest możliwość uzyskania niskiej częstotliwości rezonansowej przy zachowaniu jego niewielkich wymiarów całkowitych. Takie połączenie parametrów jest bardzo korzystne w praktyce i ukazuje potencjał opracowanego rozwiązania w zastosowaniach przemysłowych.

DOBÓR STRUKTUR ANTYWIBRACYJNYCH

W celu dostosowania ustroju antywibracyjnego do konkretnych warunków jego działania konieczne jest przeprowadzenie szeregu działań, uwzględniających zarówno identyfikację źródła drgań, jak i przeprowadzenie badań eksperymentalnych, co zostało przedstawione na Rys. 4. Zaproponowana metodyka pomiarowa oceny skuteczności ustrojów antywibracyjnych obejmuje wykonanie pomiarów i wyznaczenie następujących parametrów:

- nośności jednostkowej *N*, Pa,
- częstotliwości rezonansowej obciążonego ustroju f_r, Hz,
- dolnej częstotliwości granicznej redukcji drgań f_t, Hz.



Rys. 4. Algorytm przedstawiający schemat działania podczas projektowania i doboru ustrojów antywibracyjnych do miejsca pracy

Nośność jednostkowa

Pomiar nośności ustroju antywibracyjnego przeprowadza się, określając wartość siły, która wywołuje ugięcie statyczne odpowiadające 4-6% wymiaru geometrycznego badanego elementu w kierunku działania obciążenia. Przyjęta wartość ugięcia zapewnia prawidłowe działanie struktury w docelowym zakresie częstotliwości od 1 do 400 Hz, nie powodując przy tym uszkodzenia ustroju. Nośność ustroju antywibracyjnego N wyraża się jako stosunek siły F przyłożonej do struktury do powierzchni S czynnego elementu zewnętrznego badanego ustroju antywibracyjnego.

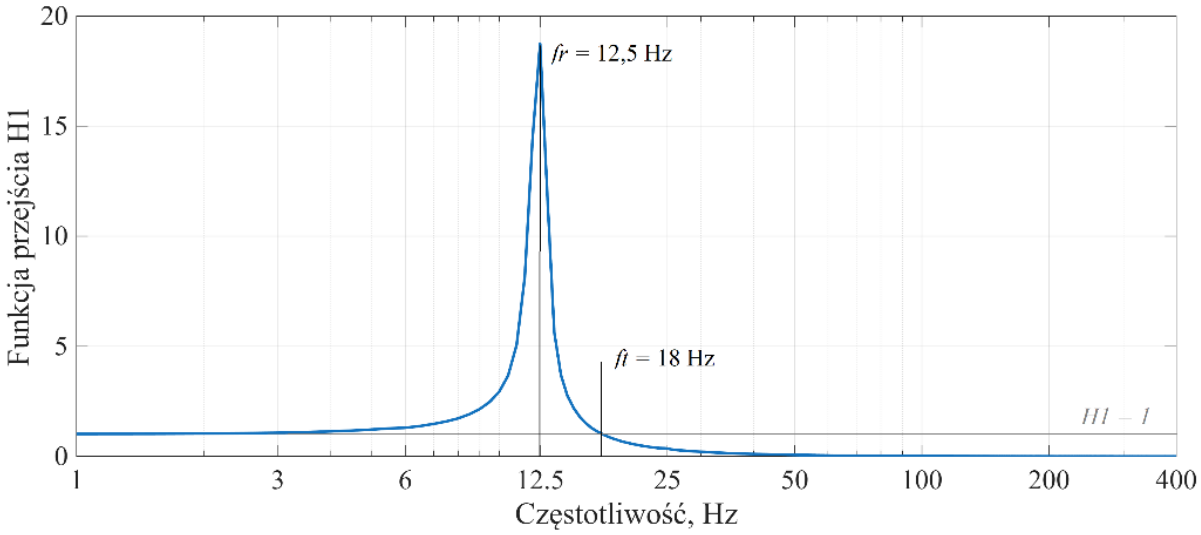
Częstotliwość rezonansowa

Częstotliwość rezonansowa ustroju pod obciążeniem jest wyznaczana na stanowisku pomiarowym przy wykorzystaniu wzbudnika drgań i ułożonego na nim ustroju obciążonego odpowiednią masą dociążającą. Częstotliwość rezonansowa odpowiada wartości częstotliwości, przy której funkcja przejścia $H1$ — liczona zgodnie z (1) jako stosunek gęstości widmowej wzajemnej P_{yx} do gęstości widmowej własnej P_{xx} — osiąga maksimum.

$$H1 = \frac{P_{yx}}{P_{xx}} \tag{1}$$

Dolna częstotliwość graniczna redukcji drgań

Przebieg funkcji przejścia $H1$ pozwala na wyznaczenie nie tylko częstotliwości rezonansowej, ale także dolnej częstotliwości granicznej redukcji drgań. Częstotliwość ta to najniższa częstotliwość, wyższa od częstotliwości rezonansowej, przy której funkcja przejścia przyjmuje wartość 1, jak zostało przedstawione na Rys. 5.



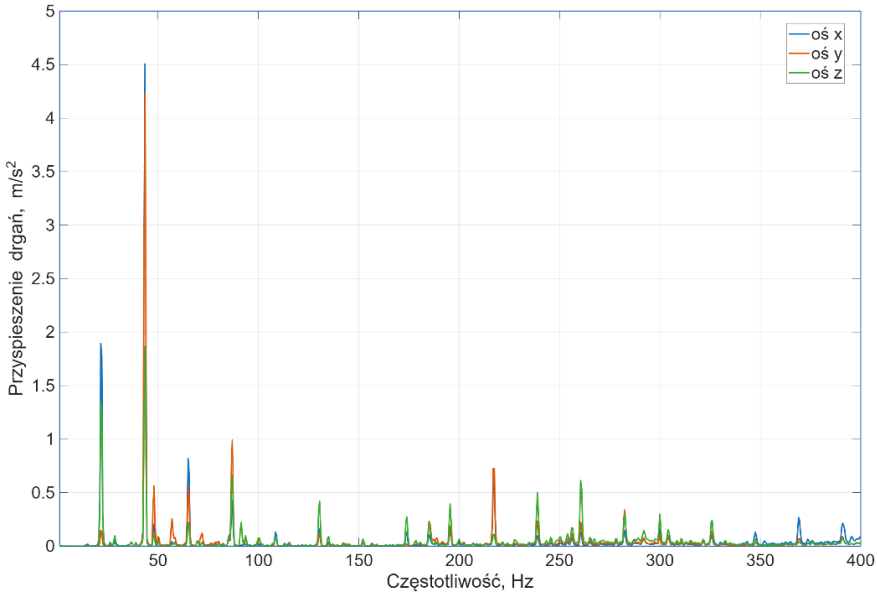
Rys. 5. Przykładowy przebieg funkcji przejścia H1 z zaznaczoną częstotliwością rezonansową f_r i dolną częstotliwością graniczną redukcji drgań f_t uzyskany podczas badań struktury pod obciążeniem 25 kg

WERYFIKACJA ROZWIĄZANIA

Po zaprojektowaniu ustroju antywibracyjnego i określeniu jego parametrów w warunkach laboratoryjnych, konieczne jest przeprowadzenie jego weryfikacji w rzeczywistym środowisku pracy. Zilustrowano to na przykładzie, w którym odpowiednio zaprojektowany ustrój został zastosowany do ograniczenia drgań generowanych przez sprężarkę o masie 126 kg, przedstawionej na Rys. 6.

Rys. 6. Sprężarka z zastosowanym przykładowym ustrojem antywibracyjnym 3D podczas badań weryfikacyjnych w warunkach rzeczywistych

Wykonano pomiary drgań w celu określenia charakteru pracy urządzenia i oceny, jakiego rodzaju obciążenia generuje. Analizowano widma sygnału, jak i wartości całkowitego przyspieszenia drgań a_{tot} propagujących się w każdym z kierunków pomiarowych, które przedstawione zostały na Rys. 7. **W sygnale źródłowym widoczna jest wyraźna dominująca składowa częstotliwościowa bliska 48 Hz**. W widmie drgań wystąpiła także składowa o częstotliwości 50 Hz, typowa podczas działania urządzeń zasilanych z sieci elektrycznej. Częstotliwość podstawowa wynosiła około 25 Hz, a całe widmo sygnału miało wyraźnie niskoczęstotliwościowy charakter – składowe drgań o największych amplitudach występowały poniżej 100 Hz.



$a_{tot}, \frac{m}{s^2}$

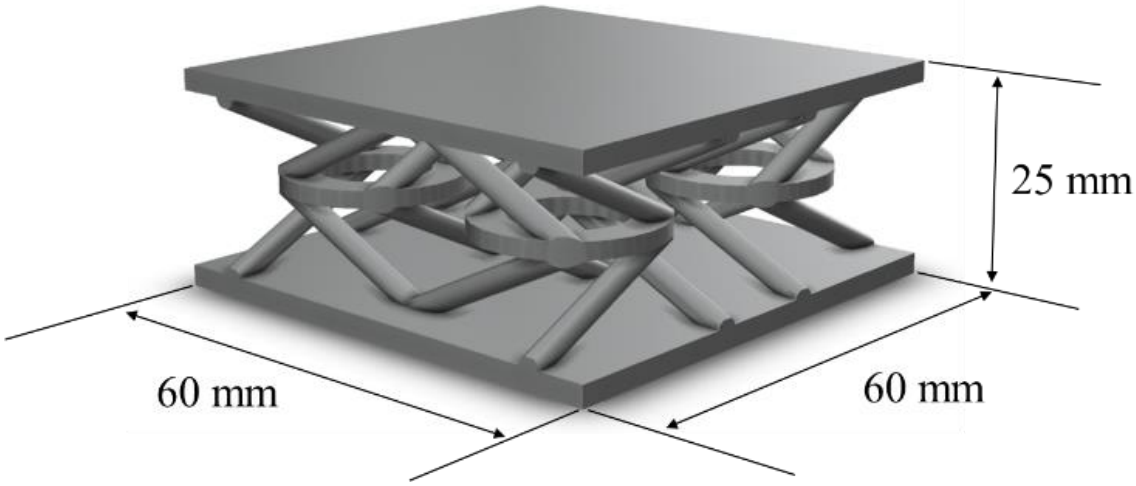
oś x	oś y	oś z
6,43	5,70	3,61

Rys. 7. Drganiowy sygnał źródłowy

Niskoczęstotliwościowy charakter sygnału, z wyraźnie dominującymi składowymi poniżej 100 Hz, oznacza że tradycyjne materiały wykorzystywane do wibroizolacji nie będą wystarczająco skuteczne, gdyż ich częstotliwości rezonansowe często są wyższe. Ponadto w celu uzyskania tłumienia drgań przy częstotliwości niższej niż 50 Hz konieczne byłoby zastosowanie materiałów o znacznej grubości.

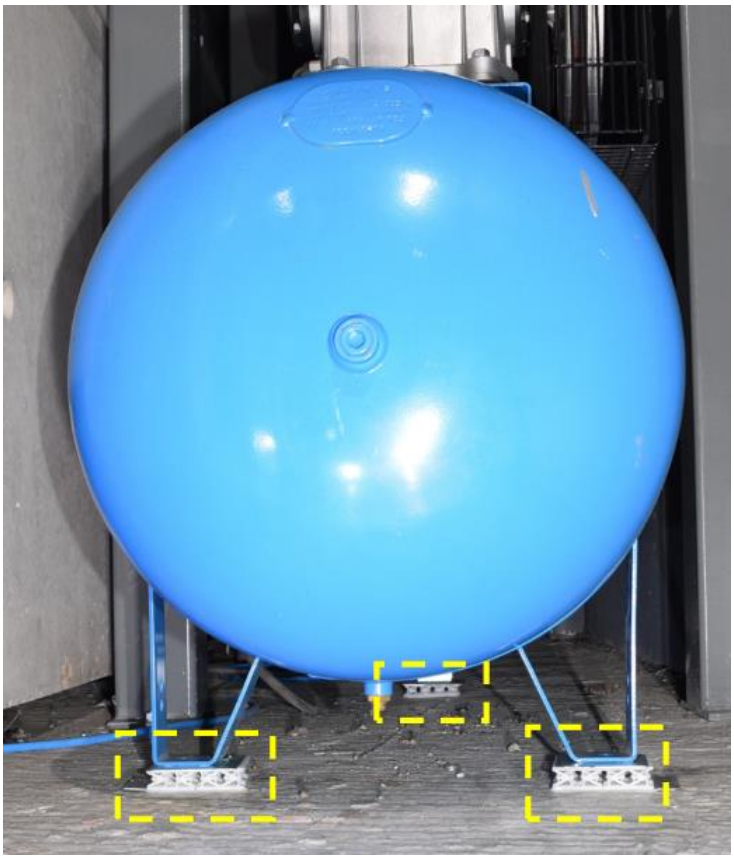
Skuteczność działania ustrojów antywibracyjnych została zweryfikowana dzięki wykorzystaniu w warunkach rzeczywistych struktury przedstawionej na Rys. 8, której wymiary zewnętrzne wynosiły 60 x 60 x 25 mm. W wyniku wykonanych wcześniej badań laboratoryjnych przedstawionego rozwiązania uzyskano następujące wartości parametrów:

- częstotliwość rezonansową f_r – 19,5 Hz przy obciążeniu 25 kg,
- dolną częstotliwość graniczną redukcji drgań f_t – 28 Hz, przy obciążeniu 25 kg,
- nośność jednostkową wynoszącą 17,03 kPa.



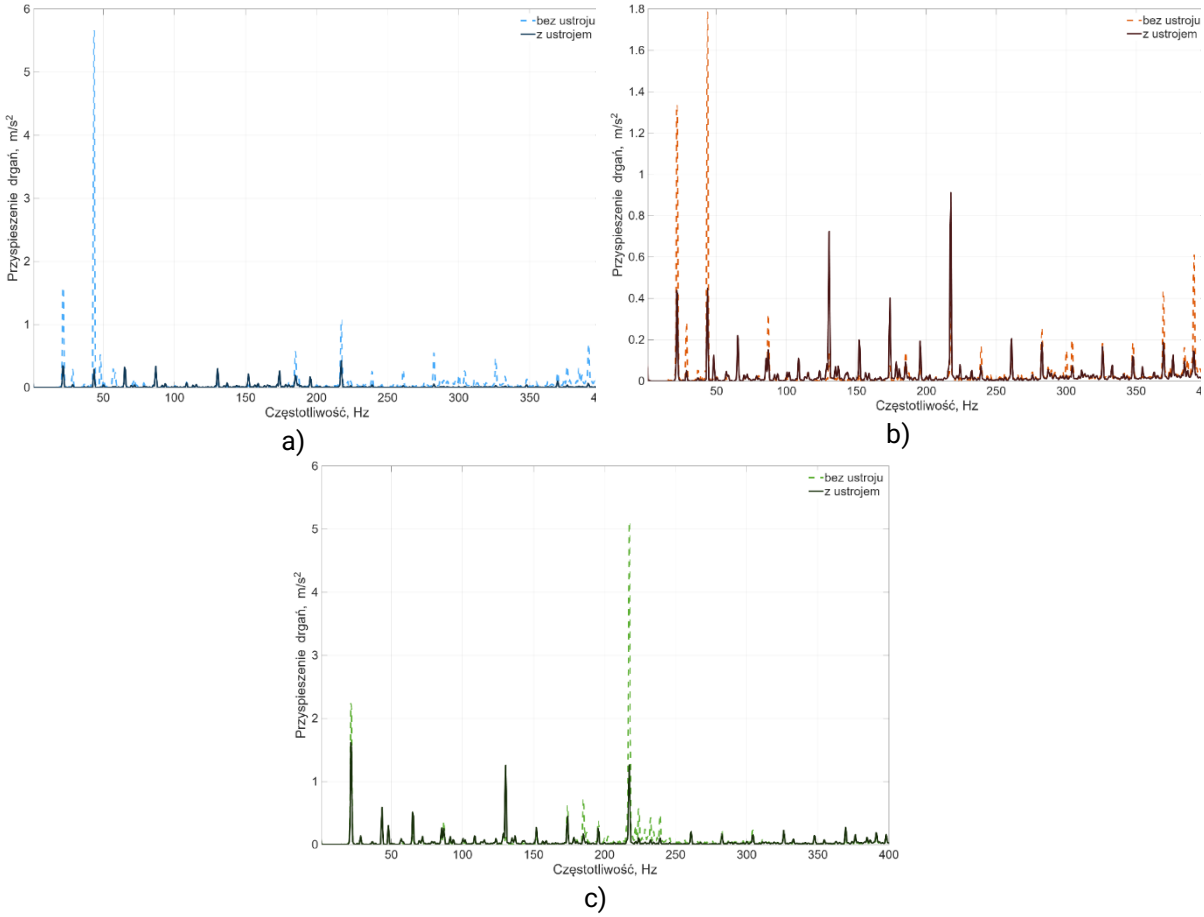
Rys. 8. Wymiary zewnętrzne pojedynczej struktury antywibracyjnej

Lokalizacja ustrojów antywibracyjnych w badanym obiekcie została przedstawiona na Rys. 9. Takie umiejscowienie ustrojów zapewniało stabilność całej konstrukcji i ograniczenie transmisji drgań do podłoża.



Rys. 9. Ustroje antywibracyjne zaznaczono żółtą przerywaną linią

Widma drgań uzyskane przed i po zamontowaniu ustrojów zostały przedstawione na Rys. 10a-c, gdzie zauważalne jest zmniejszenie amplitudy przyspieszenia drgań w stosunku do całego badanego zakresu częstotliwości, w odniesieniu do każdej z analizowanych osi pomiarowej. Zasadność stosowania ustrojów potwierdzają również wartości procentowe przedstawiające zmniejszenie o 83%, 38% i 52% odpowiednio w przypadku drgań propagujących się w kierunkach X, Y i Z.



Rys. 10. Widmo drgań zarejestrowanych w odniesieniu do każdej osi przed (krzywe przerywane) i po (krzywe ciągłe) zamontowaniu ustrojów antywibracyjnych (a-c), a) kierunek x, b) kierunek y, c) kierunek z

Wyznaczona została także procentowa wartość redukcji drgań; po zamontowaniu ustrojów antywibracyjnych, wyznaczona jako stosunek sumy wektorowej całkowitego przyspieszenia drgań po zamontowaniu ustrojów antywibracyjnych do sumy wektorowej całkowitego przyspieszenia drgań przed zamontowaniem ustrojów (tab.). Obliczenia te wskazują na wysoką – ponad sześćdziesięcioprocentową – skuteczność działania ustroju antywibracyjnego 3D.

Tabela. Wartość sumy wektorowej całkowitego przyspieszenia drgań i wyznaczona redukcji drgań

	Wartość sumy wektorowej całkowitego przyspieszenia drgań, m/s^2	Redukcja drgań %
Bez ustroju	11,556	**61,74**
Z ustrojem	4,421	

PODSUMOWANIE

Drgania mechaniczne są nieodłącznym skutkiem działania wielu maszyn i urządzeń, szczególnie w tych sektorach gospodarki, gdzie wykorzystuje się ciężkie technologie przemysłowe. Ich całkowite wyeliminowanie jest zazwyczaj niemożliwe, a długotrwała ekspozycja może prowadzić do poważnych konsekwencji zdrowotnych, w tym chorób zawodowych układu kostno-stawowego i nerwowego. Drgania mechaniczne negatywnie wpływają również na niezawodność maszyn, przyspieszając ich zużycie, a poza tym zwiększają emisję hałasu. Z tego względu ważnym wyzwaniem pozostaje skuteczne ograniczanie transmisji drgań z urządzeń do otoczenia.

W ostatnich latach coraz większą uwagę poświęca się strukturom metamateriałowym, których odpowiednio zaprojektowana geometria pozwala na kształtowanie właściwości uniemożliwiających propagację drgań. Metamateriały wibroakustyczne – w tym lokalnie rezonansowe układy o wysokiej skuteczności redukcji drgań wąskopasmowych oraz struktury warstwowe zapewniające szerokopasmową izolacyjność – umożliwiają opracowanie nowych, bardziej efektywnych ustrojów antywibracyjnych o niewielkich wymiarach i dużej zdolności adaptacji. Ustrój antywibracyjny powinien łączyć wiele trudnych do połączenia cech: niską częstotliwość rezonansową, wysoką skuteczność tłumienia przy dużych obciążeniach, trwałość, kompaktowe wymiary oraz odporność na uszkodzenia. Opracowanie rozwiązania spełniającego te wymagania wymaga zarówno zaawansowanej analizy, jak i zastosowania zaawansowanych technologii wytwarzania.

Stworzone w Pracowni Drgań Mechanicznych Zakładu Zagrożeń Fizycznych CIOP-PIB ustroje antywibracyjne są próbą odpowiedzi na przedstawione wyzwania. Zaprojektowane konstrukcje umożliwiają swobodne modyfikowanie geometrii oraz dostosowanie właściwości dynamicznych do wymagań konkretnego zastosowania. Dzięki wykorzystaniu technologii druku 3D możliwe jest precyzyjne kształtowanie sztywności poprzez dobór materiału oraz parametrów procesu wytwarzania. Modułowa budowa umożliwia natomiast łączenie wielu elementów w układy zdolne do przenoszenia większych obciążeń, bez utraty pożądanych właściwości wibroakustycznych.

Przedstawiony rozwiązanie łączy zalety technologii metamateriałowych, modułową budowę, możliwość pełnej adaptacji do wymagań danego stanowiska oraz praktyczną implementację w przemyśle. Stanowi tym samym nowoczesne, innowacyjne i realnie wdrażalne rozwiązanie wspierające bezpieczeństwo pracowników i ograniczające negatywny wpływ drgań na środowisko pracy.

BIBLIOGRAFIA

1. Roozen NB, Urbán D, Piana EA, Glorieux C. On the use of dynamic vibration absorbers to counteract the loss of sound insulation due to mass-spring-mass resonance effects in external thermal insulation composite systems. Appl Acoust. 2021;178:107999. doi:10.1016/j.apacoust.2021.107999.
2. Yang XH, Kang Y, Xie X, Zhang Q, Shangguan WB. Multilayer coupled plate-type acoustic metamaterials for low-frequency broadband sound insulation. Appl Acoust. 2023;209:109399. doi:10.1016/j.apacoust.2023.109399.
3. Song Y, Feng L, Liu Z, Wen J, Yu D. Suppression of the vibration and sound radiation of a sandwich plate via periodic design. Int J Mech Sci. 2019;150:744–754. doi:10.1016/j.ijmecsci.2018.10.055.
4. Chojnacka K, Kras A, Kamisiński T. Sound transmission loss calculation for metamaterial plate using combined analytical and numerical approach. Vib Phys Syst. 2022;33(3). doi:10.21008/j.0860-6897.2022.3.14.
5. de Melo Filho NGR, Claeys C, Deckers E, Desmet W. Metamaterial foam core sandwich panel designed to attenuate the mass-spring-mass resonance sound transmission loss dip. Mech Syst Signal Process. 2020;139:106624. doi:10.1016/j.ymssp.2020.106624.
6. Li H, Hu Y, Huang H, Chen J, Zhao M, Li B. Broadband low-frequency vibration attenuation in 3D printed composite meta-lattice sandwich structures. Compos Part B Eng. 2021;215:108772. doi:10.1016/j.compositesb.2021.108772.
7. Yang HY, Wang JY, Liu L, Wu SJ, Wang XS. High load-bearing capacity and low-frequency vibration attenuation properties of an innovative composite meta-lattice sandwich structure. Thin-Walled Struct. 2025;214:113411. doi:10.1016/j.tws.2025.113411.
8. Monkova K, Vasina M, Zaludek M, Monka PP, Tkac J. Mechanical vibration damping and compression properties of a lattice structure. Materials (Basel). 2021;14(6):1502. doi:10.3390/ma14061502.
9. Tancogne-Dejean T, Mohr D. Stiffness and specific energy absorption of additively manufactured metallic BCC metamaterials composed of tapered beams. Int J Mech Sci. 2018;141:101–116. doi:10.1016/j.ijmecsci.2018.03.027.
10. Fan H, Yang L, Tian Y, Wang Z. Design of metastructures with quasi-zero dynamic stiffness for vibration isolation. Compos Struct. 2020;243:112244. doi:10.1016/j.compstruct.2020.112244.
11. Al Rifaie M, Abdulhadi H, Mian A. Advances in mechanical metamaterials for vibration isolation: a review. Adv Mech Eng. 2022;14(3):1–20. doi:10.1177/16878132221082872.
12. Breńkacz Ł, Bagiński P, Korbicz JK. Vibration damping of the anti-vibration platform intended for use in combination with audio/music devices. J Vibroengineering. 2020;22(3):578–593. doi:10.21595/jve.2019.20846.