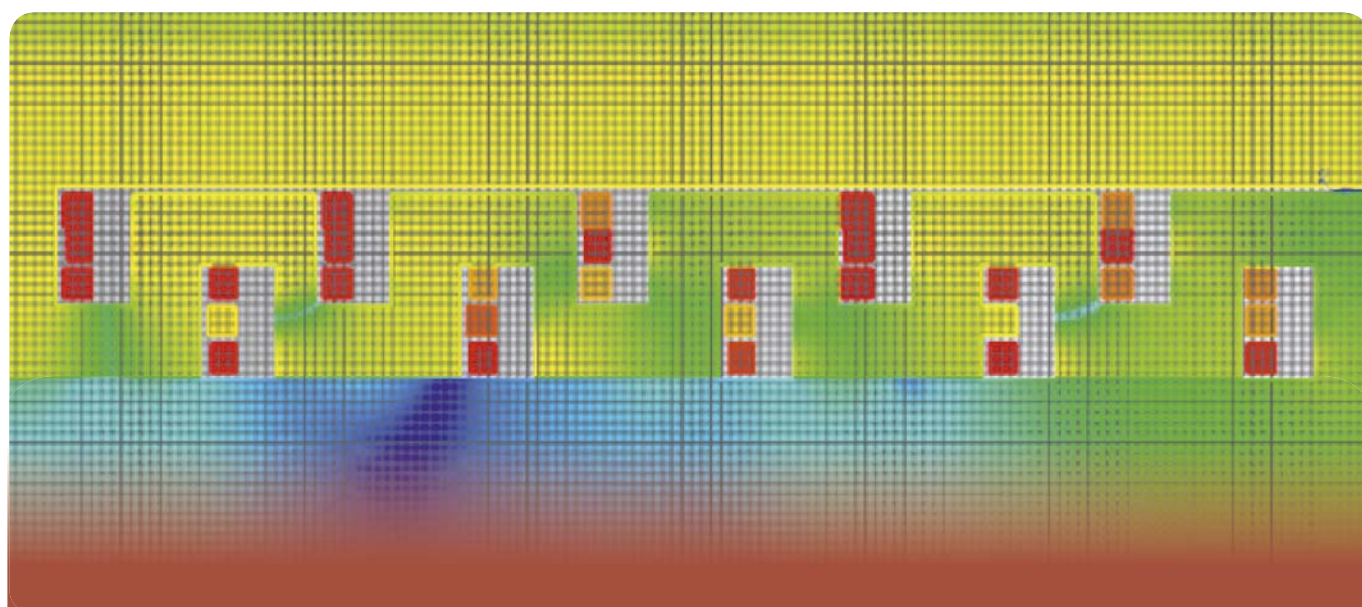




mgr inż. GRZEGORZ SZCZEPAŃSKI (ORCID: 0000-0003-0390-1624)
 MARLENA PODLEŚNA (ORCID: 0000-0002-8401-8106)
 inż. KRZYSZTOF ŁADA (ORCID: 0000-0002-9207-8897)
 ANNA WŁUDARCZYK (ORCID: 0000-0001-6613-1351)
 Centralny Instytut Ochrony Pracy – Państwowy Instytut Badawczy
 Kontakt: grszc@ciop.pl
 DOI: 10.54215/BP.2023.04.9.Szczepanski

Sprawdzenie przydatności metamateriału akustycznego do redukcji hałasu średnio- i wysokoczęstotliwościowego – symulacje numeryczne



Hałas na stanowiskach pracy wciąż jest głównym zagrożeniem dla pracowników zakładów przemysłowych. Zastosowanie obudów i barier dźwiękoizolacyjnych w celu ograniczenia tego zagrożenia nie zawsze jest możliwe lub wystarczające. Stosunkowo nowym i obiecującym sposobem redukcji hałasu jest wykorzystanie metamateriałów akustycznych, które przekierowują bądź pochłaniają falę dźwiękową, a najwyższą skuteczność wykazują przy częstotliwości bliskiej częstotliwości rezonansowej. Metamateriały akustyczne służą przede wszystkim do redukcji hałasu wąskopasmowego. W artykule przedstawiono ich modele numeryczne, które posłużyły do wyznaczenia częstotliwości rezonansowych. Symulacje przeprowadzono w dwóch różnych programach przeznaczonych do analizy metodą elementów skończonych (MES). Otrzymane wyniki wskazują, że metamateriał o strukturze tunelowej z umieszczonymi wewnątrz rezonatorami Helmholtza może redukować hałas w kilku pasmach częstotliwości (w zakresie średnio- i wysokoczęstotliwościowym) oraz w większym stopniu niż metamateriał o strukturze tunelowej bez rezonatorów.

Słowa kluczowe: ograniczanie hałasu, metamateriały akustyczne, częstotliwości rezonansowe, badania numeryczne

Suitability study of the acoustic metamaterial for reducing medium- and high-frequency noise – numerical simulations

Noise in workplace environments is still the main risk factor for workers in industrial plants. The use of sound insulation enclosures and soundproof barriers to reduce this risk is not always possible or sufficient. A relatively new solution used to reduce noise are acoustic metamaterials that redirect or absorb the sound wave, and show the highest efficiency at frequencies close to the resonant frequency. They are primarily used for narrowband noise. The article presents the developed numerical models which were used to determine the resonant frequencies. Simulations were performed in two different programs based on finite element method (FEM). The obtained results indicate that the tunnel structure with Helmholtz resonators placed within can suppress the noise in several frequency bands (mid-frequency and high-frequency range) and to a greater extent than tunnel structures without resonators.

Keywords: noise reduction, acoustic metamaterials, resonant frequencies, numerical study

Wstęp

Sztucznie wytworzone metamateriały akustyczne umożliwiają kontrolowanie fali dźwiękowej. Są wykorzystywane m.in. do redukcji hałasu, przekierowania fali dźwiękowej, jak również do maskowania akustycznego [1-5] (ang. *acoustic cloaking*), które czyni obiekty niewidzialnymi dla fali dźwiękowej. Pierwsze publikacje na temat metamateriałów akustycznych zaczęły się pojawiać na początku XXI w., a dotyczyły przede wszystkim rozważań nad opisem matematycznym zachowania się fali w metamateriałach w ujęciu 2D [6]. Możliwości opracowania tego rodzaju materiałów przewidywano jednak wcześniej – w pracach teoretycznych, prowadzonych w drugiej połowie XX w. Jedną z pierwszych publikacji przedstawiających wyniki badań metamateriału akustycznego [7] ukazała się w 2000 r.

Obecnie metamateriały akustyczne często są tematem międzynarodowych konferencji naukowych poświęconych problemom i rozwiązaniom w obszarze ochrony przed hałasem [8-13]. Możliwe jest takie dobranie rodzaju materiału i ukształtowanie jego struktury, że wykaże on różne, niespotykane w naturze właściwości, np.: ujemny współczynnik załamania fali dźwiękowej [6-7], ujemny moduł odkształcenia objętościowego (współczynnik sprężystości objętościowej) [8-9] czy ujemną masę efektywną [10-13]. To, jak fala akustyczna rozchodzi się w środowisku, które ma ujemne parametry dynamiczne, opisuje równanie falowe:

$$\nabla^2 p - \frac{\rho}{\kappa} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0$$

W przypadku zwykłych materiałów współczynnik sprężystości objętościowej κ oraz gęstość ρ zawsze przyjmują wartości dodatnie. W przypadku metamateriałów akustycznych te dwa parametry są rozpatrywane w sensie tzw. efektywnego medium¹. W opisie właściwości metamateriałów często podaje się informację o uzyskiwaniu ujemnych wartości tych parametrów. Ujemna gęstość jest jednak kwestią pewnych założeń modelu fizycznego (w rzeczywistości nie występują materiały o ujemnej gęstości) – wynika mianowicie z pominięcia struktury elementów wewnątrz metamateriału (najczęściej rezonatorów) i przyjęcia uproszczenia, że stanowią one jednorodne ciało stałe o całkowitej masie [14, 15]. Niejednokrotnie są to elementy sprężyste, zaczepione wewnątrz zewnętrznych ścianek metamateriału, lub elementy sztywne – np. rezonatory Helmholtza – których obecność wywołuje lokalne rezonanse [16]. W przypadku obu ujemnych parametrów współczynnik załamania fali dźwiękowej również jest ujemny, a można to uzyskać za pomocą odpowiedniego ukształtowania geometrii mikrostruktury [17].

Z metamateriałami akustycznymi wiąże się duże nadzieje, ponieważ ich wykorzystanie w praktyce mogłoby się przyczynić do poprawy warunków pracy w wielu przedsiębiorstwach. Zarówno w symulacjach numerycznych, jak i w badaniach laboratoryjnych dowiedziono, że poprzez odpowiednio dobraną geometrię metamateriału akustycznego można osiągnąć efekt absorpcji dźwięku o odpowiednich parametrach częstotliwościowych lub przekierować energię fali akustycznej do innego obszaru [18]. Podstawowa koncepcja metamateriałów akustycznych jest szeroko omawiana w licznych artykułach przeglądowych [19-24]. Pewną grupę metamateriałów tworzą te o strukturze tunelowej. W literaturze są one polecane zwłaszcza w aeroakustyce [25, 26]. Zasada ich działania polega na zmniejszeniu prędkości fazowej fali dźwiękowej, możliwie poprzez wydłużenie drogi jej przejścia.

Metamateriały zawierające w swej budowie rezonatory Helmholtza wykorzystują zjawisko ujemnej dynamicznej efektywnej sprężystości, co ma powiązanie z ich częstotliwością rezonansową. Kwestia ta oraz reprezentujące ją zależności zostały obszernie opisane w artykule, w którym zaprezentowano badania nad tym, w jaki sposób za pomocą rezonatorów Helmholtza można uzyskać bardziej szerokopasmową poprawę tłumienia przenoszenia dźwięku w podwójnych ścianach [27].

Celem artykułu jest przedstawienie wyników przeprowadzonych w CIOP-PIB badań numerycznych metamateriałów o strukturze tunelowej i tunelowo-rezonansowej. Zaprezentowano wyniki dotyczące częstotliwości rezonansowych (które porównano z wynikami analitycznymi) i ciśnienia akustycznego, otrzymane dla modelu z rezonatorami Helmholtza (rury wyposażonej w 20 rezonatorów Helmholtza o różnych częstotliwościach rezonansowych) oraz modelu bez rezonatorów.

Wstępne badania numeryczne modelu bazującego na rezonatorach Helmholtza

Utworzono model numeryczny rury o przekroju kwadratowym, który zawierał 20 rezonatorów Helmholtza. Rezonator Helmholtza stanowi dźwiękowod jednostronnie otwarty, pochłaniający falę dźwiękową, składający się z komory zakończonej szyjką. Istnieją trzy podstawowe warunki uznania takiego układu za rezonator Helmholtza. Każdy z tych warunków jest powiązany z długością fali:

- objętość komory musi być znacznie mniejsza od sześciannu długości fali,
- pole powierzchni przekroju szyjki musi być dużo mniejsze od kwadratu długości fali,
- długość szyjki musi być zauważalnie mniejsza od długości fali.

Fala dźwiękowa oddziałuje na powietrze pozostające w szyjce rezonatora, które poprzez ruch posuwisto-zwrotny przekazuje energię cieplną wywołaną przez tarcie do ścianek szyjki rezonatora. Właściwości rezonatorów Helmholtza jako

pochłaniaczy energii fali akustycznej opisano w publikacjach [28-30].

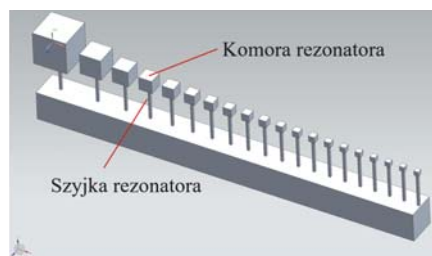
Częstotliwość rezonansową rezonatora Helmholtza można obliczyć analitycznie za pomocą wzoru:

$$f_{\text{rezonansowa}} = \frac{c}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{S}{V \cdot l}}$$

gdzie: c – prędkość rozchodzenia się dźwięku w danym ośrodku, S – pole powierzchni przekroju szyjki rezonatora, l – długość szyjki rezonatora, V – objętość komory rezonatora.

Długość szyjki rezonatora w obliczeniach częstotliwości rezonansowych jest określana z poprawką, tzw. długością czynną, czyli powiększoną o $1,57 \cdot R$ dla przekroju kołowego [31] – w przypadku przekroju regularnego, innego niż kołowy (np. kwadratowego), zwykle przyjmuje się poprawkę jak dla koła o takiej samej powierzchni.

W CIOP-PIB przeprowadzono badania numeryczne w celu zweryfikowania częstotliwości rezonansowych wyznaczonych analitycznie, w odniesieniu do przyjętych wartości geometrycznych rezonatorów Helmholtza. W przypadku każdego z rezonatorów parametry geometryczne określały częstotliwość rezonansową (wraz ze wzrostem wymiarów rezonatora zmniejszała się częstotliwość rezonansowa). Wymiary dobrano tak, by częstotliwości rezonansowe wynosiły od 100 Hz do 2000 Hz (ze skokiem co 100 Hz na każdy kolejny rezonator). Przyjęto kwadratowy przekrój szyjki rezonatora oraz długość czynną zgodnie z poprawką dla przekroju kołowego. Widok modelu numerycznego przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Model numeryczny rezonatorów Helmholtza, który posłużył do określenia ich częstotliwości rezonansowych

Fig. 1. The numerical model that was used to calculate the resonant frequencies of Helmholtz resonators

Symulacje przeprowadzono w dwóch różnych programach przeznaczonych do analizy metodą elementów skończonych (MES): Simcenter 3D oraz COMSOL Multiphysics. W pierwszym przypadku do badania częstotliwości własnych wykorzystano algorytm Lanczosa, a w drugim – algorytm ARPACK. Strukturę siatki oparto na elementach tetraedralnych o różnych szerokościach (każdy z nich spełniał jednak rekomendowany warunek szerokości siatki mniejszej niż 1/6 długości fali przyjętej w badaniach). Jako warunek brzegowy przyjęto ścianki sztywne (gradient ciśnienia na ścianie wynoszący 0).

¹ Teoria efektywnego medium dotyczy modelowania analitycznego i teoretycznego opisującego makroskopowe właściwości materiałów niejednorodnych.

Tabela 1. Obliczone wartości częstotliwości rezonansowych rezonatorów Helmholtza
 Table 1. Calculated values of the resonant frequencies of the Helmholtz resonators

Numer rezonatora*	Częstotliwość [Hz] określona numerycznie			Częstotliwość [Hz] określona analitycznie według wzoru z poprawką
	oprogramowanie Simcenter 3D		oprogramowanie COMSOL Multiphysics	
	siatka 2 mm	siatka 10 mm	siatka dopasowana (od 2 mm do 10 mm)	
1	105	106	103	93
2	190	190	197	185
3	274	274	291	277
4	342	342	386	371
5	477	480	486	463
6	552	554	578	553
7	616	618	666	646
8	770	772	746	738
9	856	859	834	835
10	913	916	931	924
11	967	971	1009	1016
12	1047	1051	1083	1110
13	1192	1197	1149	1203
14	1255	1259	1285	1291
15	1347	1349	1325	1390
16	1445	1449	1389	1479
17	1614	1618	1459	1577
18	1696	1704	1504	1659
19	1748	1768	1533	1747
20	1980	1983	1780	1844

* Numer 1 odpowiada rezonatorowi o największej, a numer 20 – o najmniejszej komórce

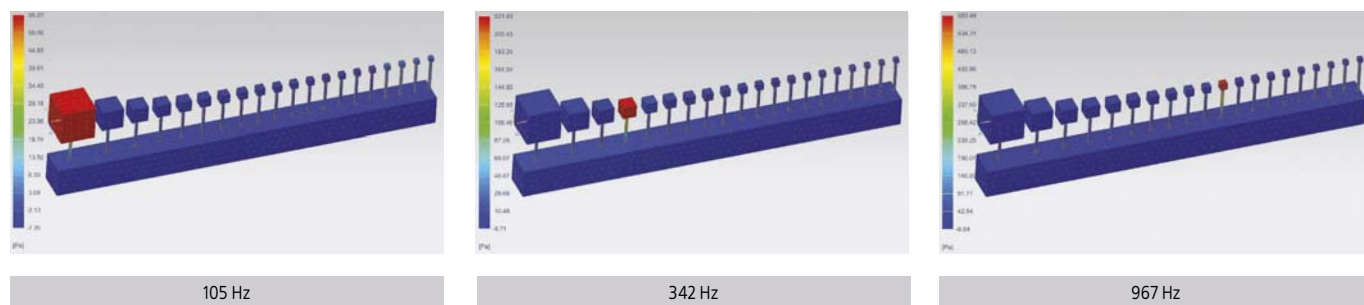
Częstotliwości własne rezonatorów Helmholtza określone w sposób numeryczny zestawiono w tab. 1 (dodatkowo porównano je z wynikami analitycznymi). Dla wybranych częstotliwości rezonansowych przedstawiono też rozkład znormalizowanego ciśnienia akustycznego (rys. 2 i 3).

W przypadku niskich częstotliwości (wymagających zastosowania rezonatorów o największej objętości komór rezonansowych) poprawka ma mniejsze znaczenie, jednak przy częstotliwości powyżej 1000 Hz różnice pomiędzy wynikami analitycznymi a wynikami uzyskanymi numerycznie są istotne. Obliczenia odnosiły się do stosunkowo małych rezonatorów Helmholtza, gdzie długość szyjki wynosiła 35 mm, a długość boku sześcianów tworzących komorę zawierała się w przedziale od 8,2 mm do 60 mm.

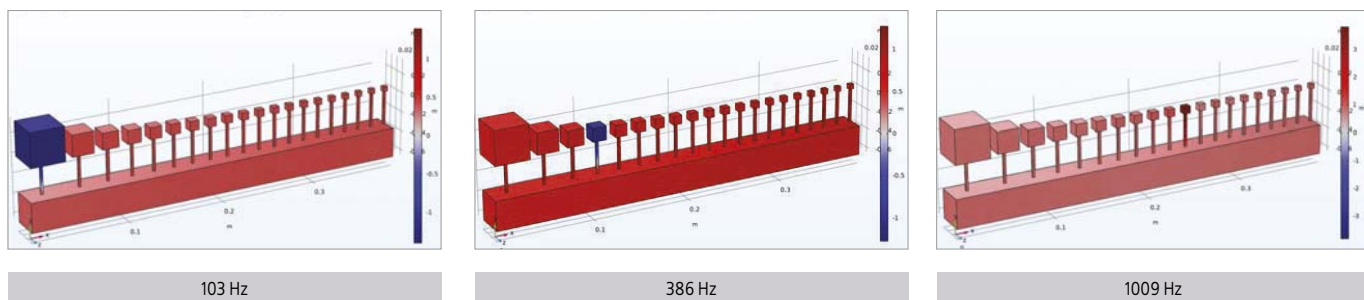
Badania numeryczne metamateriałów o strukturze tunelowej i tunelowo-rezonansowej

Opracowano modele numeryczne (rys. 4) metamateriału o strukturze tunelowej (bez rezonatorów) i metamateriału o strukturze tunelowo-rezonansowej (tj. z rezonatorami Helmholtza), które miały identyczne wymiary geometryczne (oprócz grubości ścianek działowych).

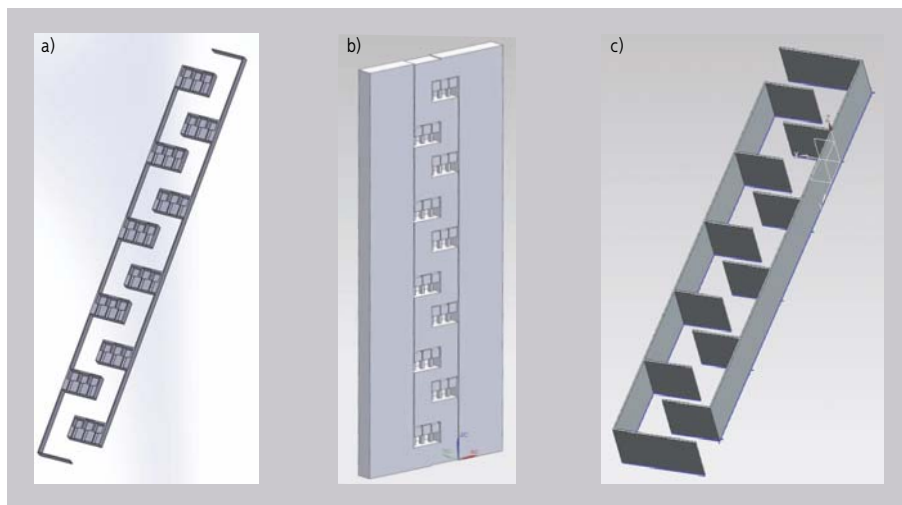
Metamateriał o strukturze tunelowo-rezonansowej poddano badaniom numerycznym pod kątem częstotliwości rezonansowych oraz pod kątem rozkładu poziomu ciśnienia akustycznego w dziedzinie częstotliwości (za modelem metamateriału) przy wymuszeniu sygnałem



Rys. 2. Rozkład znormalizowanego ciśnienia akustycznego [Pa] dla wybranych częstotliwości rezonansowych, uzyskany w programie Simcenter 3D
 Fig. 2. Distribution of normalized sound pressure [Pa] for selected resonant frequencies calculated in Simcenter 3D



Rys. 3. Rozkład znormalizowanego ciśnienia akustycznego [Pa] dla wybranych częstotliwości rezonansowych, uzyskany w programie COMSOL Multiphysics
 Fig. 3. Distribution of normalized sound pressure [Pa] for selected resonant frequencies calculated in COMSOL Multiphysics



Rys. 4. Przekrój modelu numerycznego metamateriału o strukturze tunelowej z rezonatorami Helmholtza (a), model numeryczny domeny płynu (b) oraz zarys metamateriału o strukturze tunelowej bez rezonatorów Helmholtza (c)

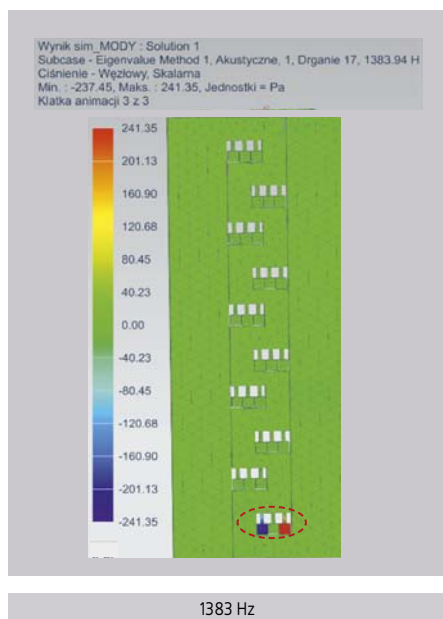
Fig. 4. A cross-section of the numerical model of a tunnel structure with Helmholtz resonators (a), a numerical model of the fluid domain (b) and an outline of the tunnel structure without the Helmholtz resonators (c)

Tabela 2. Częstotliwości rezonansowe obliczone dla modelu metamateriału o strukturze tunelowo-rezonansowej
Table 2. Resonant frequencies calculated for a metamaterial model with a tunnel-resonant structure

Częstotliwości rezonansowe [Hz] uzyskane w wyniku obliczeń numerycznych	
oprogramowanie Simcenter 3D	oprogramowanie COMSOL Multiphysics
1278, 1238, 1307, 1325, 1336, 1342, 1383, 1384, 1385, 1386, 1398, 1426, 1428, 1431, 1448, 1451, 1457, 1462, 1463, 1471, 1475, 1476, 1478, 1488, 1524, 1568, 1581, 1606, 1654	1297, 1314, 1324, 1329, 1370, 1371, 1372, 1374, 1390, 1411, 1414, 1417, 1420, 1437, 1440, 1445, 1449, 1452, 1460, 1461, 1462, 1465, 1478, 1515, 1553, 1566, 1592, 1637, 1750, 1775

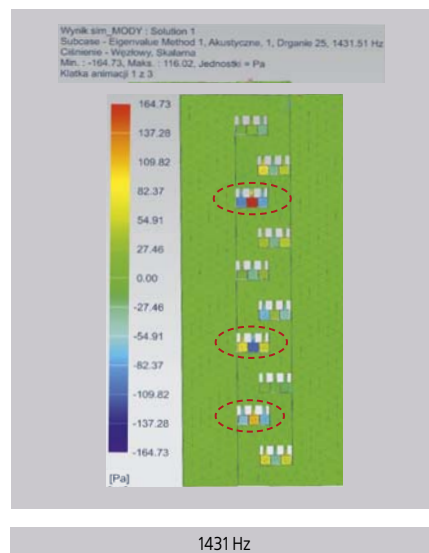
sinusoidalnym o częstotliwościach wymuszenia od 100 Hz do 6300 Hz, ze skokiem co 10 Hz. Jako wymuszenie zastosowano falę płaską po jednej stronie modelu.

Utworzony model charakteryzował się liczbą nawrotów równą 10, grubością – 0,8 mm, szerokością tunelu – 20 mm oraz odległością pomiędzy przeciwległymi ściankami tunelu – 50 mm.



Rys. 6. Rozkład znormalizowanego ciśnienia akustycznego [Pa] dla częstotliwości rezonansowych 1383 Hz, 1384 Hz i 1385 Hz, uzyskany w programie Simcenter 3D – zaznaczono miejsca występowania rezonansu

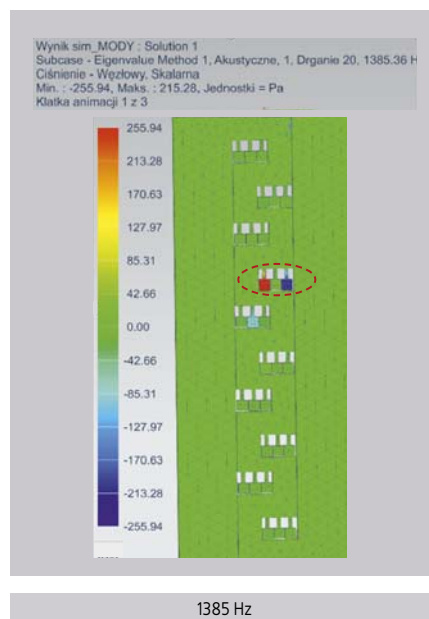
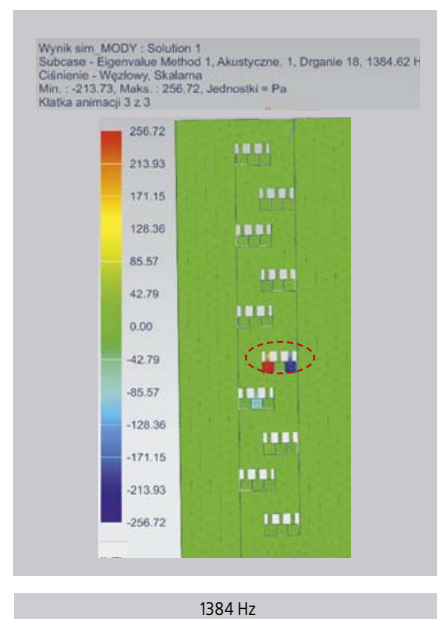
Fig. 6. Distribution of normalized sound pressure [Pa] for resonant frequency 1383 Hz, 1384 Hz and 1385 Hz calculated in Simcenter 3D – resonance locations are marked

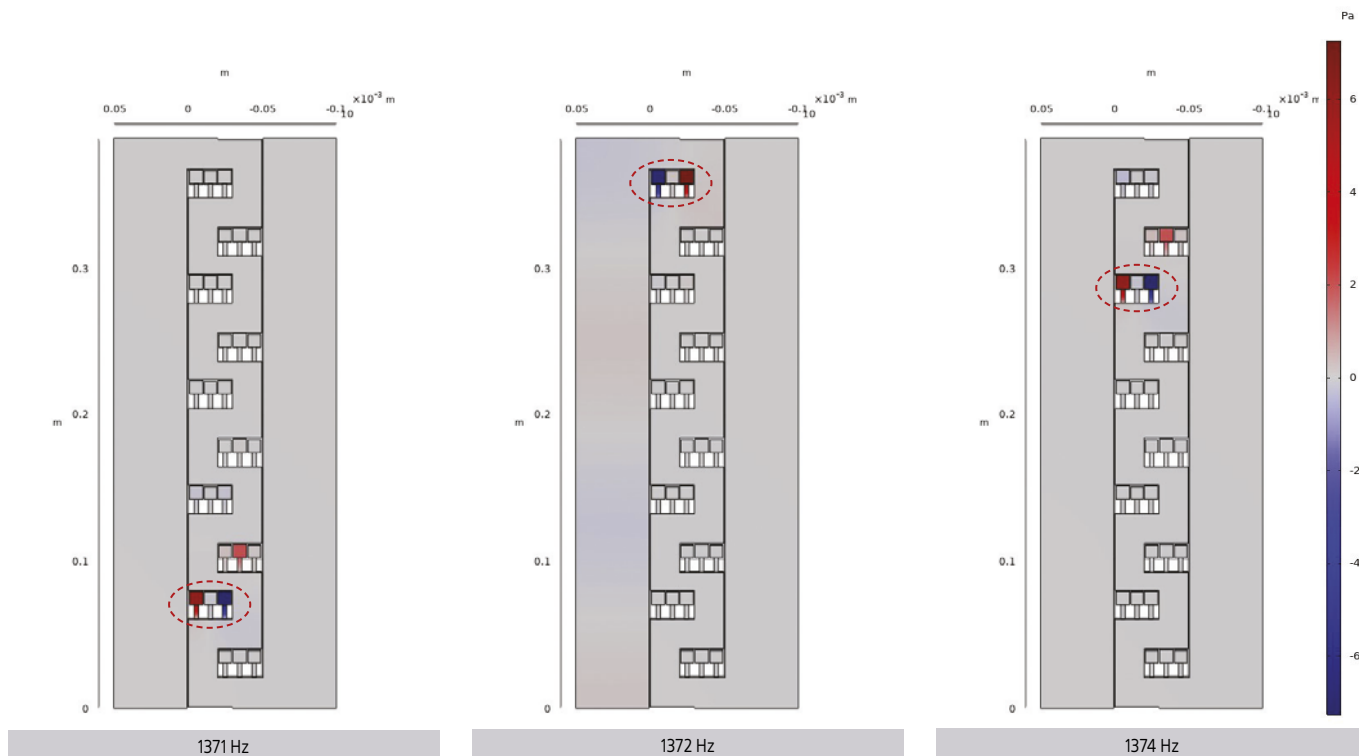


Rys. 5. Rozkład znormalizowanego ciśnienia akustycznego [Pa] dla częstotliwości rezonansowej 1431 Hz, uzyskany w programie Simcenter 3D – zaznaczono miejsca występowania rezonansu
Fig. 5. Distribution of normalized sound pressure [Pa] for resonant frequency 1431 Hz, calculated in Simcenter 3D – resonance locations are marked

W tunelu umieszczono rezonatory Helmholtza o częstotliwościach rezonansowych 1390 Hz i 1479 Hz, po trzy rezonatory Helmholtza na każdą ze ścianek działowych, w taki sposób, by dwa skrajne rezonatory na ścianie miały tę samą częstotliwość rezonansową.

W tab. 2 przedstawiono częstotliwości rezonansowe uzyskane z obliczeń numerycznych, a na rys. 5-7 – rozkłady znormalizowanego ciśnienia akustycznego dla wybranych częstotliwości rezonansowych. W efekcie przeprowadzonych obliczeń stwierdzono



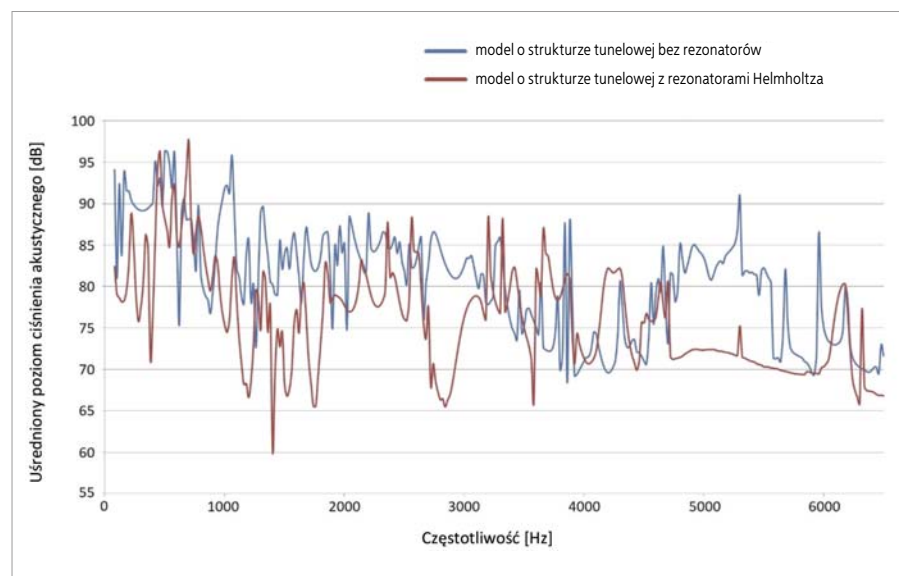


Rys. 7. Rozkład znormalizowanego ciśnienia akustycznego [Pa] dla częstotliwości rezonansowych 1371 Hz, 1372 Hz i 1374 Hz, obliczony w programie COMSOL Multiphysics – zaznaczono miejsca występowania rezonansu

Fig. 7. Distribution of normalized sound pressure [Pa] for resonant frequency 1371 Hz, 1372 Hz and 1374 Hz calculated in COMSOL Multiphysics – resonance locations are marked

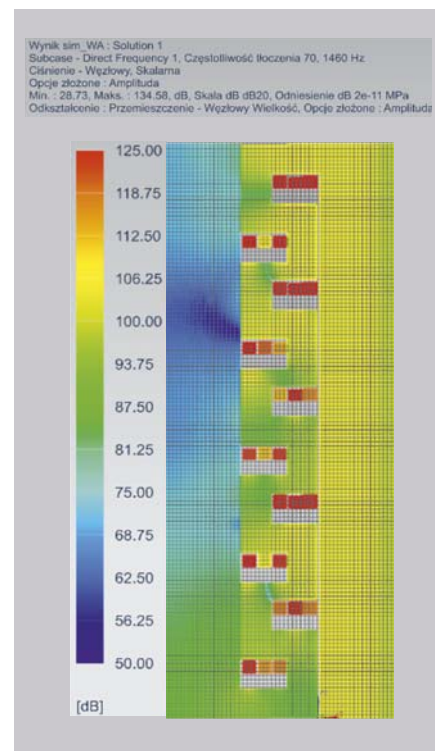
występowanie dużej liczby częstotliwości rezonansowych. W niektórych przypadkach dana częstotliwość rezonansowa występowała wyłącznie w rezonatorach z konkretnego obszaru modelu. Na rys. 5 przedstawiono sytuację, gdy rezonans jest widoczny we wszystkich trzech komorach (o częstotliwościach rezonansowych 1390 Hz i 1479 Hz) równocześnie. Z kolei na rys. 6 i 7 widoczne są różnice w miejscu wy-

stępowania rezonansów dla rezonatorów o tych samych objętościach, ale w różnych obszarach modelu. Różnice pomiędzy częstotliwościami rezonansowymi w tym przypadku wynoszą nie więcej niż 2 Hz. Uzyskane rezultaty wskazują, że metamateriał o strukturze tunelowej z rezonatorami Helmholtza można zaprojektować w taki sposób, by miał zastosowanie w określonym paśmie częstotliwości.



Rys. 8. Uśredniony poziom ciśnienia akustycznego za modelem metamateriału o strukturze tunelowej z rezonatorami Helmholtza i bez rezonatorów Helmholtza

Fig. 8. Averaged sound pressure level behind the tunnel structure (with and without Helmholtz resonators)



Rys. 9. Rozkład poziomu ciśnienia akustycznego uzyskany w programie Simcenter 3D przy wymuszeniu o częstotliwości 1460 Hz dla modelu z rezonatorami – badanie z wymuszeniem znajdującym się po prawej stronie modelu

Fig. 9. Distribution of sound pressure level obtained at the excitation frequency of 1460 Hz for the model with resonators calculated in Simcenter 3D – test with the excitation located on the right side of the model

Poziom ciśnienia akustycznego we wszystkich punktach siatki za modelem z rezonatorami Helmholtza i za modelem bez rezonatorów uśredniono, a wyniki uśrednionego poziomu ciśnienia akustycznego w zależności od częstotliwości, uzyskane dla obu modeli, przedstawiono na wspólnym wykresie (rys. 8). Widać na nim, że poziomy ciśnienia akustycznego dla jednego i dla drugiego modelu różnią się, a różnice sięgają: 20 dB – w zakresie częstotliwości od 1000 Hz do 2000 Hz; ok. 17 dB – w zakresie częstotliwości od 2700 Hz do 3120 Hz; ok. 10 dB – w zakresie częstotliwości od 4740 Hz do 5560 Hz. Najniższe wartości poziomu ciśnienia akustycznego odnotowano dla modelu z rezonatorami przy częstotliwości 1460 Hz – rozkład ciśnienia akustycznego w badanym obszarze dla tego przypadku przedstawiono na rys. 9

Podsumowanie

Częstotliwości rezonansowe, uzyskane w drodze badań numerycznych wykonanych w obu oprogramowaniach, w większości przypadków zgadzają się z częstotliwościami obliczonymi analitycznie z uwzględnieniem poprawki długości czynnej. Niezależnie jednak od środowiska obliczeniowego zwłaszcza w przypadku najmniejszych komór rezonansowych (zakresu średniczestotliwościowego) wartości częstotliwości rezonansowych wyznaczone numerycznie odbiegają od częstotliwości wyznaczonych analitycznie z uwzględnieniem poprawki. Otrzymane wyniki potwierdzają, że metamateriał o strukturze tunelowej z umieszczonymi wewnątrz rezonatorami Helmholtza może redukować hałas w kilku pasmach częstotliwości (w zakresie średnio- i wysokoczęstotliwościowym) oraz w większym stopniu niż metamateriał o strukturze tunelowej bez rezonatorów. Uzyskane rezultaty wskazują, że metamateriały akustyczne o konstrukcji tunelowo-rezonansowej mogą w przyszłości stanowić przydatne rozwiązanie w redukcji hałasu średnio- i wysokoczęstotliwościowego szczególnie tam, gdzie oprócz aspektów ograniczania hałasu ważne jest również zachowanie przepływu powietrza pomiędzy otoczeniem a źródłem emitującym hałas. Na dalszym etapie prac otrzymane wyniki zostaną zweryfikowane w badaniach laboratoryjnych.

BIBLIOGRAFIA

- [1] POPA B.-I., ZIGONEANU L., CUMMER S. Experimental acoustic ground cloak in air. *Physical Review Letters*. American Physical Society. 2011, 106, 253901.
- [2] MILTON G.W., BRIANE M., WILLIS J.R. On cloaking for elasticity and physical equations with a transformation invariant form. *New Journal of Physics*. 2006, 8: 248-248.
- [3] FENG L. i in. Negative refraction of acoustic waves in two-dimensional sonic crystals. *Physical Review B*. 2005, 72(3): 033108.
- [4] XIE Y. i in. Measurement of a broadband negative index with space-coiling acoustic metamaterials. *Physical Review Letters*. 2013, 110: 175501.
- [5] LEE S.H. i in. Acoustic metamaterials with negative modulus. *Journal of Physics Condensed Matter*. 2009, 21: 175704.
- [6] RYOO H., JEON W. Acoustic metasurface for broadband sound absorption via multiple hybrid resonances, *Proceedings of the 49th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Inter-Noise 2020, Seoul*.
- [7] YANG Y., WANG Q. An active acoustic metamaterial based on the principle of local resonance. *Proceedings of the 49th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Inter-Noise 2020, Seoul*.
- [8] KIME E., JANG Y. Design of frequency bandgaps in 3D woodpile metamaterials. *Proceedings of the 49th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Inter-Noise 2020, Seoul*.
- [9] YAMAMOTO T. i in. Acoustic metamaterials sound-insulator by Helmholtz resonators embedded in light weight plastic foam. *Proceedings of the 25th International Congress on Sound and Vibration, ICSV25, 2018, Hiroshima*.
- [10] KALAVSKY E., VENEGAS R. Low frequency sound absorption and transmission loss of a tortuous waveguide-resonator system: theory vs experiment. *Proceedings of the 48th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Inter-Noise 2019, Madrid*.
- [11] YANG M., SHENG P. Sound absorption structures: from porous media to acoustic metamaterials. *Annual Review of Materials Research*. 2017, 47: 83-114.
- [12] CHANG Z., HU J., HU G. Manipulating physical fields by transformation materials. [W:] P.F. Pai, G.G. Huang (red.), *Theory and design of acoustic metamaterials*. Spie Press, 2015.
- [13] CUMMER S.A., CHRISTENSEN J., ALÚ A. Controlling sound with acoustic metamaterials. *Nature Reviews Materials*. 2016, 1: 16001.
- [14] DONG H.-W. i in. Systematic design and realization of double-negative acoustic metamaterials by topology optimization. *Acta Materialia*. 2019, 172: 102-120.
- [15] LIU Z. i in. Locally resonant sonic materials. *Science*. 2000, 289: 1734-1736.
- [16] MA G., SHENG P. Acoustic metamaterials: from local resonances to broad horizons. *Science Advances*. 2016, 2, e1501595.
- [17] WANG Z., YANG W., CHOY Y.S. Metasurface by multiple perforated panels in a coiled arrangement. *Proceedings of the 49th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, Inter-Noise 2020, Seoul*.
- [18] HABERMAN M.R., NORRIS A.N. Acoustic metamaterials. *Physics Today*. 2016, 12(3): 31-39.
- [19] KUMAR S., LEE H.P. The present and future role of acoustic metamaterials for architectural and urban noise mitigations. *Acoustics*. 2019, 1: 590-607.
- [20] ZANGENEH-NEJAD F., FLEURY R. Active times for acoustic metamaterials. *Reviews in Physics*. 2019, 4: 100031.
- [21] WU Y., YANG M., SHENG P. Perspective: acoustic metamaterials in transition. *Journal of Applied Physics*. 2018, 123: 090901.
- [22] YAMAMOTO T. i in. Acoustic metamaterial sound-insulator by Helmholtz resonators combined with thin membranes. *Proceedings of the 26th International Congress on Sound and Vibration. ICSV26, Montreal*.
- [23] NAIFY C.J. i in. Membrane-type metamaterials: transmission loss of multi-celled arrays. *Journal of Applied Physics*. 2011, 109: 104902.
- [24] ZHOU G. i in. Broadband low-frequency membrane-type acoustic metamaterials with multi-state anti-resonances. *Applied Acoustics*. 2020, 159: 107078.
- [25] RYOO H., JEON W. Perfect sound absorption of ultra-thin metasurface based on hybrid resonance and space-coiling. *Applied Physics Letters*. 2018, 113: 121903, doi: 10.1063/1.5049696.
- [26] MA X., SU Z. Development of acoustic liner in aero engine: a review. *Science China Technological Sciences*. 2020, 63: 2491-2504, doi: 10.1007/s11431-019-1501-3.
- [27] LANGFELDT F., HOPPEN H.I., GLEINE W. Broadband low-frequency sound transmission loss improvement of double walls with Helmholtz resonators. *Journal of Sound and Vibration*. 2020, 476: 115309.
- [28] WEYNA S. *Rozpływ energii akustycznych źródeł rzeczywistych*. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, 2005.
- [29] MAKAREWICZ R. *Dźwięki i fale*. Wydawnictwo Naukowe UAM, 2017.
- [30] BÉRIOT H., PRINN A., GABARD G. Efficient implementation of high-order finite elements for Helmholtz problems. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*. 2016, 106: 213-240, doi: 10.1002/nme.5172.
- [31] DOBRUCKI A. *Przetworniki elektroakustyczne*. Warszawa: WNT, 2007.

Opracowano na podstawie wyników V etapu programu wieloletniego pn. „Poprawa bezpieczeństwa i warunków pracy”, finansowanego w zakresie badań naukowych i prac rozwojowych ze środków Narodowego Centrum Badań i Rozwoju (projekt nr III.PB.05 pt. „Opracowanie metamateriału akustycznego do zastosowania w układach dźwiękoizolacyjnych do ograniczania hałasu w warunkach przemysłowych”). Koordynator programu: Centralny Instytut Ochrony Pracy – Państwowy Instytut Badawczy.