

Politechnika Koszalińska
Instytut Mechatroniki, Nanotechnologii i Techniki Próżniowej
Zakład Mechatroniki i Mechaniki Stosowanej

Rozprawa doktorska

**Analiza obszaru zamkniętego
z zaburzeniem wibroakustycznym
w zakresie niskich częstotliwości**

mgr inż. Andrzej Błażejowski

Promotor: prof. dr hab. inż. Tomasz Krzyżyński

Koszalin, 2011

Spis treści

Spis treści	i
1 Wstęp	1
1.1 Wprowadzenie	1
1.2 Podstawy teoretyczne i analiza literatury	7
1.2.1 Pole akustyczne i jego źródła	7
1.2.2 Analiza modalna	10
1.2.3 Częstotliwość graniczna	13
1.3 Tezy i zakres pracy	15
2 Amplitudy modalne w przypadku źródła punktowego	19
2.1 Kształt amplitud modalnych w pomieszczeniu ograniczonym powierzchniami doskonale odbijającymi	19
2.1.1 Wnioski z analizy obszaru o zerowych warunkach brzegowych Neumana	23
2.2 Wpływ impedancji oraz sprzężenia między modami na kształt amplitud modalnych	26
2.2.1 Model impedancji brzegów	26
2.2.2 Wpływ impedancji rzeczywistej	30
2.2.3 Wpływ impedancji zespolonej	33
2.2.4 Wpływ sprzężenia między modami	36
2.2.5 Wpływ wielkości powierzchni absorbujących	37
2.2.6 Wpływ lokalizacji powierzchni absorpcyjnych	39
2.2.7 Wpływ częstotliwości źródła	41
2.3 Określenie istotności wpływu powierzchni brzegowych na pole akustyczne wnętrza obszaru	43
2.4 Podsumowanie i najważniejsze wnioski	50
3 Porównanie i weryfikacja modeli	53
3.1 Porównanie modelu MES i modelu analitycznego	53

3.2	Porównanie modelu symulacyjnego z pomiarami	63
3.3	Odpowiedź częstotliwościowa - wykorzystanie analizy modalnej . . .	70
3.4	Podsumowanie i najważniejsze wnioski	73
4	Optymalizacja rozmieszczenia materiału absorbującego na brze- gach obszaru	77
4.1	Przypadek źródła dźwięku o dyskretnym widmie częstotliwości . . .	77
4.1.1	Sformułowanie problemu	77
4.1.2	Przykładowe wyniki	79
4.2	Przypadek źródła dźwięku z wybranego zakresu częstotliwości . . .	80
4.2.1	Sformułowanie problemu	80
4.2.2	Przykładowe wyniki	83
4.3	Podsumowanie i najważniejsze wnioski	86
5	Optymalizacja w obiekcie rzeczywistym	89
5.1	Założenia i zakres stosowalności	89
5.2	Wyniki optymalizacji	90
6	Zakończenie	97
6.1	Wnioski końcowe i podsumowanie	97
6.2	Perspektywy dalszych badań	99
	Bibliografia	103
A	Obiekt badany	111
B	Określenie częstotliwości granicznej (Schroedera) badanego obiektu	115
C	Wyznaczanie mocy akustycznej badanego źródła dźwięku (PN- EN ISO 3744)	117
C.1	Kwalifikacja akustyczna środowiska badawczego	117
C.2	Dane źródła oraz aparatura pomiarowa	118
C.3	Wyniki pomiarów	118
C.3.1	Wyznaczona moc akustyczna badanego źródła	119
	Spis symboli i skrótów	123
	Spis rysunków	125
	Spis tablic	133

Rozdział 1

Wstęp

1.1 Wprowadzenie

Wibroakustyka swym zakresem obejmuje procesy związane z drganiami oraz emisją fali akustycznej, zachodzące w technice tj. maszynach, urządzeniach, obiektach budowlanych, instalacjach oraz w środowisku naturalnym. Człowiek w sposób permanentny styka się z tego rodzaju zjawiskami w otaczającym go środowisku. Jeżeli ograniczymy się do rozważania zjawisk wibroakustycznych w technice, to stwierdzimy, że praca wszystkich maszyn i urządzeń, niezależnie od ich złożoności wiąże się ze zjawiskami wibroakustycznymi zachodzącymi w nich samych oraz, co się z tym ściśle wiąże, w ich otoczeniu. Zjawiska te oddziałują nie tylko lokalnie, przy bezpośrednim kontakcie z obiektem, w którym zachodzą, ale mogą propagować i przenosić się na odległość. Wibroakustyka jest powiązana z zagadnieniami teorii drgań i akustyki technicznej, dynamiki maszyn i budowli, informatyki i teorii sterowania. Procesy wibroakustyczne tworzące zjawiska wibroakustyczne będące w zakresie rozważań w niniejszej pracy przebiegają zazwyczaj następująco [90, 16, 15, 14]:

- generowanie sił zmiennych w czasie w strukturach, obiektach, urządzeniach, maszynach itp., oddziałujących następnie na inne struktury, obiekty i otoczenie („źródło pierwotne”);
- przenoszenie wygenerowanej energii przez elementy składowe struktury, w tym również płyny, na inne struktury, elementy środowiska, jak również propagacja pomiędzy układami mechanicznymi;
- rozpraszanie przenoszonej energii w postaci emisji akustycznej przez elementy struktury oraz strefy środowiska („źródło wtórne”).

W szczególności ostatni etap opisanego procesu pozostaje w ścisłym powiązaniu z niniejszą pracą, a analizie poddane zostały dwa następujące jego aspekty:

- przestrzenny rozkład energii pochodzącej ze źródła wtórnego,
- odpowiedź układu (struktury) oraz przenoszenie energii poprzez propagujące medium (w tym przypadku powietrze).

Niniejsza praca obejmuje min. syntezę wibroakustyczną, jedno z czterech głównych zadań wibroakustyki, które zawiera w sobie modele i modelowanie wibroakustyczne prowadzące do sterowania energią wibroakustyczną z jednej strony, oraz redukcja hałasu i wibracji z drugiej. Sterowanie energią wibroakustyczną, sprowadza się do sterowania parametrami pola akustycznego. Prowadzi to do utylitarne go celu jakim jest obniżenie poziomu zakłóceń wibroakustycznych maszyn, urządzeń, instalacji, a przede wszystkim środowiska ich pracy do minimum możliwego na danym etapie wiedzy i technologii lub wynikającego z innych założeń jak np. z optymalizacji. Pod pojęciem zakłóceń należy rozumieć niepożądane składowe, wartości lub poziomy parametrów pola wibroakustycznego (akustycznego).

Model fizyczny procesu wibroakustycznego można przedstawić w postaci dwóch podsystemów połączonych więzami [27, 16, 15, 14]. W pierwszym podsystemie („źródło pierwotne”) występują procesy powodujące powstanie drgań mechanicznych, które poprzez więzy przenoszą się do drugiego podsystemu-obiektu („źródło wtórne”). W drugim podsystemie-obiekcie, drgania te mogą mieć postać np. drgań akustycznych, których działanie należy zmniejszyć lub w inny sposób kształtować. Siły występujące w więzach nazywane wymuszającymi, w ogólnym przypadku mogą mieć charakter kinematyczny lub dynamiczny. Jeśli zmienne wyjściowe oznaczyć jako Y_i , a zmienne w czasie wymuszenia w więzach odpowiednio $X_i(t)$ oraz $F_i(t)$, to można napisać zależność:

$$Y_i(t) = C_X(f)X_i(t) \quad , \quad (1.1)$$

$$Y_i(t) = C_F(f)F_i(t) \quad , \quad (1.2)$$

gdzie C_X oraz C_F , to odpowiednio podatność obiektu na wymuszenie kinematyczne i dynamiczne. Jak wynika z zależności (1.1) i (1.2) podatności są zależne od częstotliwości f , co czyni cały obiekt zależny od częstotliwości wymuszeń i stwarza możliwość pojawienia się rezonansów w przypadku częstotliwości wymuszenia bliskich częstotliwości własnych obiektu.

Stosując wyżej opisany model do rzeczywistych obiektów w postaci maszyn i urządzeń, można je przedstawić jako podsystemy, na które działają wymuszenia zewnętrzne lub wewnętrzne ($X_i(t)$, $F_i(t)$), które mogą mieć postać: mikroudarów, poślizgów, sił tarcia, wymuszeń związanych ze zjawiskami magnetoelektrycznymi, aerodynamicznymi oraz hydrodynamicznymi. Zmiennymi wyj-

ściowymi ($Y_i(t)$) podsystemu są tu funkcje opisujące drgania mechaniczne oraz akustyczne. Czasami rozważanym podsystemem-obiektom jest pewna przestrzeń ograniczona wokół maszyny lub urządzenia, tworząca z nim nierozdzielalną całość (pomieszczenia, hale ze stanowiskami roboczymi, itp.). Jeżeli w tej sytuacji zmiennymi wyjściowymi pozostającymi w rozważaniach są tylko funkcje opisujące drgania akustyczne w postaci fal tworzących określone pole w badanej przestrzeni, to mamy do czynienia z zagadnieniem akustyki.

Każde urządzenie lub maszyna może być zatem „źródłem wtórnym” drgań mechanicznych i jednocześnie akustycznych. Te ostatnie nazywane są hałasem. Od wartości poziomów zmiennych wyjściowych $Y_i(t)$ zależy, które z nich stanowią większy problem w danych warunkach technologicznych, środowiskowych lub społecznych. W niniejszej pracy rozważane są źródła drgań akustycznych (hałasu), którymi mogą być maszyny i urządzenia. Ze względu na wspomniane powyżej fizyczne przyczyny generowania sygnałów wibroakustycznych, źródła można podzielić na [27, 16, 15, 14]:

- mechaniczne,
- elektryczne (elektromagnetyczne),
- areo- i hydrodynamiczne,
- technologiczne.

Charakterystyka obiektów jako źródeł hałasu, wykorzystuje jeden z dwóch rodzajów danych. Pierwszym z nich jest moc akustyczna, a drugim widmo emitowanego dźwięku. Te dwa rodzaje informacji mogą być zawarte w jednym zestawie danych. W postaci poziomów mocy w pasmach tercjowych lub oktaowych. Najczęściej jeden obiekt jest generatorem energii wibroakustycznej o różnorodnych źródłach. Należy wówczas zidentyfikować z jednej strony te, które generuje najwyższy poziom energii, oraz z drugiej te częstotliwości (harmoniczne), które mogą być najbardziej niebezpieczne lub niepożądane.

W przypadku źródeł mechanicznych, moc akustyczna jest generowana w wyniku bezpośredniej zamiany mocy mechanicznej maszyny i jest zależna od jej poziomu, prędkości części wirujących np. wirników, wałów, łożysk, przekładni, prędkości linowej elementów takich jak układy korbowo-tłokowe, korbowo-wodzikowe, prowadnicowe oraz masowych momentów bezwładności elementów składowych. Generowany hałas oprócz szerokopasmowego widma ma dyskretne harmoniczne, które niejednokrotnie mają charakter dominujący. Ich istnienie wynika z obrotów części wirujących, częstości zazębienia w przekładniach, cyklicznej zmiany sztywności zazębienia, częstości zapłonów lub wtrysków w silnikach spalinowych oraz częstości niewyrównoważenia [27, 16, 15, 14].

Elementy maszyn i urządzeń, które jako źródła mechaniczne generują największą energię wibroakustyczną można pogrupować w następujący sposób.

1. Łożyska toczne - energia wibroakustyczna pochodzi tu bezpośrednio z drgań mechanicznych pierścienia wewnętrznego łożyska [69, 16, 11]. Istnieje wprost proporcjonalna zależność ciśnienia akustycznego i prędkości lub przyspieszenia drgań, a te z kolei zależą od prędkości obrotowej n_o łożyska. Widmo hałasu ma bardzo szeroki zakres i można podzielić go na kilka podzakresów, którym odpowiadają przyczyny jego powstawania:
 - hałas wysokoczęstotliwościowy, powyżej kilku kiloherców, spowodowany chropowatością oraz falistością wyższych rzędów bieżni łożyska;
 - hałas w zakresie częstotliwości średnich, od około dwukrotnej wartości częstotliwości obrotowej ($f_o = n_o/60$, n_o w obr/min) do kilku kiloherców, spowodowany falistością niższych rzędów, defektami elementów tocznych, bieżni oraz luzami łożyska;
 - hałas niskoczęstotliwościowy, w zakresie zbliżonym do częstotliwości obrotowej, spowodowany biciem bieżni łożyska;
 - hałas niskoczęstotliwościowy, w zakresie poniżej częstotliwości obrotowej, spowodowany biciem i luzami koszyka mocującego elementy toczne łożyska.

2. Przekładnie zębate - energia wibroakustyczna pochodzenia mechanicznego generowana jest na skutek m.in. uderzeń zazębienia, tarcia zazębienia, zmiennych sił powstających w czasie współpracy kół zębatach i powodujących drgania innych elementów przekładni, zmiennej sztywności strefy zazębienia w czasie obrotu kół zębatach [16, 26, 27, 89]. Ze względu na cykliczność pracy oraz budowę przekładni, zębatach oprócz hałasu szerokopasmowego można wyróżnić następujące harmoniczne:
 - harmoniczne o częstotliwościach równych wielokrotnościom częstotliwości obrotowych wałków,
 - harmoniczne związane z częstością zazębienia i częstotliwościami obrotowymi wałków,
 - harmoniczne związane ze zmienną sztywnością zazębienia.

3. Maszyny elektryczne, w których źródłem mechanicznym energii wibroakustycznej jest, oprócz hałasu generowanego w łożyskach, niewyrównoważenie wirnika oraz tarcie i uderzenia szczotek o komutator (w maszynach elektrycznych komutatorowych). Hałas związany z niewyrównoważeniem wirnika charakteryzuje się dyskretną częstotliwością równą częstotliwości obrotowej f_o . Hałas od komutatora i szczotek ma charakter szerokopasmowy z harmonicznymi zależnymi od częstotliwości obrotowej f_o oraz ilości szczelin i płytek komutatora [16, 26, 11, 89].

4. Silniki spalinowe są źródłem energii wibroakustycznej, generowanej z różnych przyczyn, m.in. można tu wyróżnić: aerodynamiczny hałas w układzie dolotowym powietrza oraz wydechowym, hydrodynamiczny w układach hydraulicznych wspomagania, termodynamiczny w wyniku spalania paliwa w cylindrach, oraz mechaniczny. Ze względu na konstrukcję silniki wysokoprzężne charakteryzują się nieco wyższym poziomem hałasu niż silniki benzynowe. Mimo dużego postępu w technologii produkcji silników spalinowych i znacznego obniżenia poziomu emitowanego hałasu można wyróżnić w widmie szerokopasmowym pewne dyskretne wartości częstotliwości powiązane z:

- częstotliwością zapłonu paliwa i wystąpieniem uderzeń w miejscu kontaktu w układzie tłok-sworzeń-korba-wał korbowy,
- częstotliwością zamykania i otwierania zaworów oraz pracy układu rozrządu,
- częstotliwością zazębiania przekładni (obecnie coraz częściej stosowane mniej hałaśliwe przekładnie, gdzie napęd przekazywany jest przez paski zębate),
- częstotliwością pompy paliwowej lub wtryskowej (obecnie coraz częściej stosowane ciche układy wtryskowych sterowanych elektronicznie, a nie mechanicznie),
- częstotliwością niewyrównowazenia.

Wiele z wymienionych wyżej przyczyn staje się problemem i ujawnia się w silnikach dopiero w wyniku dłuższej eksploatacji oraz zużywania się podzespołów [1, 16, 27].

Źródła elektryczne (elektromagnetyczne) często towarzyszą źródłom mechanicznym występując w maszynach elektrycznych, takich jak silniki i prądnice. Przyczyną generowania drgań i hałasu jest asymetria i cykliczność oddziaływań w szczelinie między wirnikiem a stojanem, wynikająca z budowy i zasady działania maszyny elektrycznej. Występowanie określonej ilości żłobków, uzwojeń oraz biegunów jest istotnym elementem wpływającym na powstawanie harmonicznych i składowych o dyskretnej częstotliwości. W przypadku maszyn prądu stałego, dominuje składowa wynikająca z prędkości obrotowej n_o , liczby żłobków twornika oraz podziałki biegunowej stojana. W silnikach prądu przemiennego, harmoniczne pojawiają się w efekcie magnetostrykcji. Częstotliwość hałasu wynika z częstotliwości prądu zasilania, liczby żłobków wirnika, liczby par biegunów oraz w przypadku maszyn asynchronicznych - poślizgu. Magnetostrykcja ma też zasadnicze znaczenie jako przyczyna generowania hałasu przez transformatory i inne urządzenia elektryczne, których elementami składowymi budowy są uzwojenia prądowe umieszczone na rdzeniu. W tym przypadku znaczenie ma również

oddziaływanie między rdzeniem a obudową. Dominuje tu pierwsza i druga harmoniczna odpowiadająca podwójnej częstotliwości zasilania [16, 27, 52].

Źródła aero- i hydrodynamiczne wynikają z zaburzeń parametrów płynu, które w następstwie powodują drgania akustyczne otaczającego środowiska. Zaburzenia mogą rozprzestrzeniać się do otoczenia, bezpośrednio gdy strumień gazu wypływa wprost do otoczenia, lub pośrednio, gdy płyn przepływa przez przewody powodując ich drgania, a te z kolei przenoszą się do otoczenia. Przykładem pierwszego przypadku jest wypływ poddźwiękowy i naddźwiękowy gazu z dyszy zbieżnej, często spotykany w przemyśle w czasie „zrzutów” gazów lub w różnego rodzaju zaworach bezpieczeństwa. Wypływ poddźwiękowy ma miejsce wtedy, kiedy stosunek ciśnienia otoczenia oraz wypływającego gazu przekracza wartość krytyczną. W przypadku „zrucania” powietrza do atmosfery wartość krytyczna wynosi około 0.528. Wypływ poddźwiękowy charakteryzuje się trzema strefami wypływu. Pierwszy, zlokalizowany najbliżej dyszy (sięgający do odległości około czterech wartości średnic dyszy), to tzw. „obszar mieszania”, drugi (sięgający do odległości około ośmiu wartości średnic dyszy) „obszar wyrównywania” oraz „obszar zanikania turbulencji”. Źródłem generowania niemal całej energii akustycznej (około 98%) są równomiernie dwa pierwsze obszary. Częstotliwości środkowe pasm o najwyższym poziomie energii akustycznej określa się na podstawie zależności na wartość liczby Strouhala (oraz jej empirycznie wyznaczonych wartości), która zależna jest wprost proporcjonalnie od średnicy dyszy i częstotliwości środkowej pasma oraz odwrotnie proporcjonalnie od prędkości przepływu gazu. Ze względu zmniejszanie się prędkości przepływu wraz z odległością od dyszy, w „obszarze mieszania” generowane są częstotliwości wyższe niż w „obszarze wyrównywania”. W opisywanych przypadkach hałas ma charakter szerokopasmowy.

Przypadek wypływu naddźwiękowego ma miejsce wtedy, gdy ciśnienie ośrodka za dyszą jest niższe od ciśnienia krytycznego. Strumień płynu wypływającego z dyszy gwałtownie rozpręża się i w pierwszej fazie jego ciśnienie spada poniżej ciśnienia otoczenia. Następnie jest on sprężany przez ciśnienie otoczenia. Zjawisko to powtarza się cyklicznie tworząc charakterystyczną strukturę „komórkową” strumienia oraz wywołując efekt akustyczny. Ze struktury cyklicznej strumienia wynika występowanie w widnie hałasu wartości dyskretnej częstotliwości wyznaczonych podobnie jak w przypadku wypływu poddźwiękowego.

Innym rodzajem źródeł aerodynamicznych są wentylatory i dmuchawy. Najogólniej można stwierdzić, że przyczyną generowania hałasu są zmienne siły działające na łopatkach roboczych lub kierunkowych oraz ich krawędziach, powstałe na skutek odrywania lub przerywania się wirów przepływu turbulentnego strugi gazów w urządzeniu. Hałas taki ma charakter przede wszystkim szerokopasmowy. W przypadku wybranych niektórych typów urządzeń występują częstotliwości dyskretne, których wartości uzależnione są od liczby i rozmieszczenia łopatek oraz prędkości obrotowej wirnika [16, 17, 44].

Źródłem hydrodynamicznym najczęściej spotykanym w maszynach i urządzeniach jest zjawisko kawitacji. Pojawia się ono w instalacjach służących do transportu płynów, w miejscach, w których następuje zmiana przekroju przewodów (zweźki, dysze) lub w różnego rodzaju zaworach (regulacyjnych, redukcyjnych). Zjawisko to ma miejsce również w hydraulicznych urządzeniach wirnikowych. Źródłem hałasu w strefie przyściennej przewodu jest w tych przypadkach gwałtowne znikanie (skraplanie) lub deformacja powstałych w wyniku kawitacji pęcherzyków par, cieczy lub rozpuszczonych w niej gazów. Znikanie pęcherzyków spowodowane jest przejściem cieczy do strefy wyższego ciśnienia, co z kolei powoduje mikrouderzenia cieczy o ściankę przewodu generując efekt akustyczny [27, 15, 14].

Źródłami technologicznymi nazywa się szeroki zakres przyczyn generowania drgań i sygnałów akustycznych związany z procesami technologicznymi realizowanymi przez maszyny i urządzenia. Tak więc podczas pracy na tzw. biegu jałowym mamy do czynienia tylko ze źródłami opisanymi powyżej. W momencie przystąpienia maszyny do wykonywania procesów cięcia, skrawania, spawania, toczenia itp., pojawia się źródło technologiczne generowania energii wibroakustycznej [27, 66, 67, 10].

1.2 Podstawy teoretyczne i analiza literatury

1.2.1 Pole akustyczne i jego źródła

Opisując zjawiska propagacji fali akustycznej w powietrzu można skupić się na dwóch zagadnieniach. Pierwszym z nich jest rozchodzenie się fali w ośrodku nieograniczonym, w tzw. polu swobodnym, w którym może ona napotkać na swojej drodze przeszkody, ale ich wymiary są niewielkie w stosunku do wymiarów całego rozpatrywanego obszaru. Drugi przypadek to propagacja w obszarze zamkniętym, ograniczonym brzegami, w których mogą zachodzić zjawiska takie jak absorpcja, odbicie, załamanie, ugięcie, czyli zjawiska „czysto falowe”. Proces kształtowania się pola wewnątrz obszaru zamkniętego obejmuje stany przejściowe i nieustalone. Jeżeli przez stany przejściowe rozumiemy stany pola akustycznego wewnątrz pomieszczenia* w czasie zmiany jednego stanu ustalonego w drugi, są one również stanami nieustalonymi. W przypadku wymuszenia harmonicznego jest to stan od momentu podania sygnału przez źródło do momentu utworzenia się fal stojących i powstania pola stacjonarnego. W przypadku wymuszenia impulsowego, stanem przejściowym i jednocześnie nieustalonym jest stan od momentu podania impulsu do momentu całkowitego zaniknięcia dźwięku, czyli swoistego stanu ustalonego. Podobnie przy innych rodzajach wymuszeń wibroakustycznych, przy których zachodzi przejście z jednego stanu ustalonego do drugiego, stany przejściowe są jednocześnie stanami nieustalonymi pola. Jeżeli pierwszym stanem ustalonym jest

*W niniejszej pracy stosowane będą zamiennie określenia „obszar zamknięty” i „pomieszczenie”

stan, gdy źródło zaburzeń nie emituje żadnego sygnału, to w czasie kształtowania się pola wibroakustycznego we wnętrzu obszaru można określić trzy „okna czasowe” [79]. Pierwsze, gdy fala rozchodzi się bez odbić i bezpośrednio dociera do danego punktu w przestrzeni. W przypadku gdy w danym obszarze znajduje się człowiek, ze względu na specyfikę ludzkiej percepcji dźwięku, do okresu tego należy zaliczyć również czas tzw. „bardzo wczesnych odbić” zwanych falą dźwiękową „pseudo-bezpośrednią”. Jest to czas do 20 ms (fala akustyczna w powietrzu, w tym czasie przebędzie drogę około 6,86 m), od momentu wysłania sygnału przez źródło. W tym zakresie fala może charakteryzować się większą energią niż fale docierające w późniejszym czasie, po odbiciach. Drugi przedział czasowy (20-100 ms), to okres „wczesnych odbić”. Do poszczególnych punktów obszaru docierają fale odbite, częściowo osłabione właściwościami absorpcyjnymi brzegów obszaru. W tym czasie może nastąpić interferencja fali bezpośredniej z falą odbitą [5, 36, 49]. Trzeci przedział, to faza kształtowania się stanu ustalonego. W zależności od specyfiki obiektu, tj. kształtu, wymiarów oraz warunków brzegowych, może trwać nawet do kilku sekund. W przypadku wymuszenia harmonicznego, to stan pobudzenia wszystkich modów akustycznych obszaru. Po pewnym czasie, różnym dla poszczególnych modów i zależnym od właściwości tłumiących obiektu, składowe przejściowe amplitud modalnych zanikają wykładniczo [28, 53]. Pozostaje tylko składowa ustalona o częstotliwości równej częstotliwości wymuszenia. Podobna sytuacja ma miejsce po ustaniu zaburzenia harmonicznego. W tym przypadku do momentu całkowitego zaniku sygnału w obszarze istnieją tylko składowe przejściowe. Mają one ten sam kształt co składowe przejściowe podczas pojawienia się zaburzenia, ale o przeciwnych znakach.

W zależności od właściwości absorpcyjnych brzegów obszaru zamkniętego, pole akustyczne tworzące się wewnątrz może mieć charakter dyfuzyjny lub pogłosowy. W przypadku pola dyfuzyjnego można przyjąć, że średnia w czasie wartość bezwzględna ciśnienia akustycznego, w każdym punkcie obszaru, jest taka sama. Przepływ energii akustycznej jest więc jednakowo prawdopodobny we wszystkich kierunkach. Mamy z tym do czynienia wtedy, gdy częstotliwość fali jest stosunkowo duża i w obszarze zamkniętym „mieści się” wiele punktów o tym samym lub zbliżonym ciśnieniu akustycznym. Przy częstotliwościach niższych, w przypadku pola pogłosowego, w wyniku wielokrotnych odbić, przy stosunkowo słabej absorpcji brzegów, powstają wewnątrz obszaru miejsca gromadzenia się energii w postaci fal stojących. Powstaje po pewnym czasie sytuacja, gdy energia emitowana przez źródło dźwięku oraz absorbowana przez brzegi pomieszczenia równoważą się. W przypadku większości obiektów jest to czas do kilku dziesiątych sekundy po rozpoczęciu emisji przez źródło. Jest to stan ustalony pola akustycznego. W zależności od częstotliwości źródła, w obszarze zamkniętym możemy mieć do czynienia z falami stojącymi w przypadku częstotliwości niskich, falami docierającymi bezpośrednio od źródła oraz wielokrotnie odbitymi od brzegów, w

przypadku częstotliwości ponad 200Hz .

Energia akustyczna w każdym punkcie obszaru zamkniętego jest sumą energii docierającej bezpośrednio ze źródła (energii „bezpośredniej”) oraz pozostałej energii pogłosowej, pochodzącej z odbić, nie pochłoniętej przez brzegi obszaru. Objętościową gęstość energii bezpośredniej D_b opisuje następująca zależność:

$$D_b = \frac{QW}{4\pi d^2 c} \quad , \quad (1.3)$$

gdzie Q to współczynnik kierunkowości źródła, W moc źródła w watach, d odległość od źródła w metrach, c prędkość dźwięku (m/s). Objętościowa gęstość energii pogłosowej D_p przyjmuje następującą postać:

$$D_p = \frac{4W}{R_s c} \quad , \quad (1.4)$$

gdzie R_s to stała obszaru zamkniętego zależna od współczynnika pochłaniania powierzchni brzegowych.

Ze wzorów (1.3) i (1.4) wynika, że w zależności od położenia w rozpatrywanym obszarze oraz właściwości pochłaniających (absorbujących) powierzchni wewnętrznych, na pole akustyczne może mieć dominujący wpływ jedna z dwóch rodzajów energii. Przy czym przy małych wartościach R_s , czyli obszarów o relatywnie niskiej zdolności pochłaniania dominuje energia pogłosowa, pochodząca od fal odbitych. Krytyczna odległość od źródła d_{kr} , dla której gęstość energii bezpośredniej i pogłosowej są równe, określa następująca zależność:

$$d_{kr} = \sqrt{\frac{QR_s}{16\pi}} \quad . \quad (1.5)$$

Szczególnych warunków powstania wymagają fale stojące. Fala taka musi mieć odpowiednią częstotliwość skorelowaną z odległościami między brzegami obszaru zamkniętego. Jeżeli odległość między brzegami będzie wielokrotnością długości fali istnieją warunki do powstania fal stojących. Zachowują się one inaczej niż pozostałe fale. Nie odbijają się od brzegów obszaru przypadkowo, ale pod określonym kątem prowadząc do miejscowych rezonansów przy odpowiadających im częstotliwościach własnych obszaru.

W przypadku obszaru zamkniętego można wyznaczyć trzy zakresy częstotliwości istotne z punktu widzenia generowanego w nim pola akustycznego. Pierwszy zakres leży poniżej najniższej częstotliwości własnej odpowiadającej pierwszemu modowi akustycznemu pomieszczenia (pomijając mod Helmholtza). Pole akustyczne nie jest rejestrowane przez narząd słuchu, ale odbierane przez człowieka jako zmiany ciśnienia statycznego. W drugim zakresie, który można nazwać zakresem modalnym, mody pomieszczenia są dobrze odseparowane, a ich gęstość wzrasta wraz z częstotliwością. W tym zakresie możliwe są rezonanse i duża niejednorodność pola. Dominują wtedy zjawiska falowe. Rozciąga się on do

częstotliwości granicznej wyznaczającej trzeci zakres pola dyfuzyjnego. W tym zakresie, pole staje się bardziej jednorodne dzięki częstym odbiciom fal o stosunkowo dużej częstotliwości. Do opisu pola akustycznego stosuje się tu metody statystyczne. Czwarty zakres częstotliwości rozciąga się trzy do pięciu razy powyżej częstotliwości granicznej, gdzie propagacja fal akustycznych porównywana jest do rozchodzenia się promieni świetlnych i do modelowania zjawisk stosowane są w tym przypadku metody geometryczne.

Jak wynika z powyższych rozważań, przyjęcie właściwej metody badawczej, metody modelowania pola akustycznego (w tym narzędzi do modelowania), opisu i interpretacji zjawisk w obszarach zamkniętych wymaga na wstępie określenia takich czynników jak:

- wielkość pomieszczeń (wymiały, powierzchnie, objętość,...),
- właściwości absorpcyjne (tłumienie),
- zakres rozpatrywanych częstotliwości,
- stan pola (stan ustalony, stany przejściowe).

W rezultacie można stwierdzić, że pole akustyczne posiada cechy opisane modelami statystycznymi w przypadku pomieszczeń dużych, gdzie pole ma charakter pogłosowy, a więc dominujący jest wpływ fal odbitych wielokrotnie. W pomieszczeniach małych dominują rezonansowe fale stojące skorelowane ściśle z jego modami.

1.2.2 Analiza modalna

Analiza modalna jest narzędziem służącym do opisu pola akustycznego generowanego w obszarach zamkniętych, stosowanym stosunkowo najczęściej. W świetle poczynionych w pracach Dowella, Gormana i Smitha [25] założeń, pomieszczenie zamknięte stanowi układ rezonansowy o charakterystycznych funkcjach własnych Ψ_n oraz związanych z nimi częstotliwościach f_n , a co za tym idzie częstościach własnych ω_n . Funkcje własne spełniają równanie Helmholtza w postaci:

$$\Delta \Psi_n + \frac{\omega_n^2}{c^2} \Psi_n = 0 \quad , \quad (1.6)$$

przy zerowych warunków brzegowych Neumanna [23, 53]:

$$\frac{\partial \Psi_n}{\partial n} = 0 \quad , \quad (1.7)$$

gdzie c to prędkość propagacji fali akustycznej w powietrzu. Argumentami funkcji własnych są współrzędne przestrzenne.

W niniejszej pracy założono, że rozpatrywane będą obszary przy takich współczynnikach pochłaniania na brzegach, że funkcje własne oraz częstości własne będą w przybliżeniu równe funkcjom własnym Ψ_n i odpowiednio częstościom własnym ω_n spełniającym równania (1.6) oraz (1.7). Jednocześnie funkcje dla

takiego obszaru muszą być ortogonalne i unormowane tzn.:

$$\int_V \Psi_n \Psi_m dV = \delta_{nm}; \quad \delta_{nm} = 1 \quad \text{dla } n = m; \quad \delta_{nm} = 0 \quad \text{dla } n \neq m \quad (1.8)$$

gdzie m i n to indeksy oznaczające kolejne funkcje własne. W przypadku umieszczenia w pomieszczeniu harmonicznego źródła dźwięku, rozkład pola akustycznego opisuje funkcja $p = p(x, y, z, t)$ będąca rozwiązaniem równania falowego:

$$\Delta p - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = -q e^{j\omega t} \quad (1.9)$$

Źródło zaburzeń wibroakustycznych charakteryzuje częstość ω oraz funkcja źródła q reprezentująca jego charakter (wydajność $kg/s^2 \cdot m^3$ lub moc W) i położenie (rozmięszczenie) wewnątrz obszaru zamkniętego. Funkcja $p(x, y, z, t)$ spełnia jednocześnie warunki początkowe dla $t = 0$, $p = 0$, $\frac{\partial p}{\partial t} = 0$. Zgodnie z założeniami analizy modalnej, rozwiązanie równania (1.9) może być przedstawione w postaci sumy szeregu [23, 28, 43, 53]:

$$p(x, y, z, t) = \sqrt{V} \sum_{n=0}^{\infty} P_n(t) \Psi_n(x, y, z) \quad , \quad (1.10)$$

gdzie V to objętość pomieszczenia, a funkcje $P_n(t)$ przedstawiają, przy danej częstotliwości harmonicznego źródła, zmiany w czasie ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu. W przypadku równania falowego (1.9) będzie to przebieg narastania dźwięku lub po pewnym czasie, stan ustalony [53]. Funkcje $P_n(t)$ wyznacza się stosując wzór Greena:

$$\int_V (p \Delta \Psi_n - \Psi_n \Delta p) dV = \int_S (p \frac{\partial \Psi_n}{\partial n} - \Psi_n \frac{\partial p}{\partial n}) dS \quad , \quad (1.11)$$

gdzie S jest powierzchnią ograniczającą obszar, na której istnieją niezerowe impedancyjne warunki brzegowe Neumanna [23, 53]:

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -\rho_0 \frac{1}{Z_s} \frac{\partial p}{\partial t} \quad , \quad (1.12)$$

gdzie ρ_0 jest gęstością powietrza, a Z_s to powierzchniowa impedancja akustyczna. Wiedząc, że funkcja $\Psi_n(x, y, z)$ spełnia równanie Helmholtza (1.6) przy warunkach brzegowych Neumanna (1.7), a funkcja $p(x, y, z, t)$ równanie falowe (1.9) przy zerowych warunkach początkowych oraz impedancyjnych warunkach brzegowych (1.12) na powierzchni S , można na podstawie (1.11) oraz następującej zależności [23, 53]:

$$P_n(t) = \frac{1}{\rho_0 c^2 V} \int_V p \Psi_n dV \quad , \quad (1.13)$$

otrzymać układ zwyczajnych równań różniczkowych:

$$\frac{d^2 P_n}{dt^2} + 2r_n \frac{dP_n}{dt} + \omega_n^2 P_n = Q_n e^{j\omega t} \quad . \quad (1.14)$$

W równaniu (1.14) r_n jest współczynnikiem tłumienia, a Q_n funkcją źródła przy danej częstotliwości własnej, które opisują zależności:

$$2r_n = \rho_0 c^2 \int_S \frac{\Psi_n^2}{Z_s} dS, \quad Q_n = \frac{c^2}{\sqrt{V}} \int_V q \Psi_n dV \quad . \quad (1.15)$$

Jak wykazali Franzoni i Dowell [64] przy założeniu, że impedancja Z_s jest na tyle duża, iż $\frac{Z_s}{\rho_0 c} \gg 1$, efekt sprzężenia modów może być w tym przypadku pominięty. W równaniu (1.14) pominięto sprzężenie między modami wynikające w impedancyjnych warunków brzegowych (1.12). Rozwiązanie równania (1.14), dla każdego modu zawiera składową przejściową oraz składową ustaloną, której amplitudę można opisać następującą zależnością [53]:

$$A_n = \frac{Q_n}{\omega_n^2 - \omega^2 + 2j\omega r_n} \quad . \quad (1.16)$$

W tym przypadku, zależność (1.16) opisuje również szczególny mod Helmholtz'a przy $\omega_n = 0$.

Przy impedancyjnych warunków brzegowych (duży współczynnik pochłaniania, mała impedancja), przy których sprzężenie między modami może mieć znaczenie, pojawia się addytywny wpływ poszczególnych modów na współczynnik tłumienia r_n . Równanie falowe, przekształcone na układ równań różniczkowych zwyczajnych przyjmuje wtedy postać [54]:

$$\frac{d^2 P_n}{dt^2} + 2 \sum_{r=0}^{\infty} r_{rn} \frac{dP_n}{dt} + \omega_n^2 P_n = Q_n e^{j\omega t} \quad , \quad (1.17)$$

a amplitudy składowych ustalonych funkcji $P_n(t)$ można opisać następująco:

$$A_{ns} = \frac{Q_n}{\omega_n^2 - \omega^2 + 2j\omega r_n} \left[1 - 2j\omega \sum_{r=0}^{\infty} \frac{\delta_{rn} r_{rn} Q_r}{\omega_r^2 - \omega^2 + 2j\omega r_{rr}} \right] \quad , \quad (1.18)$$

gdzie $\delta_{rn} = 1$ dla $r \neq n$ i $\delta_{rn} = 0$ dla $r = n$ oraz:

$$2r_{rn} = \rho_0 c^2 \int_S \frac{\Psi_r \Psi_n}{Z_s} dS \quad . \quad (1.19)$$

Jak wykazali w swojej pracy Franzoni i Bliss [63], można uzyskać postać przybliżoną, która uwzględnia jedynie sprzężenie między modem skorelowanym z częstotliwością własną najbardziej zbliżoną do częstotliwości wymuszenia. Amplitudy modalne przyjmują wówczas następującą postać:

$$A_{nR} = \frac{Q_n}{\omega_n^2 - \omega^2 + 2j\omega r_n} \left[1 - 2j\omega \frac{r_{Rn} Q_R}{\omega_R^2 - \omega^2 + 2j\omega r_{RR}} \right] \quad , \quad (1.20)$$

gdzie indeks R oznacza mod akustyczny o częstotliwości własnej najbardziej zbliżonej do częstotliwości wymuszenia.

Z rozważań powyżej przedstawionych wynika, że na pole akustyczne wewnątrz obszaru zamkniętego największy wpływ mają amplitudy modalne (amplitudy składowych czasowych $P_n(t)$) przy założeniu, że geometria pomieszczenia oraz charakter źródła pozostają niezmiennie. W nich zawarty jest człon źródłowy Q_n , związany z wymuszeniem akustycznym, jak również tłumienie całego układu akustycznego związane ze współczynnikiem tłumienia r_n . Wynika stąd wniosek, że modyfikując wartości amplitud modalnych można wpływać na kształt pola akustycznego wewnątrz obszaru.

W pracach zapoczątkowanych przez Dowella [23], kontynuowanych i rozwijanych przez Meissnera [55] wykorzystano założenia analizy modalnej do opisu pola akustycznego wewnątrz pomieszczenia. Nie znaleziono natomiast w literaturze wykorzystania jej założeń do optymalizacji rozmieszczenia materiału absorbującego akustycznie na brzegach pomieszczenia, w celu redukcji poziomu natężenia dźwięku lub uzyskania pożądanego natężenia w wybranej części obszaru. W pracy [62] podjęto badania nad problemem wpływu zmiany geometrii obiektu zamkniętego na częstotliwości własne oraz mody akustyczne, lecz problem ten leży poza zakresem niniejszej pracy.

1.2.3 Częstotliwość graniczna

Istotnym problemem w analizie akustyki obszarów zamkniętych jest określenie zakresu rozpatrywanych częstotliwości. Determinuje to możliwości zastosowania odpowiedniego aparatu matematycznego, za pomocą którego dokonywać będzie się opisu pola akustycznego. W przypadku obszarów zamkniętych, takich jak pomieszczenia, podziału pasma częstotliwości dokonujemy na dwa zasadnicze zakresy. Pierwszy, w którym pole akustyczne charakteryzuje się wyraźnie odseparowanymi modami oraz drugi, w którym mody leżą stosunkowo blisko siebie i nakładając się powodują spłaszczenie i wygładzenie odpowiedzi częstotliwościowej. Wyznaczenie tej granicy determinuje min. możliwość wykorzystania metody predykcji i modelowania pola akustycznego w pomieszczeniu z zastosowaniem metody elementów skończonych (ang. FEM) lub elementów brzegowych (ang. BEM), albo konieczność stosowania metod stochastycznych lub energetycznych. Zgodnie z założeniami Schroedera [76], częstotliwość graniczną f_{gr} wyznacza zakres częstotliwości, w którym trzykrotna średnia „odległość” d_f między modami (częstotliwościami własnymi) mierzona w hercach, i wyznaczana z zależności:

$$d_f = \frac{c^3}{4\pi V f_p} \quad , \quad (1.21)$$

jest równa szerokości $3dB$ pasma modalnego[†] opisanego zależnością:

$$B = \frac{2.2}{T} \quad , \quad (1.22)$$

gdzie c to prędkość dźwięku, V objętość pomieszczenia, f_p częstotliwość, równa górnej granicy całego rozpatrywanego pasma, w którym średnia d_f jest wyznaczana, T czas pogłosu. W ten sposób wyznaczoną częstotliwość graniczną $f_p = f_{gr}$ opisuje formuła [76]:

$$f_{gr} \approx 2000 \sqrt{\frac{T}{V}} \quad . \quad (1.23)$$

W tym zakresie na kształt pola akustycznego mają wpływ mody pomieszczenia. Potwierdzenie teoretyczne oraz eksperymentalne istnienia granicy możliwości deterministycznego zakresu przewidywania kształtu pola akustycznego wewnątrz pomieszczenia dostarczył w swojej pracy Doak [21].

We wzorze (1.23) czynnik 2000 przyjęty przez Schroedera wynikający z porównania zależności (1.21) oraz (1.22) jest równy:

$$\sqrt{\frac{3c^3}{2\ln(10^6)}} \approx 2000 \quad . \quad (1.24)$$

W rzeczywistości jest zależny od prędkości dźwięku w powietrzu i wynosi 2093.2 dla $c = 343 \text{ m/s}$. Czynnik ten ma wymiar $\sqrt{m/s^3}$.

Częstotliwość graniczną można zastąpić długością graniczną fali, zgodnie z zależnością $\lambda_{gr} = c/f_{gr}$ oraz wprowadzając zależność Sabine'a [73] na czas pogłosu. Otrzymujemy wówczas zależność w postaci [75]:

$$\lambda_{gr} = \sqrt{\frac{A}{6}} \quad , \quad (1.25)$$

gdzie A to powierzchnia wyrażona w metrach kwadratowych, określająca właściwości absorpcyjne pomieszczenia. Efekt tłumienia wszystkich powierzchni, ekwiwalentnie wyrażony jest tzw. „powierzchnią otwartego okna”, czyli ekwiwalentną powierzchnią idealnie pochłaniającą fale dźwiękowe, o współczynniku absorpcji 1.

Obie zależności (1.23) i (1.25) wyznaczają dwa zakresy. Pierwszy zakres, w którym można wyodrębnić pojedyncze rezonanse związane z wyraźną separacją modów oraz drugi, w którym następuje nakładanie się rezonansów w związku ze zwiększającą się gęstością modów własnych. Odpowiedź częstotliwościową pomieszczenia powyżej tej granicy Schroeder [58, 81] określił jako proces stochastyczny, w którym średnia „odległość” między kolejnymi wartościami maksymalnymi wynosi $4/T$, a średnia różnica między maksimum i minimum wynosi

[†]Zakładając, że każdy mod można potraktować jako prosty rezonator akustyczny, pasmo to można porównać do zakresu częstotliwości „wokół” częstotliwości własnej odpowiadającej temu modowi, w którym amplitudy modalne zmniejszą się o 60 dB

10dB. Statystyczne cechy odpowiedzi częstotliwościowej okazują się takie same dla wszystkich pomieszczeń powyżej częstotliwości granicznej i zależą wyłącznie od czasu pogłosu.

Należy zwrócić uwagę, że powyższe określenia, dotyczą tylko dziedziny częstotliwości i nie mówią nic o tym, jak problem ten można opisać w przestrzeni pomieszczenia. W celu określenia tego typu zależności należy porównać gęstość energii docierającej bezpośrednio z wielokierunkowego źródła punktowego do odbiornika z energią fali pogłosu w tym punkcie [41, 76]. Otrzymujemy odległość graniczną r_{gr} od źródła, poza którą pole akustyczne ma charakter pola pogłosowego:

$$r_{gr} = \sqrt{\frac{A}{16\pi}} \quad (1.26)$$

Wykorzystując zależność na graniczną długość fali akustycznej (1.25) możemy zapisać:

$$r_{gr} = \sqrt{\frac{3}{8\pi}} \lambda_{gr} \quad (1.27)$$

Graniczny promień pola rozproszonego r_{gr} wyznacza granicę, powyżej której dominują zjawiska pogłosowe. Wówczas na pole akustyczne mają większy wpływ fale odbite od powierzchni wewnętrznych pomieszczenia niż fale docierające bezpośrednio od źródła.

1.3 Tezy i zakres pracy

W poprzednich punktach niniejszego rozdziału pracy rozważano problemem pola akustycznego generowanego przez obiekt wibroakustyczny umieszczony wewnątrz obszaru zamkniętego. Wyszczególniono aspekt akustyczny tak sformułowanego zagadnienia. W punkcie 1.2.1. Na tej podstawie wyodrębniono zakres problemów badawczych pracy.

- Pod rozwagę przyjęto obszar zamknięty o wymiarach, przy których na pole akustyczne generowane przez umieszczony w nim obiekt wibroakustyczny mogły w jednakowy sposób wpływać zarówno fale bezpośrednio docierające od źródła, jak i fale odbite.
- Rozpatrywano obszary o impedancyjnych warunkach brzegowych, w zakresach impedancji możliwych do uzyskania w praktyce, tj. odpowiadające materiałom budowlanym lub wykorzystywanym do adaptacji akustycznych.
- Rozpatrywano przypadek źródła o niskiej częstotliwości, którego wymiary były znacznie mniejsze niż długość emitowanej fali. Zakładano, współczynnik kierunkowości Q źródła bliski jedności.
- Badano drugi zakres częstotliwości, zwany modalnym, nie przekraczający częstotliwości granicznej danego pomieszczenia(punkt 1.2.3).

- Ze względu na specyfikę źródeł wibroakustycznych, opisaną we wstępie (punkt 1.1), badano przypadek stanów ustalonych pola akustycznego. Jednocześnie ze względu na rozpatrywany zakres częstotliwości oraz spotykane w praktyce występowanie dominujących częstotliwości w widmach rzeczywistych źródeł wibroakustycznych założono jego punktowość, wielokierunkowość oraz harmoniczną emitowanego zaburzenia.
- Przyjęto model matematyczny oparty o założenia analizy modalnej, który następnie posłużył do modelowania i symulacji rozkładu pola akustycznego. W punkcie 1.2.2 przedstawiono przypadki amplitud modalnych: bez sprzężenia między modami akustycznymi oraz uwzględniających ten problem. Zostały one następnie wykorzystane do wyznaczania wartości ciśnienia akustycznego wewnątrz badanego obszaru oraz do oceny jego właściwości akustycznych.

Na podstawie przeanalizowanej literatury oraz powyższych założeń postawiono następujące tezy.

Teza 1:

W zakresie niskich częstotliwości, w stanie ustalonym właściwości akustyczne obszaru zamkniętego mogą być opisane za pomocą wartości amplitud modalnych.

Teza 2:

Zastosowanie analizy modalnej do opisu pola akustycznego, umożliwia optymalizację właściwości akustycznych pomieszczenia zamkniętego, przy znacznym ograniczeniu kosztów obliczeniowych.

W celu dowiedzenia prawdziwości powyższych tez, praca przyjęto następującą strukturę oraz zakres pracy.

W rozdziale 2 przeanalizowano wartości amplitud modalnych w przypadku pomieszczenia o powierzchniach doskonale odbijających falę akustyczną (pomieszczenie pogłosowe). Przeanalizowano wpływ charakteru i mocy źródła dźwięku, jego położenia oraz częstotliwości wymuszenia, na bazie wybranego, rzeczywistego obiektu (pomieszczenia), dla którego dokonano wyznaczenia częstotliwości granicznej, w celu określenia zakresu częstotliwości, w którym zakładano słuszność modelu matematycznego. Następnie badano, jaki wpływ na wartości oraz rozkład amplitud modalnych tworzących w dziedzinie częstotliwości własnych swoisty kształt, miały impedancyjne warunki brzegowe. Analizowano wpływ rodzaju impedancji (rzeczywiste i zespolone wartości), jej dystrybucji na powierzchniach wewnętrznych oraz wpływ wielkość tych powierzchni. Na podstawie zależności opisujących amplitudy modalne badano jak częstotliwość i położenie źródła

może oddziaływać na pole akustyczne w warunkach pojawienia się w obszarze impedancji na jego brzegach. Pokazano wieloczynnikowy i złożony wpływ amplitud na pole akustyczne wnętrza. Pokazano również możliwy problem stosowania modelu ze sprzężeniem modów, którego uwzględnienie nie zawsze wiąże się wprost z pojawieniem się określonej wartości impedancji w obszarze.

Na podstawie wniosków z analizy przeprowadzonej w podrozdziale 2.2 stwierdzono, że dystrybucja impedancji na brzegach obszaru ma zasadniczy wpływ na wartości i kształt pola akustycznego generowanego przez źródło wibroakustyczne umieszczone w jego wnętrzu. Aby stwierdzić jaka konfiguracja impedancji może dawać pożądany kształt pola należy wiedzieć, które części powierzchni brzegowych wpływają najmocniej, a których wpływ jest nieistotny. Przy dużej liczbie czynników analiza taka wymaga dużej liczby doświadczeń w postaci badań eksperymentalnych lub symulacyjnych. Z tego względu w podrozdziale 2.3 zaprezentowano wybraną metodę wnioskowania statystycznego, która pozwala znacznie ograniczyć liczbę doświadczeń w celu określenia istotności wpływu powierzchni brzegowych obszaru przy danej konfiguracji źródła.

W rozdziale 3 dokonano porównania wyników uzyskanych za pomocą modelu analitycznego, bazującego na założeniach analizy modalnej z wynikami z modelu zbudowanego w komercyjnej aplikacji *Comsol Multiphysics*, wykorzystującej do obliczeń metodę elementów skończonych (MES). W obu przypadkach modelowano ten sam obiekt z identycznie skonfigurowanym źródłem wibroakustycznym. W pierwszej kolejności wykorzystano metody statystyczne w celu porównywania rozkładów, które tworzyły wyniki symulacji obu modeli. W tym przypadku porównywano nierówno liczne próby. Uzyskano wyniki niejednoznaczne i z tego względu, w następnym kroku wykorzystano do porównania wartości ciśnienia akustycznego w wybranych punktach obszaru współczynniki korelacji wielowymiarowej. Dzięki temu określono zakres, w którym modele są rozbieżne. W rezultacie stwierdzono, że w przypadku założonego zakresu rozpatrywanych warunków brzegowych i niskich częstotliwości, model analityczny wykorzystujący założenia analizy modalnej może być zastosowany do modelowania pola generowanego w obszarze zamkniętym ze źródłem wibroakustycznym. Na uwagę zasługuje dużo większa szybkość uzyskiwania wyników, w porównaniu do modelu w aplikacji *Comsol Multiphysics*. W ostatniej fazie zweryfikowano model analityczny za pomocą pomiarów w obiekcie rzeczywistym, przy wybranych częstotliwościach źródła.

W celu rozszerzenia rozważań poza badanie obszaru przy harmonicznym wymuszeniu wibroakustycznym o jednej częstotliwości, w podrozdziale 3.3 zaproponowano model umożliwiający analizę w pewnym zakresie niskich częstotliwości. Wykorzystując założenia analizy modalnej można zbudować funkcję odpowiedzi częstotliwościowej, przy znacznym uproszczeniu obliczeń i ograniczeniu pracochłonności. W tym celu wykorzystano wartości amplitud modalnych oraz waru-

nek konieczny ortogonalności funkcji własnych.

W końcowych rozdziałach pracy, na bazie wybranego obiektu przedstawiono przykłady optymalizacji dystrybucji materiału o znanej impedancji na jego brzegach. W rozdziale 4.1 sformułowano zagadnienie optymalizacji oraz pokazano jej wyniki przy założeniu, że impedancję charakteryzują wartości rzeczywiste, a źródło określają dyskretne wartości w widmie częstotliwości. W rozdziale 4.2 rozwiązano ten problem w założonym zakresie częstotliwości. W rozdziale 5, przedstawiono problem optymalizacji rozmieszczenia materiału, pianki melaminowej, charakteryzującej się zespoloną impedancją akustyczną. Wyniki zweryfikowano pomiarami w modyfikowanym obiekcie rzeczywistym.

Podstawowe wnioski i podsumowanie pracy zawarto w rozdziale 6.1.

Praca zawiera trzy załączniki, w których odpowiednio przedstawiono: kształt, wymiary oraz charakterystykę powierzchni wewnętrznych pomieszczenia-objektu badanego (dodatek A), procedurę wyznaczenia częstotliwości granicznej obiektu badanego (dodatek B) oraz procedurę wyznaczenia, zgodnie z normą PN-EN ISO 3744, mocy źródła wielokierunkowego wykorzystywanego do weryfikacji wyników badań symulacyjnych (dodatek C).

Do pracy dołączono spis literatury, spis rysunków oraz tabel.

Rozdział 2

Amplitudy modalne w przypadku źródła punktowego

W przypadku danego obszaru zamkniętego, z wibroakustycznym źródłem w jego wnętrzu, amplitudy modalne określają rozkład pola akustycznego. Tworzą one charakterystyczny układ w dziedzinie częstotliwości własnych. W pracy układ ten nazywany jest kształtem amplitud modalnych w analogii do kształtu krzywej, którą wyznaczałyby wartości amplitud w dziedzinie częstotliwości. W celu zbadania wpływu różnych czynników na amplitudy przeprowadzono symulacje z wykorzystaniem obszaru zamkniętego przedstawionego w dodatku A oraz harmonicznego, punktowego źródła dźwięku, o stałym wydatku $S_w = 0.005m^3/s$, rozmieszczanego w punktach PT1, PT2, PT3 o współrzędnych (rys. A.2):

- PT1 - $x = 4.5m$, $y = 2.51m$, $z = 1.31m$;
- PT2 - $x = 3.0m$, $y = 2.52m$, $z = 1.33m$;
- PT3 - $x = 1.08m$, $y = 2.51m$, $z = 1.43m$.

Częstości własne ω_n , wartości funkcji własnych Ψ_n , oraz wartości funkcji źródła Q_n wyznaczono przy użyciu metody elementów skończonych, za pomocą aplikacji *Comsol Multiphysics*. Ograniczono zakres rozwiązań do pierwszych 500 modów akustycznych.

2.1 Kształt amplitud modalnych w pomieszczeniu ograniczonym powierzchniami doskonale odbijającymi

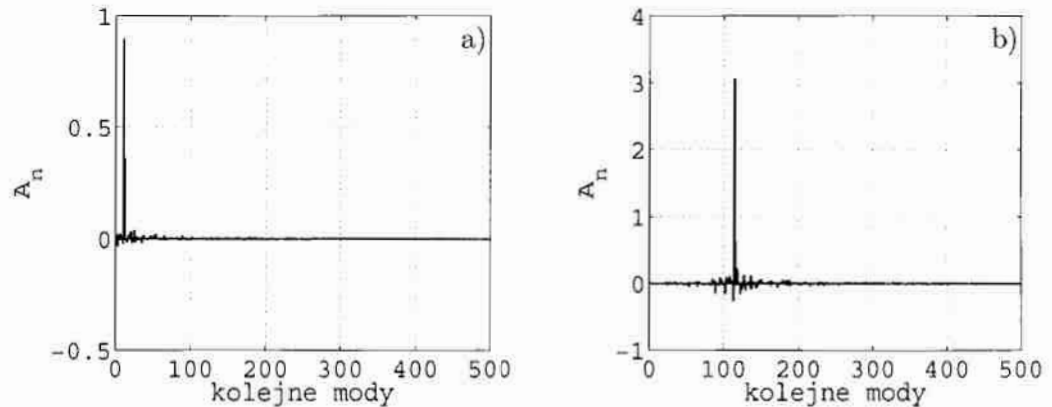
Jak wynika z zależności (1.16) (1.18) (1.20), w stanie ustalonym, przy warunkach brzegowych Neumanna oraz powierzchniach idealnie odbijających falę aku-

styczną, wartości współczynników tłumienia oraz sprzężenia pomiędzy modami dążą do zera, a amplitudy modalne przyjmują wówczas postać:

$$A_n = \frac{Q_n}{\omega_n^2 - \omega^2} \quad (2.1)$$

Kształt amplitud modalnych, czyli ich wartości przy poszczególnych częstotliwościach własnych pomieszczenia, są zależne od trzech następujących czynników: mocy źródła dźwięku oraz jego położenia (czynnik Q_n), częstości wymuszenia czyli częstości źródła ω oraz różnicy między tą częstością, a częstością własną ω_n . Zdolność pomieszczenia do absorbowania fali akustycznej nie ma w tym przypadku znaczenia. Z zależności (2.1) wynika, że przy danym usytuowaniu źródła, im bliżej siebie leżą częstotliwości źródła oraz częstotliwości własne, tym amplitudy modalne mają większą wartość bezwzględną, a tym samym proporcjonalnie większy wpływ na pole akustyczne wnętrza (rezonans akustyczny).

W przypadku badanego obiektu można zaobserwować dwa charakterystyczne układy amplitud modalnych. Pierwszy z nich, można zaobserwować gdy pobudzany jest mod akustyczny o częstotliwości własnej zbliżonej (w szczególnej sytuacji równej) do częstotliwości źródła i amplituda z nią związana dominuje (rys. 2.1 a) b)). Wpływ amplitud pozostałych modów jest niewielki, a nawet pomijalny. Częstości źródła w tym przypadku nie różnią się znacząco od częstości

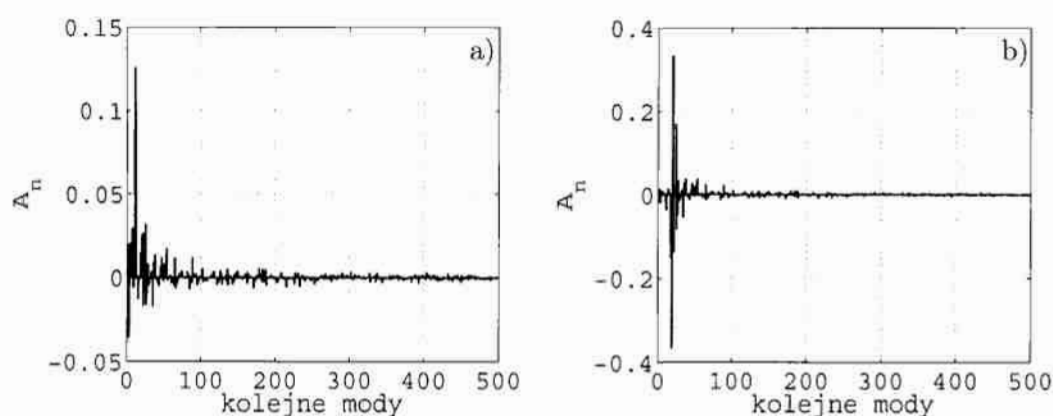


Rysunek 2.1: Kształt amplitud modalnych w przypadku punkowego źródła dźwięku, umieszczonego w punkcie PT1 przy częstotliwości źródła: a) 90 Hz i b) 250 Hz.

własnych modów przez nie pobudzanych. Źródło o częstotliwości 90 Hz pobudzało mod 11 o częstotliwości własnej 90.57 Hz, a źródło o częstotliwości 250 Hz, mod 114 o częstotliwości własnej 250.12 Hz. Znaczna różnica w wartościach amplitud przy obu częstotliwościach wynika z różnicy wartości funkcji źródła Q_n . Przy 90 Hz $Q_n = 3606.8$, a przy 250 Hz $Q_n = 7046.3$. Jednak o wiele większy wpływ ma różnica Δf częstości źródła f i częstości własnej f_n .

W zależności (2.1) w mianowniku pojawia się wartość $\omega_n^2 - \omega^2$, którą po prostych przekształceniach możemy zapisać w postaci: $\pm 4\pi^2 \Delta f(2f + \Delta f)$. Jak widać wartość bezwzględna tego wyrażenia zależy nie tylko od wyżej wymienionej różnicy częstotliwości Δf , ale także od częstotliwości f źródła dźwięku. Oznacza to, że przy wyższych częstotliwościach kształt amplitud modalnych, może zmieniać się gwałtowniej przy zmianach częstotliwości wymuszenia. Znaczenie tego zjawiska rośnie, ponieważ wraz ze wzrostem częstotliwości wzrasta także gęstość modów i nawet niewielkie zmiany częstotliwości źródła mogą w znacznym stopniu zmienić kształt pola akustycznego w pomieszczeniu.

Drugim układem amplitud modalnych jest przypadek, gdy częstotliwość wymuszenia różni się znacząco od najbliższych częstotliwości własnych. Ma to miejsce zarówno wtedy, gdy częstotliwość wymuszenia leży w zakresie, w którym gęstość modów i częstotliwości własnych pomieszczenia jest stosunkowo mała, jak i w zakresie wyższym. Wartości amplitud modalnych zależą wtedy w większym stopniu od czynnika Q_n , a nie od różnicy częstotliwości $\omega_n^2 - \omega^2$, która mogłaby wyróżnić jedną z amplitud. W takiej sytuacji pobudzone mogą być inne mody i przez to, ich większy wpływ na kształt pola akustycznego (rys. 2.2). W przypadku źródła o częstotliwości 85Hz dominującym modem jest mod 12, o częstotliwości własnej 92.84Hz , a przy częstotliwości źródła 125Hz , mod 20 oraz 21, o częstotliwościach własnych odpowiednio 121.95Hz i 129.40 , położonych po obu stronach częstotliwości wymuszenia. Należy zwrócić uwagę na zmianę znaków amplitud wynikającą z usytuowania modów, a tym samym częstotliwości własnych względem częstotliwości źródła. W przypadku częstotliwości wymusze-

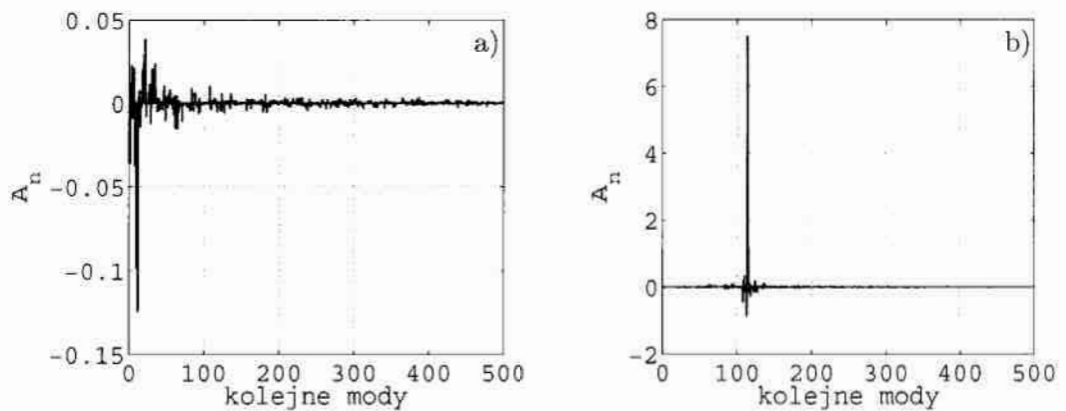


Rysunek 2.2: Kształt amplitud modalnych w przypadku punkowego źródła dźwięku umieszczonego, w punkcie PT1 przy częstotliwości źródła: a) 85Hz i b) 125Hz .

nia 85Hz najbliższym modem jest mod 10 o częstotliwości $89,03\text{Hz}$. Mimo to nie jest on dominujący z powodu wartości funkcji źródła przy tej częstotliwości,

która wynosi $Q_n = 219.11$, podczas gdy dla modu 11 - $Q_n = 5009.5$. Relatywnie mniejsze są również wartości funkcji źródła dla innych modów o częstotliwościach własnych położonych w pobliżu częstotliwości wymuszenia. W przypadku wymuszenia 125Hz , dla modów 20 i 21, wartości funkcji źródła wynoszą odpowiednio $Q_n = 10938$ i $Q_n = 14661$. Jak widać na rys. 2.2 b), wartość funkcji źródła dla innych modów sąsiednich są relatywnie duże, stąd też wynika taki układ amplitud modalnych. Jak wynika z powyższego, przy pewnych częstotliwościach wymuszenia, sąsiednie mody mogą być pobudzone jednakowo. Nie występuje wtedy jedna wyraźnie dominująca amplituda.

W przypadku zmiany usytuowania punktowego źródła dźwięku w pomieszczeniu, zmienia się również kształt amplitud modalnych, nawet wtedy, gdy częstotliwość źródła jest taka sama. Modyfikacja ta może być znaczna, przy wybranych częstotliwościach (rys. 2.3 a)), podczas gdy przy innych, umiejscowienie źródła ma mniejszy wpływ (rys. 2.3 b). W przypadku częstotliwości 90Hz zmodyfikowane zostały wszystkie amplitudy, w porównaniu do układu amplitud w pierwszym położeniu źródła (porównaj rys. 1.16 a), podczas gdy przy częstotliwości 250Hz zmianie uległa przede wszystkim wartość bezwzględna amplitudy dominującej (porównaj rys. 1.16 b). Przy danym rodzaju wymuszenia, zmiana położenia



Rysunek 2.3: Kształt amplitud modalnych w przypadku punktowego źródła dźwięku umieszczonego, w punkcie PT3 przy częstotliwości źródła: a) 90Hz i b) 250Hz .

źródła wpływa na wartość oraz kształt amplitud modalnych tylko poprzez czynnik Q_n . Jak wynika z zależności opisującej funkcję źródła Q_n (1.15) decydują o tym wartości funkcji własnych Ψ_n w obszarze o współrzędnych rozmieszczenia źródła dźwięku. Ich wartość oraz znak decyduje o tym, która z amplitud modalnych będzie dominowała, a co za tym idzie, będzie miała największy wpływ na wartości ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu oraz na kształt pola wewnątrz. Potwierdza to analiza rysunków 2.1 i 2.3 oraz wartości funkcji Ψ_n w punktach o

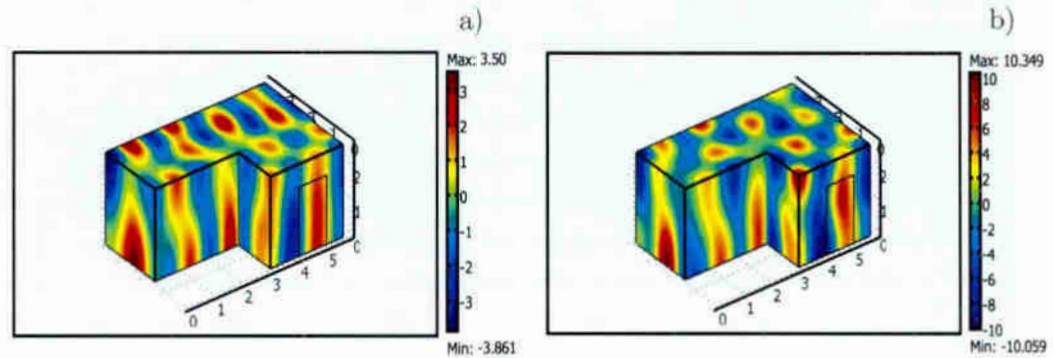
Numer modu n	9	10	11	12	13
f_n [Hz]	80.53	89.02	90.57	92.84	99.45
$\omega_n^2 - \omega^2$	$-6.3786 \cdot 10^4$	$-0.6925 \cdot 10^4$	$0.4036 \cdot 10^4$	$2.0521 \cdot 10^4$	$7.0643 \cdot 10^4$
$\Psi_{n(1)}$	-0.0037	-0.0032	-0.0730	-0.1480	0.0009
$A_{n(1)}$	-0.0029	-0.0228	0.8936	0.3566	-0.0006
$\Psi_{n(2)}$	-0.0110	-0.0138	0.0034	0.0518	-0.0049
$A_{n(2)}$	-0.0085	-0.0987	-0.0413	-0.125	0.00345
Numer modu n	112	113	114	115	116
f_n [Hz]	248.55	249.46	250.12	250.41	253.41
$\omega_n^2 - \omega^2$	$-2.8473 \cdot 10^4$	$-1.0734 \cdot 10^4$	$0.2301 \cdot 10^4$	$0.8063 \cdot 10^4$	$6.7845 \cdot 10^4$
$\Psi_{n(1)}$	0.0076	-0.0207	-0.0513	-0.0373	0.0119
$A_{n(1)}$	0.0366	-0.264	3.06	0.635	-0.0242
$\Psi_{n(2)}$	0.0072	-0.0689	-0.1257	-0.0693	0.0784
$A_{n(2)}$	0.0349	-0.882	7.5	1.18	-0.159

Tablica 2.1: Wartości unormowanych funkcji własnych dla modów o częstotliwościach własnych najbliższych częstotliwości wymuszenia $90Hz$ ($n = 9 \div 13$) i $250Hz$ ($n = 112 \div 116$) oraz różnice częstości własnych i źródła położonego w punkcie PT1 (indeks (1)) oraz PT3 (indeks (2)).

współrzędnych określających usytuowanie źródła (tabela 2.1). Jak wynika z tabeli 2.1, przy częstotliwości wymuszenia $250Hz$, dla obu położen źródła ($\Psi_{n(1)}$, $\Psi_{n(2)}$) w przypadku modu rezonansowego o częstotliwości własnej najbardziej zbliżonej do częstotliwości wymuszenia (mod 114), wartości funkcji Ψ_n są większe od wartości dla modów sąsiednich. W rezultacie otrzymujemy układ modów o jednej dominującej amplitudzie modalnej. W przypadku źródła o częstotliwości $90Hz$, wartości bezwzględne $\Psi_{n(2)}$ dla modów 10 i 12 są większe niż dla modu 11. Z tego względu w układzie amplitud modalnych właśnie one dominują, mając największy wpływ na kształt pola akustycznego. Natomiast dla pierwszego położenia wartości $\Psi_{n(1)}$ i modu 12 wprawdzie amplitudy są większe niż modu 11, lecz różnica częstości $\omega_n^2 - \omega^2$ redukuje na tyle wartość amplitudy modu 12, że jest ona mniejsza od amplitudy modu 11.

2.1.1 Wnioski z analizy obszaru o zerowych warunkach brzegowych Neumana

Amplitudy modalne w pomieszczeniach tworzących akustyczny obszar o warunkach brzegowych Neumana, są zależne jedynie od funkcji źródła oraz różnicy między częstością źródła, a częstościami własnymi pomieszczenia (2.1). Jeżeli przy danej częstotliwości wymuszenia różnica między najbliższą częstością własną dąży do zera, odpowiednia amplituda modalna osiąga wartości



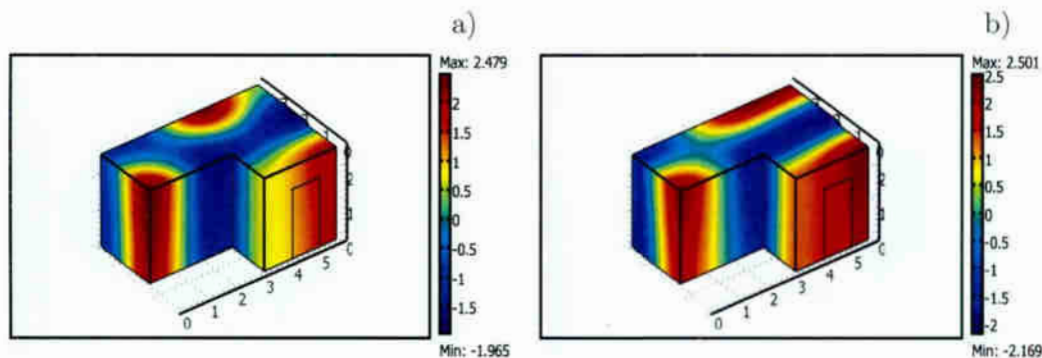
Rysunek 2.4: Porównanie a) wartości unormowanych funkcji własnych pomnożonych przez czynnik \sqrt{V} (mod 114), o częstotliwości własnej $250.12Hz$ i b) wartości ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu, z harmonicznym źródłem o częstotliwości $250Hz$ w punkcie PT1.

maksymalne, a pozostałe tracą znaczenie. Jest to sytuacja, gdy częstotliwości wymuszenia są bardzo bliskie częstotliwością własnym (rezonans akustyczny). W tym przypadku, przy wymuszeniu harmonicznym, w stanie ustalonym, w pomieszczeniu pogłosowym generowane jest pole akustyczne o kształcie bardzo zbliżonym do kształtu pobudzanego modu przy częstotliwości własnej najbliższej częstotliwości wymuszenia (rys. 2.4, 2.5 i 2.1). Wartości ciśnienia akustycznego proporcjonalne są do wartości funkcji własnej odpowiadającej temu modowi zgodnie z zależnością:

$$p(x, y, z) = \sqrt{V} A_n \Psi_n(x, y, z) \quad (2.2)$$

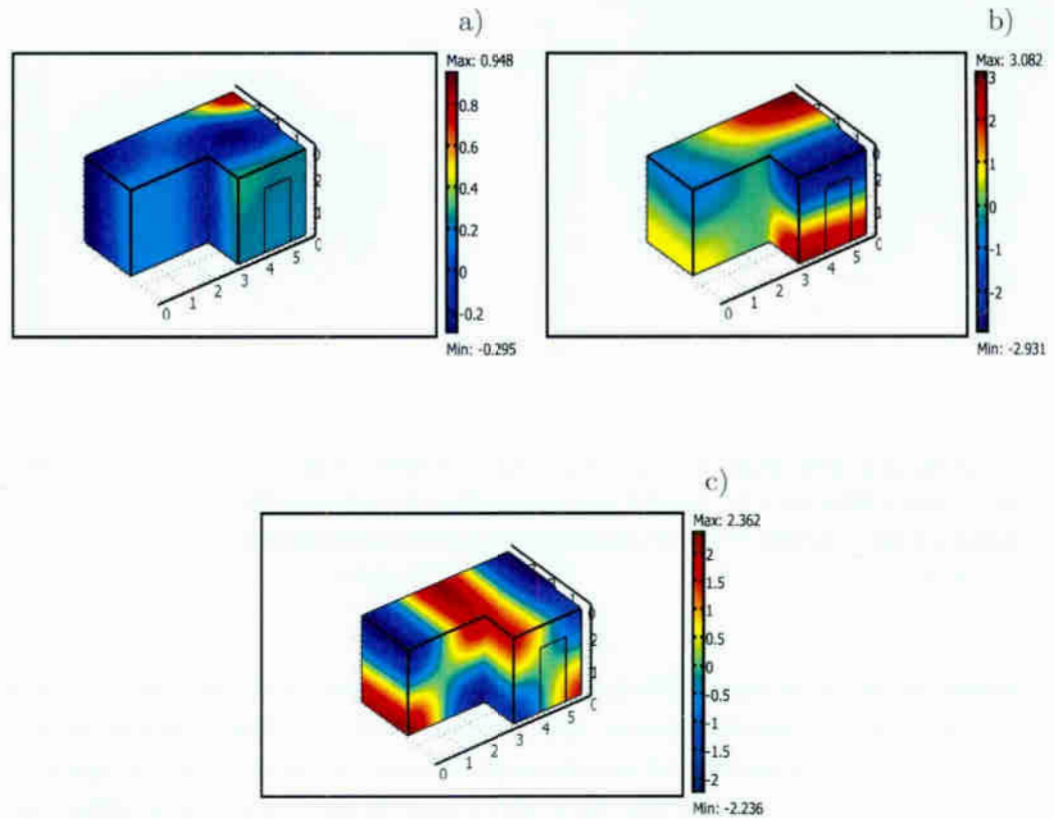
Gdy różnica częstotliwości jest większa, znaczenia nabierają mody sąsiednie, które mogą być pobudzone przez źródło. Z układu, znaku oraz wartości amplitud modalnych wynika, które z modów i w jaki sposób wpłyną będą na kształt pola akustycznego.

W przypadku kształtu amplitud modalnych jak na rys. 2.2, pole akustyczne wnętrza przyjmuje indywidualny kształt zależny od wielu modów. Przypadek ten występuje przy częstotliwości $85Hz$, gdzie największy wpływ mają dwa mody sąsiednie - mod 9 o częstotliwości własnej $80.53Hz$ oraz mod 10 o częstotliwości własnej $89.02Hz$. Porównując ich kształt do kształtu pola akustycznego w pomieszczeniu, widać że różnią się od siebie zasadniczo (Rys 2.6). Drugim ważnym czynnikiem jest funkcja źródła. Jej wartość związana jest z położeniem źródła wewnątrz pomieszczenia, a więc z wartościami funkcji własnych w danym obszarze. Decydują one o znaku i wartości amplitud modalnych. Może zatem wystąpić przypadek, w którym mod o częstotliwości własnej najbliższej częstotliwości źródła, nie będzie modem dominującym i nie wpłynie decydująco na kształt pola



Rysunek 2.5: Porównanie a) wartości unormowanych funkcji własnych pomnożonych przez czynnik \sqrt{V} (mod 11), o częstotliwości własnej 90.57Hz i b) wartości ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu, z harmonicznym źródłem o częstotliwości 90Hz w punkcie PT1.

akustycznego wnętrza. Źródło o częstotliwościach zbliżonych do danych częstotliwości własnych pomieszczenia, umieszczone w miejscu gdzie odpowiednie wartości bezwzględne funkcji własnych mają wartości minimalne lub w skrajnym przypadku równe są zero, może być słabo słyszalne, generując pole akustyczne o małych wartościach ciśnienia akustycznego lub zupełnie „głuche”. Przy zmianie usytuowania źródła o częstotliwości 90Hz (porównaj rys. 2.1 a), 2.3 a), 2.5 b), 2.7 b) oraz tablica 2.1) oraz zmianie położenia źródła o częstotliwości 250Hz (porównaj rys. 2.1 b), 2.3 b), 2.4 b), 2.7 a), tablica 2.1) widać wpływ położenia źródła wynikający z wartości funkcji własnych w danym położeniu oraz kształtu amplitud modalnych.

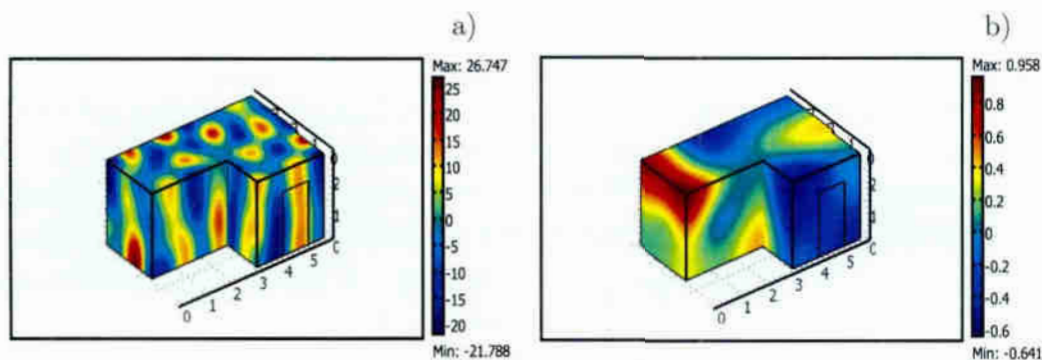


Rysunek 2.6: Porównanie a) kształtu pola akustycznego w pomieszczeniu, z harmonicznym źródłem o częstotliwości 85Hz w punkcie PT1 oraz b) wartości unormowanych funkcji własnych pomnożonych przez czynnik \sqrt{V} (mod 9), o częstotliwości własnej 80.53Hz i c) wartości unormowanych funkcji własnych pomnożonych przez czynnik \sqrt{V} (mod 10), o częstotliwości własnej 89.02Hz .

2.2 Wpływ impedancji oraz sprzężenia między modami na kształt amplitud modalnych

2.2.1 Model impedancji brzegów

W pracy założono, że powierzchnie brzegowe są powierzchniami lokalnie reagującymi [28]. Zgodnie z tym założeniem warunki brzegowe w danym punkcie zależne są od ciśnienia akustycznego p fali padającej oraz powodowanych przez nie, jedynie prostopadłych przemieszczeń, a tym samym prędkości normalnych tzw. „cząstki akustycznej” u_n i lokalnie powierzchni, na którą oddziałuje fala padająca. Pominięto zatem lepkosprężyste oddziaływanie styczne ośrodka propagacji oraz powierzchni brzegowych. Impedancja Z_s , której miarą jest stosunek p/u_n



Rysunek 2.7: Porównanie a) kształtu pola akustycznego w pomieszczeniu, z harmonicznym źródłem o częstotliwości: a) 250Hz i b) 90Hz w punkcie PT3.

nie zależy więc od przestrzennego rozkładu fali padającej, a jedynie od wartości ciśnienia akustycznego w danym punkcie i lokalnej prędkości normalnej powierzchni lub ośrodka wtłaczanego w pory materiału pokrywającego powierzchnie brzegowe. W celu skorelowania (poprzez wartość impedancji Z_s) ciśnienia akustycznego oraz prędkości normalnej powierzchni, w każdym jej punkcie, należy założyć jednakowy kąt ϑ padania fali na powierzchnię równy kątowi odbicia. Wówczas ciśnienie fali odbitej jest proporcjonalnie pomniejszone, w stosunku do fali padającej, o współczynnik odbicia W_o , który ostatecznie można zapisać zależnością [28]:

$$W_o = \frac{Z_s \cos \vartheta - \rho_0 c}{Z_s \cos \vartheta + \rho_0 c} \quad (2.3)$$

Ze względu na stosunkowo mały zakres rozpatrywanych częstotliwości oraz ograniczenie go do częstotliwości niskich, założono brak zależności impedancji od długości fali akustycznej. Jak można zauważyć po prostych przekształceniach zależności (2.3), współczynnik odbicia zależy od impedancji właściwej $\xi = Z_s / \rho_0 c$ oraz cosinusa kąta padania (odbicia) ϑ .

Zarówno impedancja, jak i współczynnik odbicia mogą przyjmować wartości z zakresu liczb zespolonych, wówczas $\xi = \theta - j\chi$, gdzie θ to akustyczna rezystancja właściwa, a χ -akustyczna reaktancja właściwa powierzchni. Można zatem współczynnik odbicia zapisać w postaci ogólnej $W_o = |W_o| e^{j\phi}$.

Moduł $|W_o| = \sqrt{Re^2(W_o) + Im^2(W_o)}$ oraz argument $\phi = \arctg[Im(W_o)/Re(W_o)]$ współczynnika odbicia zależy od wartości części rzeczywistej θ i urojonej χ impedancji właściwej oraz kąta padania fali, co wynika z zależności:

$$Re(W_o) = \frac{(\theta \cos \vartheta)^2 + (\chi \cos \vartheta)^2 - 1}{(\theta \cos \vartheta + 1)^2 + (\chi \cos \vartheta)^2} \quad (2.4)$$

$$Im(W_o) = \frac{-2\chi\cos\vartheta}{(\theta\cos\vartheta + 1)^2 + (\chi\cos\vartheta)^2} \quad (2.5)$$

Jeżeli Z_s jest wartością czysto urojoną ($\theta = 0$), z przekształcenia zależności (2.3), (2.4) oraz (2.5) wynika, że moduł współczynnika odbicia równa się $|W_o| = 1$, co oznacza, że ciśnienie fali odbitej nie zmienia się, a jedynie jej faza. Zależy ona od wartości impedancji urojonej oraz kąta padania fali zgodnie z zależnością:

$$\phi = \text{arc tg} \frac{-2\chi\cos\vartheta}{(\chi\cos\vartheta)^2 - 1} \quad (2.6)$$

Energia akustyczna fali po odbiciu od tego rodzaju powierzchni nie zmienia się.

W przypadku impedancji przyjmującej wartości tylko rzeczywiste ($\chi = 0$), współczynnik odbicia przyjmuje wartości mniejsze od 1 ($Im(W_o) = 0$, $Re(W_o) < 1$, $\phi = 0$). Oznacza to, że ciśnienie fali odbitej jest mniejsze niż fali padającej, zatem część energii akustycznej została zaabsorbowana przez powierzchnię odbijającą. Faza natomiast pozostaje nie zmieniona. Przypadek ten dotyczy materiałów zwartych o małej porowatości.

Wartości impedancji mogą przyjmować bardzo duże wartości $|\xi| \gg 1$ (w skrajnym przypadku $|\xi| \rightarrow \infty$). Z zależności opisującej ξ wynika, że jest to możliwe w przypadku, gdy rezystancja właściwa θ jest dużo większa od reaktancji właściwej χ . Wartość współczynnika odbicia W_o zbliża się do wartości 1, a w szczególności $Re(W_o) \rightarrow 1$. Wtedy przesunięcie w fazie fal padającej i odbitej opisuje następująca zależność:

$$\phi = \text{arc tg} \frac{-2\chi\cos\vartheta}{(\theta\cos\vartheta)^2 + (\chi\cos\vartheta)^2 - 1} \quad (2.7)$$

z której wynika, że $\phi \rightarrow 0$. W tym przypadku fala padająca, odbita jest bez pochłaniania energii akustycznej i zmiany fazy, a wartość prędkości normalnej u_n równa się zero.

Jeżeli wartość $Z_s\cos\vartheta$ równa się akustycznej rezystancji właściwej powietrza ρ_0c , współczynniki odbicia równa się zero (2.3) i fala padająca jest całkowicie pochłaniana przez powierzchnię. W przypadku prostopadłego padania fali ($\vartheta = 0^0$) jest to spełnione wtedy, kiedy $Z_s = \rho_0c$, a więc i $\theta = \rho_0c$.

Gdy kąt padania fali jest różny od zera ($\vartheta \neq 0^0$), może zaistnieć przypadek, gdy współczynnik odbicia będzie równy zero dla $Z_s > \rho_0c$. Wówczas materiał o danej impedancji akustycznej może pochłaniać całkowicie falę padającą pod pewnym kątem równym $\vartheta = \text{arc cos} \frac{\rho_0c}{Z_s}$, który w rzeczywistości bliski jest 90^0 . Z powyższego wynika również, że urojona część impedancji akustycznej wprowadza przesunięcie w fazie między falą padającą i odbitą.

W przypadku gdy wartość impedancji powierzchniowej Z_s dla fali padającej jest równa zero, współczynnik odbicia przyjmuje wartość $W_o = -1$. Wówczas wartość ciśnienia akustycznego w punkcie odbicia fali równa się zero. Jest to przypadek niespotykany w praktyce i dalej nie rozpatrywany w pracy.

Znanych jest kilka empirycznych modeli materiałów absorpcyjnych [84], min. Delany-Bazley [50], Mecher-Vér [46], Allard-Champoux [34] oraz Biot'a [7]. Za ich pomocą wyznaczamy zespoloną impedancję właściwą Z_c oraz liczbę falową k_c danego materiału. Modele empiryczne uzależniają wartości impedancji oraz liczby falowej od takich cech materiałów jak oporność przepływu powietrza r . Znając impedancję właściwą materiału oraz liczbę falową, można wyznaczyć impedancję powierzchniową Z_s . Przy założeniu że baza, którą pokrywa materiał absorpcyjny jest doskonale sztywna, Z_s wyznaczamy ją z zależności:

$$Z_s = Z_c \operatorname{ctgh}(jk_c d) \quad , \quad (2.8)$$

gdzie d to grubość warstwy materiału absorpcyjnego. Jeżeli materiał pokrywa powierzchnię o skończonej, znanej impedancji Z , zależność (2.8) można przedstawić w postaci:

$$Z_s = \frac{-j \frac{Z_c}{k_c d} \cdot Z}{-j \frac{Z_c}{k_c d} + Z} \quad . \quad (2.9)$$

Jest to równoległa kombinacja akustycznej impedancji powierzchni bazowej Z oraz podatności akustycznej materiału absorpcyjnego $-j(Z_c/k_c d)$.

Impedancję akustyczną powierzchni Z_s można poprzez współczynnik odbicia powiązać z używanym powszechnie w akustyce współczynnikiem pochłaniania $\alpha_o = 1 - |W_o|^2$. Jest on, podobnie jak współczynnik odbicia, zależny od kąta padania fali i może zmieniać się w szerokim zakresie.

Jak wynika z powyższych rozważań, wartość impedancji akustycznej nie daje nam pełnej informacji, o właściwościach absorpcyjnych danej powierzchni. Konieczne jest podanie dodatkowych warunków związanych z kątem padania fali lub uśrednianie współczynnika pochłaniania. Z tego względu posługujemy się najczęściej fizycznym lub pogłosowym współczynnikiem pochłaniania. Pierwszy z nich wyznaczamy bezpośrednio z zależności $\alpha_n = 1 - |W_o|^2$, przy założeniu, że w (2.3) $\vartheta = 0$, drugi natomiast α_r , zgodnie z metodologią przedstawioną w [43]:

$$\alpha_r = \frac{8}{\xi} \left[1 + \frac{1}{1 + \xi} - \frac{2}{\xi} \ln(1 + \xi) \right] \quad . \quad (2.10)$$

W zakresie niskich częstotliwości, materiały najczęściej stosowane w budownictwie takie jak cegła, beton, drewno, mają gorsze właściwości absorbujące i charakteryzują się dużymi wartościami impedancji akustycznej. Ze względu na ich strukturę, posiadają pomijalnie małą część urojonej impedancji i zazwyczaj opisuje się ich właściwości tylko za pomocą oporności akustycznej. Najbardziej efektywne materiały absorpcyjne używane w akustyce budowlanej to materiały o strukturze porowatej. W zakresie niskich częstotliwości ($0 - 500 \text{ Hz}$), część urojona impedancji może osiągać znacznie większe wartości bezwzględne niż część rzeczywista $|Im(\xi)/Re(\xi)| = 5 \div 50$ [84, 85] i jest ujemna.

2.2.2 Wpływ impedancji rzeczywistej

Impedancyjne warunki brzegowe mają wpływ na kształt pola akustycznego wewnątrz obszaru poprzez współczynnik tłumienia r_n (1.15) oraz współczynnik sprzężenia r_{rn} (1.19). Modyfikacji ulegają wtedy nie tylko wartości bezwzględne amplitud modalnych, ale także ich relatywne wartości. Pewne amplitudy mogą stawać się dominujące, podczas gdy znaczenie innych może maleć.

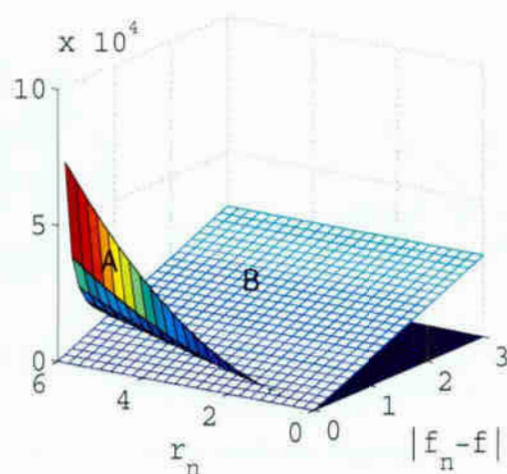
Jeżeli rozważymy amplitudy modalne opisane zależnościami (1.16), (1.18), (1.20) przy założeniu, że ich część rzeczywista wpływa na ciśnienie akustyczne w każdym punkcie pola we wnętrzu obszaru zamkniętego, to można w przypadku braku sprzężenia, zależność (1.16) zapisać w postaci:

$$Re(A_n) = \frac{Q_n}{\omega_n^2 - \omega^2 + \frac{4\omega^2 r_n^2}{\omega_n^2 - \omega^2}} \quad (2.11)$$

Jak wynika z zależności (2.11), pierwszy rodzaj oddziaływania impedancji poprzez czynnik r_n różny od zera, to brak wpływu na amplitudy rezonansowe przy częstotliwości wymuszenia równej częstotliwości własnej, który występuje w przypadku obszaru o zerowych warunkach brzegowych Neumana. Wartość amplitudy modalnej nie dąży do nieskończoności, decydując o kształcie pola akustycznego wewnątrz, lecz przeciwnie dąży do zera, ponieważ $(4\omega r_n^2 / \omega_n^2 - \omega^2) \rightarrow \infty$. Znaczenia nabierają inne amplitudy, które także są redukowane przez dwa przeciwstawnie działające czynniki. Pierwszy z nich $\omega_n^2 - \omega^2$, który podobnie jak w przypadku obszarów o powierzchniach doskonale odbijających wzrasta dla amplitud, które skorelowane są z częstotliwościami własnymi „leżącymi dalej” od częstotliwości wymuszenia oraz czynnik związany z tłumieniem $4\omega r_n^2 / \omega_n^2 - \omega^2$, który jednocześnie dla tych amplitud maleje. Wynika z tego, że dla określonych impedancyjnych warunków brzegowych (r_n), położenia i konfiguracji źródła dźwięku (Q_n), każda z amplitud może przyjąć wartości maksymalne, wtedy gdy mianownik wyrażenia (2.11) jest minimalny, tj. gdy zachodzi równość obu czynników:

$$\omega_n^2 - \omega^2 = \frac{4\omega^2 r_n^2}{\omega_n^2 - \omega^2} \quad (2.12)$$

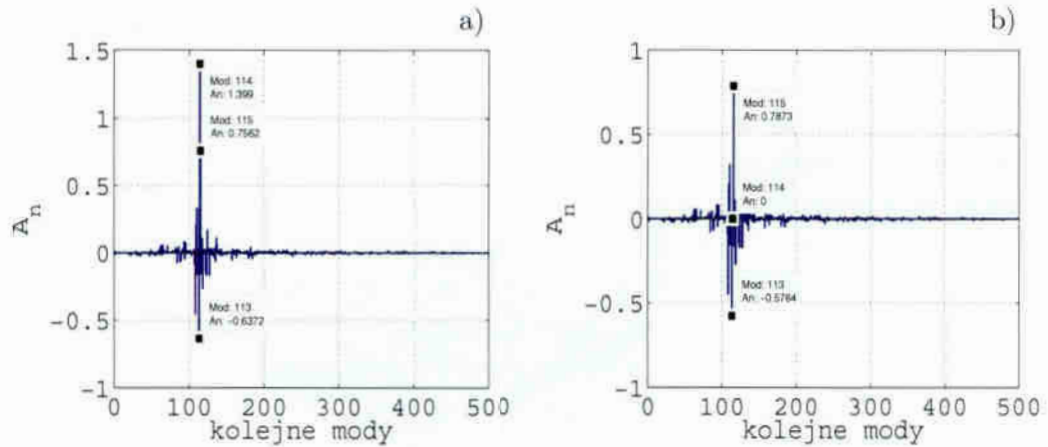
W przypadku obszaru o określonym układzie częstotliwości własnych ω_n , przy danej konfiguracji i częstotliwości źródła, spełnienie warunku (2.12) uzależnione jest od współczynnika tłumienia r_n . Ze względu na skończone wartości współczynnika tłumienia r_n , warunek ten może być spełniony dla amplitud i częstotliwości własnych stosunkowo bliskich częstotliwości źródła. Poza tym zakresem, pozostałe amplitudy, ze względu na ograniczone wartości wyrażenia $4\omega^2 r_n^2$ oraz szybki wzrost czynnika $\omega_n^2 - \omega^2$, szybko maleją do zera. Oznacza to, że istotny wpływ tłumienia ma miejsce tylko na amplitudy w stosunkowo wąskim paśmie częstotliwości własnych, bliskich częstotliwości źródła.



Rysunek 2.8: Wartości czynnika związanego z tłumieniem $\frac{4\omega^2 r_n^2}{\omega_n^2 - \omega^2}$ (A) i czynnika związanego z różnicą częstości $\omega_n^2 - \omega^2$ (B), w zależności od współczynnika tłumienia r_n oraz bezwzględnej różnicy między częstością źródła $f = 125\text{Hz}$ a częstościami własnymi f_n .

Na rys. 2.8 pokazano zmienność wartości obu czynników w zależności od współczynnika tłumienia r_n oraz bezwzględnej różnicy między wybraną, przykładową częstością źródła $f = 125\text{Hz}$ oraz częstościami własnymi f_n . Z rys. 2.8 wynika, że impedancja wpływa w sposób znaczący na wartości tych amplitud, które skorelowane są z częstościami własnymi bliskimi częstości źródła (dla małych wartości $|f_n - f|$). Z rys. 2.8 wynika również, że wraz ze zmniejszaniem się impedancji rzeczywistej, gwałtownie rośnie wartość czynnika związanego z tłumieniem w zakresie częstości bliskich częstości wymuszenia i w rezultacie ma miejsce redukcja tych amplitud, które były rezonansowymi dla obszaru z brzegami doskonale sztywnymi. Reasumując, dla impedancyjnych warunków brzegowych w przypadku, gdy częstość źródła równa jest wybranej częstości własnych, następuje redukcja odpowiedniej amplitudy modalnej (2.11), a tym samym zanik jej wpływu na pole akustyczne. Jednocześnie na rys. 2.8 przedstawiono przecięcie się obu powierzchni odpowiadające wartościom współczynnika r_n oraz różnicy $|f_n - f|$, dla których spełniony jest warunek (2.12). Amplitudy odpowiadające tym częstościom, kształtować będą pole akustyczne wnętrza. Można z tego wnioskować, że wraz ze wzrostem tłumienia, amplitudy modalne o największych wartościach bezwzględnych mogą „odsuwać się” od częstości rezonansowej pomieszczenia pogłosowego.

Na rys. 2.9 zilustrowano rozkład wartości amplitud modalnych, uzyskany w wyniku symulacji pola akustycznego badanego pomieszczenia (dodatek A), w którym założono impedancję o wartości $5 \cdot 10^4 \text{Pa} \cdot \text{s/m}$ na powierzchniach nr 3 i nr 4,

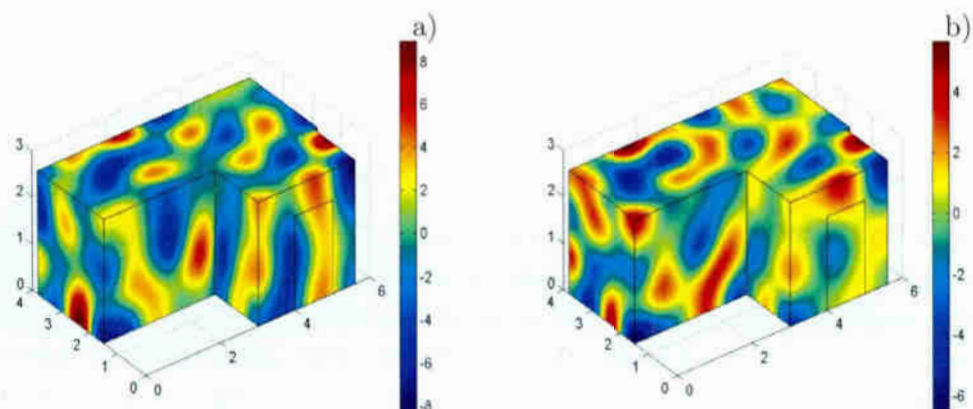


Rysunek 2.9: Wartości amplitud modalnych w badanym pomieszczeniu, o impedancji $5 \cdot 10^4 Pa \cdot s/m$ na powierzchni nr 3 i nr 4, w przypadku punktowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005 m^3/s$), usytuowanego w punkcie PT3 i częstotliwości: a) $250 Hz$ i b) równej częstotliwości własnej modu 114 ($\approx 250.1166 Hz$).

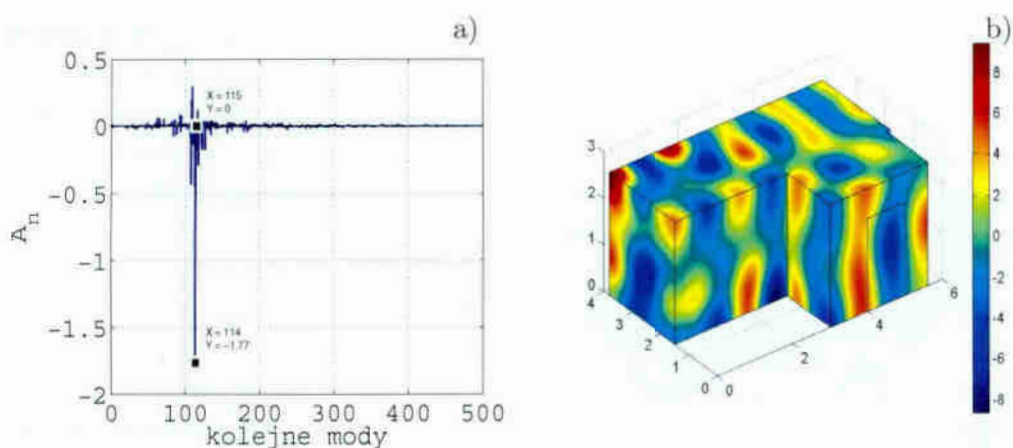
w przypadku umieszczonego w stałym położeniu źródła o częstotliwości $250 Hz$ oraz $\approx 250.1166 Hz$, równej częstotliwości własnej modu akustycznego 114. Jak wynika z analizy rozkładów z rys. 2.9 a) oraz rys. 2.3 b), w wyniku wprowadzenia odpowiedniej konfiguracji impedancji rzeczywistej, modyfikacja amplitud jest wyraźna i powoduje zmianę kształtu oraz wartości ciśnienia pola akustycznego pokazaną na rys. 2.10 a), w stosunku do pomieszczenia pogłosowego (rys. 2.7 a)).

Przy tej samej konfiguracji impedancji przy źródle $\approx 250.1166 Hz$ (rys. 2.9 b)) następuje spodziewany, zgodnie z zależnością (2.11), całkowity zanik amplitudy 114 odpowiadającej temu modowi oraz całkowicie odmienny układ amplitud modalnych, w którym największą rolę odgrywają amplitudy sąsiednie. Ukształtowanie pola akustycznego w przypadku tego układu modów zilustrowano na rys. 2.10 b)).

Przy częstotliwości wymuszenia z zakresu, w którym gęstość modów akustycznych jest duża i w konsekwencji różnica między kolejnymi częstotliwościami własnymi odpowiednio mała, a impedancyjne warunki brzegowe są takie, że współczynniki tłumienia r_n modów są stosunkowo małe, może się zdarzyć, że przy częstotliwości źródła równej danej częstotliwości własnej i całkowitej redukcji amplitudy modalnej z nią związanej, wpływ sąsiednich amplitud jest dominujący. Zatem, może istnieć taka konfiguracja źródła o częstotliwości równej (lub bardzo zbliżonej) częstotliwości własnej, a warunki impedancyjne (wartości współczynnika r_n) są takie, że następuje jednoczesna redukcja amplitudy związanej z daną częstotliwością własną i maksymalne wartości osiągają amplitudy sąsiednie (spełnienie warunku (2.12)). Można to zaobserwować przy częstotliwości źródła równej częstotliwości własnej modu 115 tj. $\approx 250.4082 Hz$ (rys. 2.11), gdy am-



Rysunek 2.10: Rozkład i wartości ciśnienia akustycznego w badanym pomieszczeniu o impedancji $5 \cdot 10^4 Pa \cdot s/m$ na powierzchni nr 3 i nr 4, w przypadku punkтового źródła dźwięku ($S_w = 0.005 m^3/s$), usytuowanego w punkcie PT3 i częstotliwości: a) $250 Hz$ i b) równej częstotliwości własnej modu 114 ($\approx 250.1166 Hz$).



Rysunek 2.11: a) Wartości amplitud modalnych oraz b) rozkład i wartości ciśnienia akustycznego dla badanego pomieszczenia, o impedancji $5 \cdot 10^4 Pa \cdot s/m$ na powierzchni nr 3 i nr 4, w przypadku punkтового źródła dźwięku ($S_w = 0.005 m^3/s$), o częstotliwości równej częstotliwości własnej modu 115 ($\approx 250.4082 Hz$), usytuowanego w punkcie PT3.

plituda modu 115 jest zredukowana, a amplituda modu 114 przyjmuje wartości maksymalne.

2.2.3 Wpływ impedancji zespolonej

Przy założeniu, że zespolona powierzchniowa impeęcancja materiału absorpcyjnego charakteryzuje się ujemną częścią zespoloną (punkt 2.2.1), biorąc pod uwagę

zależności opisane w punkcie 2.2.2, można rzeczywistą część amplitud modalnych (1.16) przedstawić w postaci:

$$Re(A_n) = \frac{Q_n}{\omega_n^2 - \omega^2 - 2\omega Im(r_n) + \frac{4\omega^2 Re^2(r_n)}{\omega_n^2 - \omega^2 - 2\omega Im(r_n)}} \quad (2.13)$$

gdzie $Re(r_n)$ i $Im(r_n)$, to odpowiednio część rzeczywista i urojona współczynnika tłumienia r_n . Rzeczywista część współczynnika tłumienia wpływa na wartość amplitud modalnych, podobnie jak w przypadku impedancji rzeczywistej w zależności (2.11). Część urojona natomiast, powoduje „przesunięcie” w dziedzinie częstotliwości występowania wartości minimalnych (zerowych) oraz maksymalnych amplitud modalnych. Wartości bezwzględne amplitud modalnych dążą do zera, gdy czynnik $(\omega_n^2 - \omega^2 - 2\omega Im(r_n)) \rightarrow 0$. Zachodzi to w przypadku, gdy różnice między częstotliwościami własnymi a częstotliwością źródła $f_n - f$ spełniają następującą zależność:

$$f_n - f = \frac{1}{2\pi} \left(\sqrt{4\pi^2 f^2 + 2\pi f Im(r_n)} - 2\pi f \right) \quad (2.14)$$

Wartości minimalne amplitud, nie będą występowały przy częstotliwościach rezonansowych źródła, jak to ma miejsce w przypadku impedancji rzeczywistej, ale przy częstotliwościach przesuniętych o wartość wynikającą z zależności (2.14).

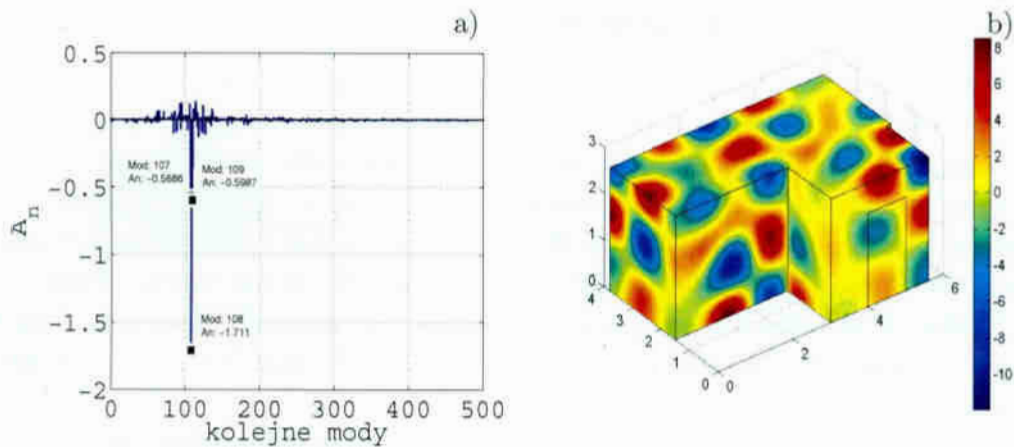
Podobnie, „przesunięcie” dotyczy amplitud modalnych o wartościach maksymalnych, gdy mianownik wyrażenia (2.13) osiąga minimum, co zachodzi gdy spełniona jest następująca zależność:

$$\omega_n^2 - \omega^2 - 2\omega Im(r_n) = \frac{4\omega^2 Re^2(r_n) + 2\omega Im(r_n)}{\omega_n^2 - \omega^2} \quad (2.15)$$

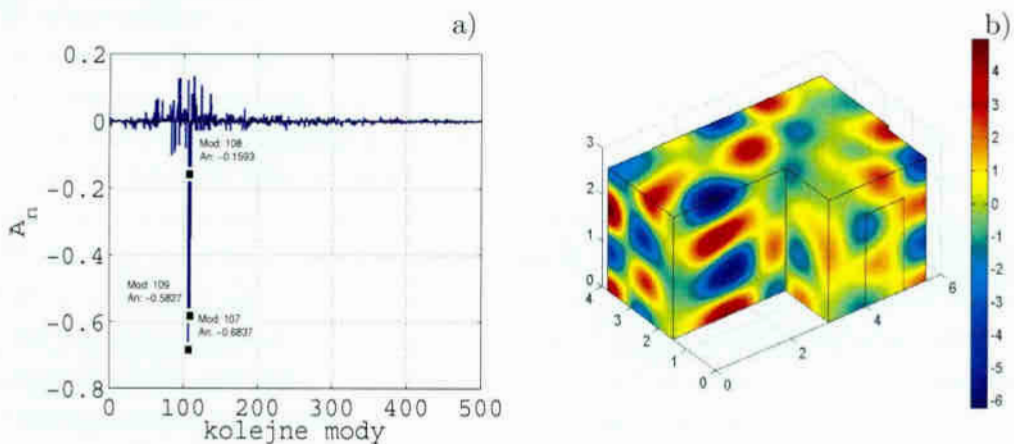
W opisywanym przypadku następuje przesunięcie powierzchni pokazanych na rys. 2.8, o wartość czynnika $2\omega Im(r_n)$, co sprawia, że przecinają się one w zakresie, gdzie czynnik $f_n - f$ przyjmuje większe wartości niż w przypadku impedancji rzeczywistej.

Na rys. 2.12 zilustrowano, efekt wprowadzenia impedancji zespolonej, która wpływa na modyfikację amplitud modalnych w znacznym zakresie. Wybrano częstotliwość wymuszenia $243.6 Hz$, w przybliżeniu równą częstotliwości własnej 108 . Amplituda modu 108 związana z modem rezonansowym (rys. 2.12 a)), nie uległa redukcji, ale jest dominująca, ponieważ zgodnie z zależnością (2.13), czynnik $\frac{4\omega^2 Re^2(r_n)}{\omega_n^2 - \omega^2 - 2\omega Im(r_n)}$ ma skończoną wartość za sprawą części urojonej współczynnika r_n . Wprowadzono impedancję zespoloną na stosunkowo małej powierzchni, z tego względu część urojona współczynnika tłumienia $Im(r_n)$ ma również małe wartości, co w rezultacie daje niewielką wartość mianownika zależności (2.13) i dużą wartość amplitudy modu 108 .

Natomiast w przypadku impedancji rzeczywistej (rys. 2.13 a)), w zależności (2.11), czynnik $\frac{4\omega^2 Re^2(r_n)}{\omega_n^2 - \omega^2}$ ma dużą wartość ze względu na niewielką różnicę czę-



Rysunek 2.12: a) Wartości amplitud modalnych oraz b) rozkład i wartości ciśnienia akustycznego badanego pomieszczenia, o impedancji $5 \cdot 10^4 Pa \cdot s/m$ na powierzchni nr 3 i nr 4 oraz $2.5 \cdot 10^3 - j \cdot 2.5 \cdot 10^3 Pa \cdot s/m$ na powierzchni nr 8, w przypadku punkowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005 m^3/s$), o częstotliwości $243.6 Hz$, usytuowanego w punkcie PT3.



Rysunek 2.13: a) Wartości amplitud modalnych oraz b) rozkład i wartości ciśnienia akustycznego badanego pomieszczenia, o impedancji $5 \cdot 10^4 Pa \cdot s/m$ na powierzchni nr 3, 4 i 8, w przypadku punkowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005 m^3/s$), o częstotliwości $243.6 Hz$, usytuowanego w punkcie PT3.

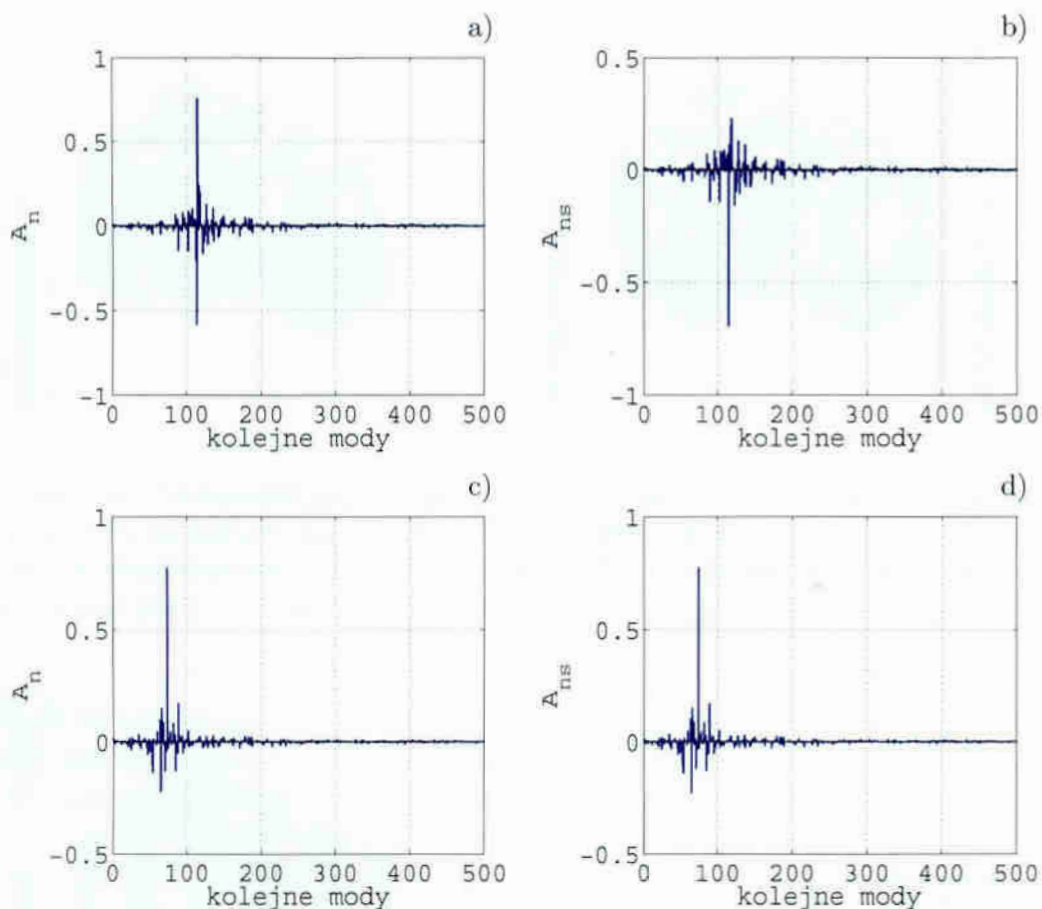
stotliwości wymuszenia i 108 częstotliwości własnej ($\omega_n^2 - \omega^2 \rightarrow 0$), co skutecznie redukuje tę amplitudę modalną. Skutkuje to niższym poziomem ciśnienia akustycznego w przypadku impedancji rzeczywistej (rys. 2.13 b)) w porównaniu do zastosowanej impedancji zespolonej, nawet na stosunkowo małej powierzchni (rys.2.12 b))

2.2.4 Wpływ sprzężenia między modami

W przypadku odpowiednio dużych wartości impedancji na brzegach, amplitudy modalne opisuje zależność (1.16). Jest to układ, w którym macierz sprzężeń jest diagonalna. W porównaniu z zależnością (1.18) oraz (1.20), pomijany jest czynnik związany ze sprzężeniem każdego z modów z pozostałymi modami, w pierwszym przypadku lub sprzężenia poszczególnych modów z modem rezonansowym, w drugim. Z zależności uwzględniających sprzężenie wynika, że dla danego obszaru, o określonym układzie modów, czynnik decydujący o sprzężeniu zmienia się wraz z częstotliwością źródła, jego położeniem oraz wartością impedancji i jej rozmieszczeniem na brzegach pomieszczenia.

Istnieją zatem takie wartości impedancji oraz taki jej rozkład na brzegach pomieszczenia, przy których należy uwzględnić zjawisko sprzężenia między modami oraz taka konfiguracja, przy której sprzężenie może być pominięte. Opisany układ będzie charakterystyczny dla danego kształtu pomieszczenia oraz częstotliwości i usytuowania źródła dźwięku.

Na rys. 2.14 pokazano wartości amplitud modalnych dla obszaru, w którym na jednej z powierzchni (powierzchnia nr 8 pomieszczenia, rys. A.1, dodatek A) wprowadzono impedancję o wartościach $2.5 \cdot 10^3 - j \cdot 2.5 \cdot 10^3 \text{ Pa}\cdot\text{s/m}$ [84]. Na pozostałych powierzchniach impedancja (oporność akustyczna) wynosiła $10^7 \text{ Pa}\cdot\text{s/m}$ [74]. Przy jednakowej wartości impedancji ($10^7 \text{ Pa}\cdot\text{s/m}$) na wszystkich powierzchniach wewnętrznych, sprzężenie między modami może być pominięte. Kształt amplitud modalnych jest porównywalny do opisanego w podrozdziale 2.1 w przypadku ścian doskonale sztywnych. Porównano wyniki przy dwóch częstotliwościach źródła usytuowanego w tym samym położeniu. Jak wynika z kształtu amplitud modalnych pokazanego na rys. 2.14 a) oraz rys. 2.14 b), przy częstotliwości 250Hz sprzężenie między modami odgrywa istotną rolę podczas gdy przy 210Hz może być pominięte (rys.2.14 c) oraz rys.2.14 d)). Zatem stosunkowo małe zmiany współczynnika tłumienia r_n , dla niektórych konfiguracji źródła dźwięku, mogą wymagać uwzględnienia sprzężenia między modami akustycznymi obszaru. Wpływ sprzężenia implikuje zmianę wartości oraz rozkładu ciśnienia wewnątrz obszaru i towarzyszącą temu modyfikację kształtu pola akustycznego (rys. 2.15).



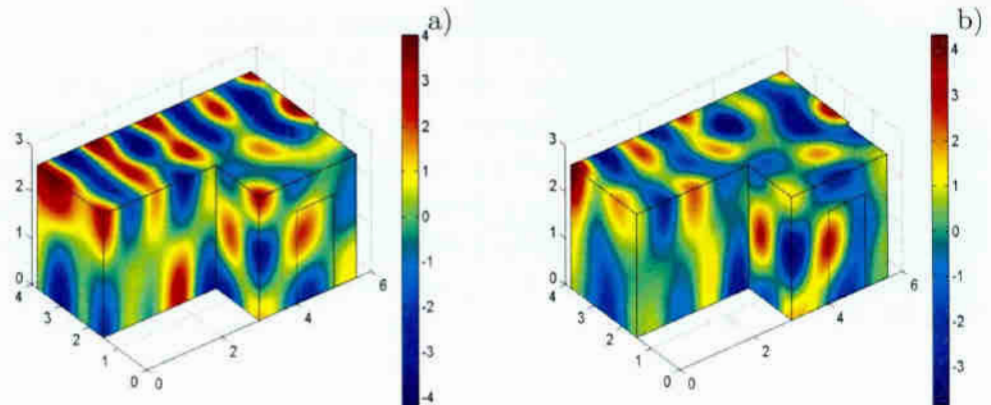
Rysunek 2.14: Wartości amplitud modalnych dla punkowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005m^3/s$) usytuowanego w punkcie PT1, w pomieszczeniu o impedancji $2.5 \cdot 10^3 - j \cdot 2.5 \cdot 10^3 \text{ Pa}\cdot\text{s/m}$ na powierzchni nr 8:

- a) dla częstotliwości 250Hz bez uwzględnienia sprzężenia modów,
- b) dla częstotliwości 250Hz ze sprzężeniem modów,
- c) dla częstotliwości 210Hz bez uwzględnienia sprzężenia modów,
- d) dla częstotliwości 210Hz ze sprzężeniem modów.

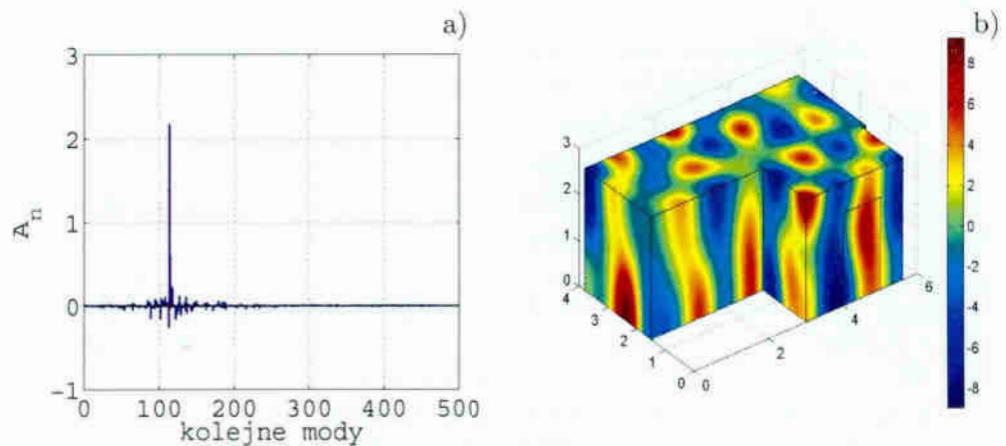
2.2.5 Wpływ wielkości powierzchni absorbujących

Wielkość powierzchni S o określonej impedancji Z_s , wpływa na wartość całki opisanej zależnością (1.15), określającej współczynnik tłumienia. W przypadku impedancji o wartościach rzeczywistych, zwiększenie powierzchni absorpcyjnej S powoduje proporcjonalny wzrost tłumienia w całym obszarze.

Na rys. 2.16 a) pokazano wartości amplitud modalnych w pomieszczeniu, w którym jedna z powierzchni (nr 1, rys. A.1, dodatek A) charakteryzuje się impedancją o wartości $5 \cdot 10^4 \text{ Pa}\cdot\text{s/m}$. Po porównaniu rys. 2.1 b) z rys. 2.16 a) widać redukcję wartości amplitud, a w konsekwencji również ciśnienia akustycz-

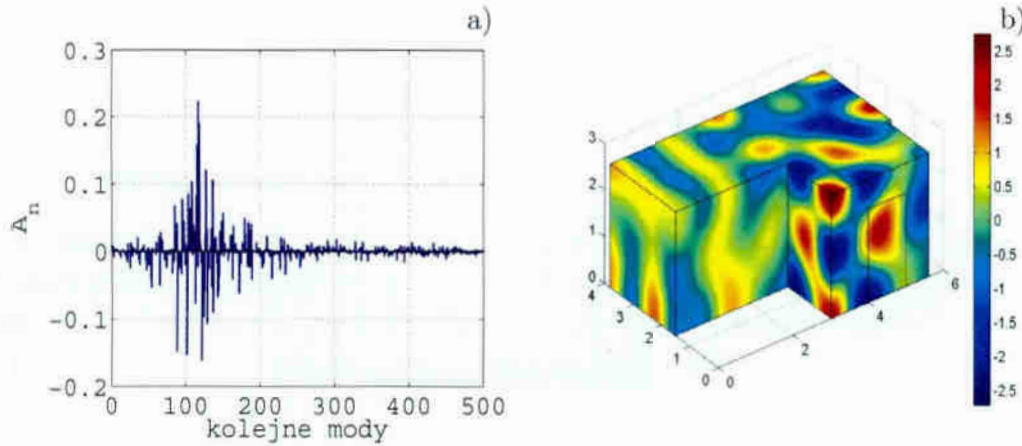


Rysunek 2.15: Rozkład ciśnienia akustycznego dla punkowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005m^3/s$) o częstotliwości $250Hz$ usytuowanego w punkcie PT1, w pomieszczeniu o impedancji $2.5 \cdot 10^3 - j \cdot 2.5 \cdot 10^3 Pa \cdot s/m$ na powierzchni nr 8: a) bez uwzględnienia sprzężenia modów, b) ze sprzężeniem modów.



Rysunek 2.16: Wartości amplitud modalnych a) oraz rozkład pola akustycznego b) dla punkowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005m^3/s$) o częstotliwości $250Hz$ usytuowanego w punkcie PT1, w pomieszczeniu o impedancji $5 \cdot 10^4 Pa \cdot s/m$ na powierzchni nr 1.

nego wnętrza. Zachowany jest, w stosunku do obszaru o powierzchniach idealnie sztywnych (rys. 2.4 b)), kształt pola akustycznego, co zilustrowano na rys. 2.16 b). Zwiększanie powierzchni o impedancji $5 \cdot 10^4 Pa \cdot s/m$ powoduje zwiększenie tłumienia w całym układzie i dalszą redukcję amplitud modalnych (rys. 2.17 a)). Zmienia się także ich wzajemna, relatywna wartość ponieważ zanika dominująca rola modu rezonansowego, co oznacza wpływ innych amplitud na kształt pola akustycznego (rys. 2.17 b)).



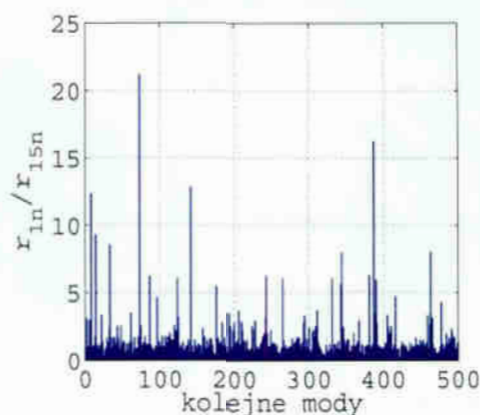
Rysunek 2.17: Wartości amplitud modalnych a) oraz rozkład pola akustycznego b) dla punkowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005m^3/s$) o częstotliwości $250Hz$ usytuowanego w punkcie PT1, w pomieszczeniu o impedancji $5 \cdot 10^4 Pa \cdot s/m$ na wszystkich powierzchniach.

W przypadku gdy impedancja ma postać zespoloną, pojawia się część urojona współczynnika r_n , przy czym zmiana jednej z części impedancji (rezystancji lub reaktancji) powoduje modyfikację obu części zespolonego współczynnika r_n . Gdy zmianie ulega tylko rezystancja akustyczna materiału absorpcyjnego, przy niezmiennych wartościach reaktancji, zmniejsza się wartości części rzeczywistej współczynnika tłumienia, podczas gdy część urojona zmienia się odwrotnie proporcjonalnie. Podobnie, zmiana reaktancji wpływa odpowiednio na części urojoną i rzeczywistą współczynnika r_n . Ten z kolei wpływa na wartości amplitud modalnych, jak opisano w punkcie 2.2.3.

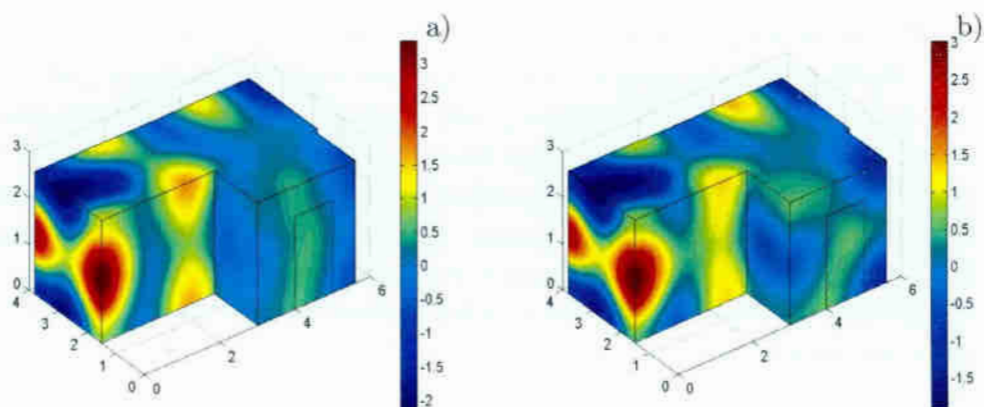
2.2.6 Wpływ lokalizacji powierzchni absorpcyjnych

Jak wynika z zależności (1.15) oraz (1.19) wartości współczynników tłumienia r_n dla poszczególnych amplitud modalnych A_n zależą od wartości odpowiednich funkcji własnych Ψ_n na powierzchni S o danej impedancji Z_s . Zatem tłumienie w obszarze zależne jest nie tylko od wielkości powierzchni brzegowych, wartości impedancji akustycznej danej powierzchni, ale również od usytuowania powierzchni. Zatem, powierzchnia o danej wielkości S i określonej impedancji Z_s wprowadza, w zależności od jej usytuowania, różne tłumienie dla poszczególnych amplitud. Na rys. 2.18 przedstawiono stosunek wartości współczynników tłumienia r_n pomieszczenia, w którym zamiennie powierzchnie nr 1 i 15 charakteryzowały się jednakową impedancją Z_s , a impedancja pozostałych powierzchni nie zmieniała się.

Mimo, że wielkości obu powierzchni o tej samej impedancji są porównywalne (tabela 2.1), tłumienie poszczególnych amplitud jest różne. Zatem przy danej



Rysunek 2.18: Wartości stosunku współczynnika tłumienia pomieszczenia z powierzchnią absorbującą nr 1 do współczynnika tłumienia pomieszczenia z powierzchnią absorbującą nr 15, o tej samej powierzchniowej impedancji akustycznej.



Rysunek 2.19: Rozkład i wartości ciśnienia akustycznego w badanym pomieszczeniu, dla punkowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005 m^3/s$) o częstotliwości $143.1 Hz$ usytuowanego w punkcie PT3 w przypadku impedancji zespolonej o wartości $2.5 \cdot 10^3 - j \cdot 2.5 \cdot 10^3 Pa \cdot s/m$ na powierzchni: a) nr 1, b) nr 8, a pozostałych o impedancji $5 \cdot 10^4 Pa \cdot s/m$.

konfiguracji źródła dźwięku, zmiana usytuowania w obszarze zamkniętym powierzchni absorbujących nawet tej samej wielkości, może zmienić nie tylko wartości ciśnienia akustycznego, ale także kształt pola wewnątrz, poprzez różne wartości współczynnika tłumienia amplitud modalnych.

W szczególnych przypadkach impedancji zespolonej, zmiana jej rozkładu na powierzchnię większą lecz inaczej usytuowaną, nie oznacza odpowiedniej modyfi-

kacji amplitud modalnych. Może wystąpić taka konfiguracja źródła dźwięku oraz taki rozkład impedancji na brzegach pomieszczenia, że nie wystąpi redukcja ciśnienia akustycznego wewnątrz obszaru, a efekt odwrotny. (rys. 2.19)

2.2.7 Wpływ częstotliwości źródła

Wartość częstotliwości (częstości ω) źródła wpływa na wartość ciśnienia oraz kształt pola akustycznego wewnątrz obszaru poprzez jej „umieszczenie w widmie” względem częstotliwości własnych tego obszaru. Wartości różnic $\omega_n^2 - \omega^2$ są czynnikiem oddziałującym na wartości poszczególnych amplitud, a tym samym wartości pola akustycznego wnętrza. W przypadku pomieszczeń pogłosowych (podrozdział 2.1) częstotliwości własne są częstotliwościami rezonansowymi, inaczej niż w przypadku pomieszczeń z powierzchniami absorbującymi. W przypadku impedancji rzeczywistej (punkt 2.2.2), gdy częstotliwość źródła równa się częstotliwości własnej, nie oznacza to wystąpienia rezonansu akustycznego. Impedancja akustyczna brzegów, poprzez współczynnik tłumienia powoduje zanik amplitudy przy częstotliwości rezonansowej, która występowała w obszarze o powierzchniach idealnie odbijających (w pomieszczeniu pogłosowym). Dla warunków brzegowych reprezentowanych przez impedancję rzeczywistą Z_s można stwierdzić co następuje:

$$(Z_s \neq 0, Z_s \in \mathfrak{R}) \bigwedge_{\omega=\omega_n} \Rightarrow A_n = 0 \quad , \quad (2.16)$$

gdzie \mathfrak{R} oznacza zbiór liczb rzeczywistych. Amplituda rezonansowa A_n znika, ponieważ mianownik wyrażenia (2.11) dąży do nieskończoności (punkt 2.2.2). Pozostałe amplitudy mają wpływ na ciśnienie akustyczne w pomieszczeniu w stopniu, który zależy od wartości różnic $\omega_n^2 - \omega^2$, wartości współczynników tłumienia r_n oraz funkcji źródła Q_n .

Gdy częstość źródła różni się od częstości własnych obszaru ($\omega \neq \omega_n$), może zachodzić przy tej częstości zależność:

$$\bigwedge_{\substack{Z_s \neq 0, Z_s \in \mathfrak{R} \\ \omega \neq \omega_n}} \bigvee_{r_n \neq 0} |\omega_n^2 - \omega^2| = \sqrt{4\omega^2 r_n^2} \Leftrightarrow A_n \rightarrow \max \quad . \quad (2.17)$$

Jeżeli wartości funkcji źródła dla amplitud modalnych w zakresie częstotliwości bliskim ω_n są w przybliżeniu jednakowe, lub dla ω_n wartość Q_n jest większa od sąsiednich, to przy takiej konfiguracji wystąpi rezonans akustyczny.

Rezonans akustyczny może wystąpić również w przypadku, gdy częstość źródła równa jest częstości własnej ($\omega = \omega_n$), po spełnieniu warunku (2.17) dla innej sąsiedniej amplitudy.

W przypadku obszaru z warunkami brzegowymi o impedancji zespolonej, częstotliwość źródła oraz część urojona współczynnika tłumienia, wprowadzają dodatkowe wartości do mianownika zależności (2.13) (punkt 2.2.3). Wówczas przy częstości źródła równej częstości własnej ($\omega = \omega_n$) otrzymujemy:

$$(Z_s \neq 0, Z_s \in \Im) \bigwedge_{\omega=\omega_n} \Rightarrow A_n \neq 0 \quad , \quad (2.18)$$

gdzie \Im jest zbiorem liczb zespolonych. Przy częstotliwości źródła innej niż każda z częstotliwości własnej ($\omega \neq \omega_n$) spełnione są zależności:

$$\bigwedge_{\substack{Z_s \neq 0, Z_s \in \Im \\ \omega \neq \omega_n}} \bigvee_{Im(r_{n1}) \neq 0} \omega_n^2 - \omega^2 = 2\omega Im(r_{n1}) \Leftrightarrow A_n = 0 \quad (2.19)$$

$$\bigvee_{\substack{Im(r_{n2}) \neq 0 \\ Re(r_{n2}) \neq 0}} |\omega_n^2 - \omega^2 - 2\omega Im(r_{n2})| = \sqrt{4\omega^2 Re(r_{n2})^2} \Leftrightarrow A_n \rightarrow \max \quad . \quad (2.20)$$

W przypadku spełnienia warunku (2.20) występuje rezonans akustyczny przy częstotliwości najbliższej częstotliwości ω_n lub gdy $\omega = \omega_n$ w przypadku modu, dla którego warunek ten jest spełniony.

Z powyższych rozważań wynika, że w przypadku impedancyjnych warunków brzegowych i danego położenia źródła o częstotliwości ω z zakresu, $\omega_{n-1} < \omega < \omega_{n+1}$, amplitudy modalne tworzą układ z jedną wyraźnie dominującą amplitudą A_n . W tym zakresie częstotliwości, wartości ciśnienia akustycznego pola mogą osiągnąć maksimum i minimum lokalne. Na wartości tych ekstremów ma wpływ część rzeczywista współczynnika tłumienia r_n .

W przypadku impedancji rzeczywistej, wartości minimum pojawiają się zawsze przy $\omega = \omega_n$ (2.16), a maksimum gdy ω spełnia warunek (2.17), czyli alternatywnie przy dwóch częstotliwościach źródła: $\omega_{1,2} = \mp r_n + \sqrt{r_n^2 + \omega_n^2}$.

W przypadku impedancji zespolonej, minimum lokalne wartości ciśnienia pola akustycznego osiągane jest gdy częstotliwość źródła spełnia warunek (2.19), tzn. gdy: $\omega = -Im(r_n) + \sqrt{Im(r_n)^2 + \omega_n^2}$. Maksimum lokalne natomiast wtedy, gdy spełniony jest warunek (2.20), czyli alternatywnie przy częstotliwościach:

$$\omega_1 = -Im(r_n) - Re(r_n) + \sqrt{Im(r_n)^2 + 2Im(r_n)Re(r_n) + Re(r_n)^2 + \omega_n^2}$$

$$\omega_2 = -Im(r_n) + Re(r_n) + \sqrt{Im(r_n)^2 - 2Im(r_n)Re(r_n) + Re(r_n)^2 + \omega_n^2}$$

Z analizy zależności (2.11) oraz (2.13) wynika również, że dana amplituda A_n przyjmuje wartości znacznie większe niż amplitudy sąsiednie A_r w przypadku, gdy wartości mianownika A_r są znacznie większe od wartości mianownika A_n . Jak stwierdzono, wartości mianownika bardzo szybko rosną wraz ze wzrostem różnicy między częstotliwością wymuszenia a częstotliwościami własnymi $\omega_r^2 - \omega^2$ (rys.2.8). W rezultacie amplitudy modalne przy częstotliwości własnych „leżących daleko” od częstotliwości źródła osiągają wartości minimalne. W przypadku rzadkiego występowania modów należy się spodziewać układu z jedną amplitudą dominującą. Wraz ze wzrostem gęstości modów, znaczenia nabiera większa liczba amplitud A_r w zakresie bliskim częstotliwości źródła. Wówczas $\omega_r^2 - \omega^2 \simeq \omega_n^2 - \omega^2$ i na kształt amplitud wpływa czynnik związany z tłumieniem (punkty: 2.2.2 i

2.2.3) oraz wartości funkcji źródła Q_r . Jeżeli $r_n \ll r_r$ oraz $Q_n \gg Q_r$ wówczas amplituda A_n jest dominująca.

2.3 Określenie istotności wpływu powierzchni brzegowych na pole akustyczne wnętrza obszaru

Z rezultatów przedstawionych w podrozdziale 2.2 niniejszego rozdziału wynika, że powierzchnie brzegowe obszaru mają zróżnicowany wpływ na pole akustyczne wnętrza. W przypadku obszarów o złożonym kształcie i dużej liczbie powierzchni ograniczających możliwe jest, że wybrane powierzchnie mogą mieć zdecydowanie większy wpływ na pole akustyczne niż inne. Zbadanie wszystkich możliwych konfiguracji impedancji takiego obszaru jest praktycznie niemożliwe lub przynajmniej bardzo czasochłonne, wymagające dużej liczby doświadczeń. W takich przypadkach można wykorzystać metody umożliwiające, zminimalizowanie liczby doświadczeń N i statystyczne wnioskowanie o istotności wpływu powierzchni na kształt pola akustycznego. Jednym ze sposobów są procedury stosowane w badaniach „odporności metod badawczych” (ang. robustness tests) [86, 87], a w szczególności metody badań rozpoznawczych [39, 31, 40]. Liczba doświadczeń uzależniona jest od liczby badanych czynników, co w rozpatrywanym przypadku oznacza liczbę powierzchni, na których dopuszczalna jest zmiana impedancji. Określana jest ona na podstawie programów statystycznych stosowanych w zależności od charakteru badanego zjawiska. Następnie badany jest efekt działania każdego czynnika wejściowego, który przyjmuje określone wartości z założonego zakresu (najczęściej wartości skrajne i środkowe), na czynnik wyjściowy, w badanym przypadku wartości pola akustycznego. Następnie wyniki poddaje się interpretacji poprzez porównanie ich z wartościami krytycznymi otrzymywanymi na podstawie testów statystycznych, przy założonym poziomie istotności.

Przykładowe badanie przeprowadzono dla obiektu pokazanego na rys.A.1 (dodatek A). Ze względu na liczbę czynników wejściowych (impedancji poszczególnych powierzchni), w tym przypadku $i = 15$, wybrano program Placketta-Burmana [70, 40]. Wartości impedancji zmieniały się w zakresie od $Z_{min} = 10^4 \text{ Pa} \cdot \text{s/m}$ do $Z_{max} = 10^6 \text{ Pa} \cdot \text{s/m}$. Czynnikiem wyjściowym, reprezentującym poziom ciśnienia akustycznego pola w całej przestrzeni pomieszczenia była, dla danego usytuowania harmonicznego źródła dźwięku o wydatku $S_w = 0.005 \text{ m}^3/\text{s}$, wartość średnio kwadratowa opisana zależnością:

$$p_{rms} = \sqrt{\int_V \frac{p^2}{V} dV} \quad . \quad (2.21)$$

Wykorzystując ortogonalność funkcji własnych Ψ_n możemy wartość średnio kwa-

dratową zapisać w następującej postaci:

$$p_{rms} = \sqrt{\sum_{n=0}^{\infty} (A_n)^2} \quad . \quad (2.22)$$

Minimalna liczba doświadczeń, przy której można wnioskować statystycznie o istotności czynników wejściowych wynosi $N = 16$. Przy takiej ilości doświadczeń nie występują czynniki fikcyjne [39, 31, 40]. Nie można ich zatem użyć do oszacowania błędu standardowego efektów wpływu czynników wejściowych, a tym samym wyznaczyć efektu krytycznego E_{kryt} . Efekt krytyczny określa się wtedy na podstawie tylko czynników rzeczywistych. Pominięto ten przypadek i zwiększając liczbę doświadczeń, wyznaczono efekt krytyczny z wykorzystaniem wygenerowanych, w tym przypadku zmiennych fikcyjnych. Efekt działania każdego czynnika i , czyli wpływu impedancji danej powierzchni na pole akustyczne (p_{rms}), określono zgodnie z zależnością:

$$E_i = \frac{\sum p_{rms}(+)}{N/2} - \frac{\sum p_{rms}(-)}{N/2} \quad , \quad (2.23)$$

gdzie E_i to efekt działania czynnika i , natomiast $p_{rms}(+)$ oraz $p_{rms}(-)$, wyznaczono z zależności (2.22), odpowiednio dla maksymalnej Z_{max} oraz minimalnej Z_{min} wartości czynnika i , a wartości $\sum p_{rms}(+)$ oraz $\sum p_{rms}(-)$, to odpowiednio suma wyników doświadczeń, w których czynnik i przyjmował odpowiednio wartości Z_{max} i Z_{min} .

Wartości krytyczne wyznaczono dwoma metodami. Pierwsza określała wartość krytyczną efektu wpływu E_{kryt} na podstawie wariancji efektów $var(E_i)$ dla zmiennych fikcyjnych [87, 40], co w rezultacie prowadziło do wyznaczenia błędu standardowego efektu dla tych zmiennych z zależności:

$$SE_{Ef} = \sqrt{\frac{\sum E_f^2}{n_f}} \quad , \quad (2.24)$$

gdzie E_f - efekty działania dla zmiennych fikcyjnych, n_f - liczba zmiennych fikcyjnych. Wartość krytyczną obliczono z zależności:

$$E_{kryt} = t_{\alpha_i, n_f} \cdot SE_{Ef} \quad , \quad (2.25)$$

gdzie t_{α_i, n_f} - wartość krytyczna testu t Studenta przy poziomie istotności α_i i liczby stopni swobody równej n_f . Czynniki uważa się za istotne, jeżeli efekt jego działania jest większy od efektu krytycznego $E_i > E_{kryt}$, przy zadanym poziomie istotności α_i .

Druga metoda wyznaczenia wartości krytycznych określa marginesy błędów (MB - margines błędu, JMB - równoległy (jednoczesny)) będące jednocześnie

wartościami krytycznymi efektów działania [22]. Wstępnie wyznacza się błąd w postaci:

$$SE_0 = 1.5 \cdot \text{mediana}|E_i| \quad (2.26)$$

a następnie:

$$SE_1 = \sqrt{\frac{\sum E_i^2}{m}} \quad \text{dla} \quad |E_i| < 2.5 \cdot SE_0 \quad (2.27)$$

gdzie m - liczba efektów działania o wartości bezwzględnej mniejszej niż $2.5 \cdot SE_0$. Marginesy błędów określa się z zależności:

$$MB = t_{1-\alpha_i^*/2,m} \cdot SE_1 \quad JMB = t_{1-\alpha_i^*/2,m} \cdot SE_1 \quad , \quad (2.28)$$

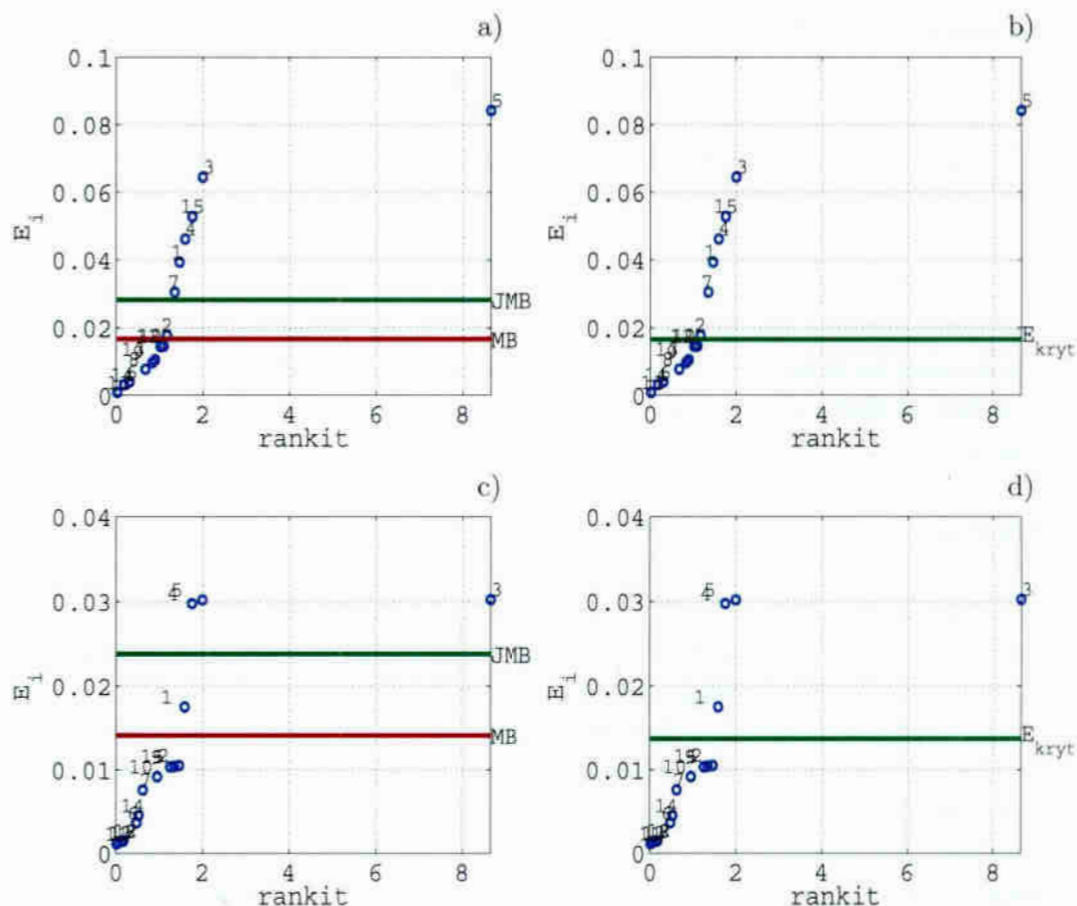
gdzie $\alpha_i^* = 1 - (1 - \alpha_i)^{(1/m)}$. Czynniki, których efekty przekraczają wartości MB uważane są za prawdopodobnie istotne zaś przekraczające JMB za istotne. W praktyce jednak, jak opisano w literaturze [22], czynniki o wartościach przekraczających margines MB można uważać za istotne.

Na rys. 2.20, 2.21 oraz 2.22 przedstawiono wyniki badania istotności wpływu impedancji poszczególnych powierzchni badanego pomieszczenia, dla $N = 32$ eksperymentów oraz na poziomie istotności $\alpha_i = 0.05$. Analiza rys. 2.20, 2.21 potwierdza, że istotność wpływu poszczególnych powierzchni zależy od usytuowania źródła wewnątrz obszaru. Zgodnie z przewidywaniem najistotniejsze w rozpatrywanych przypadkach są powierzchnie największe, ale jednocześnie dzięki analizie można niektóre z nich wykluczyć z dalszych rozważań. Ma to szczególne znaczenie w rozwiązywaniu problemów optymalizacji dystrybucji impedancji w obszarze. Na rys. 2.20 d) dla danego położenia i częstotliwości 250Hz stosunkowo niewielka liczba powierzchni ma istotny wpływ na czynnik wyjściowy p_{rms} , podczas gdy po przemieszczeniu źródła w inne położenie (rys. 2.21 d)) istotne stają się powierzchnie leżące po przeciwnej stronie obszaru (powierzchnia nr 15) oraz o najmniejszych wymiarach (na granicy efektu krytycznego powierzchnia nr 12 (rys. A.1, dodatek A).

Inaczej jest przy częstotliwości 85Hz (rys. 2.22 a) i rys. 2.22 d)), kiedy powierzchnia nr 15 traci na znaczeniu, przy przemieszczeniu źródła do pozycji przedstawionej na rys. 2.22 d) w porównaniu do powierzchni nr 2 w innej części pomieszczenia.

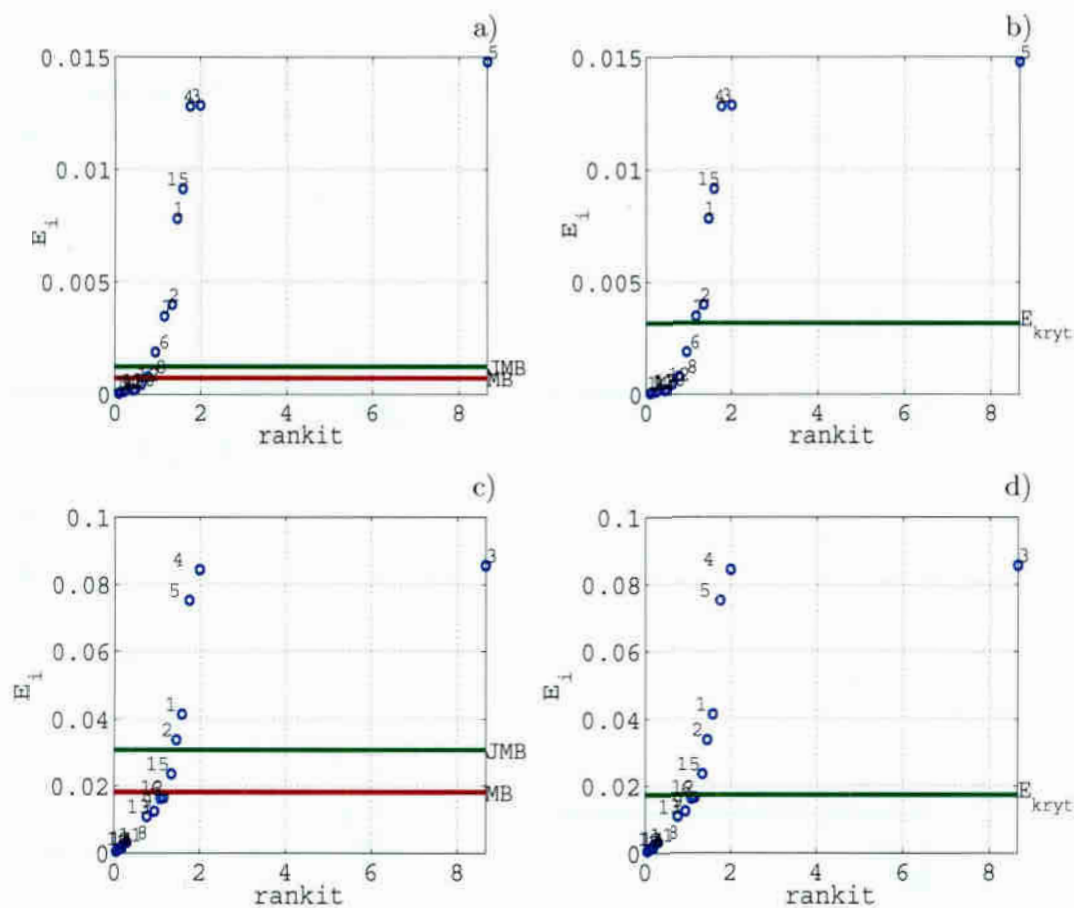
Z analizy przedstawionych wyników badania istotności można stwierdzić, że wpływ poszczególnych powierzchni jest zależny od częstotliwości źródła. Porównując rys. 2.20 a) oraz rys. 2.22 a) widać, że przy tym samym położeniu źródła w punkcie PT1, powierzchnia nr 2 przy częstotliwości 85Hz ma istotny wpływ, a przy 90Hz jest na granicy efektu krytycznego.

Porównując wyniki na rys. 2.20 d), rys. 2.21 d) oraz rys. 2.22 c) można stwierdzić, że przy pewnych częstotliwościach źródła, w tym przypadku 250Hz , niezależnie od jego położenia, tylko niewielka liczba powierzchni ma istotny wpływ na wartości pola akustycznego.

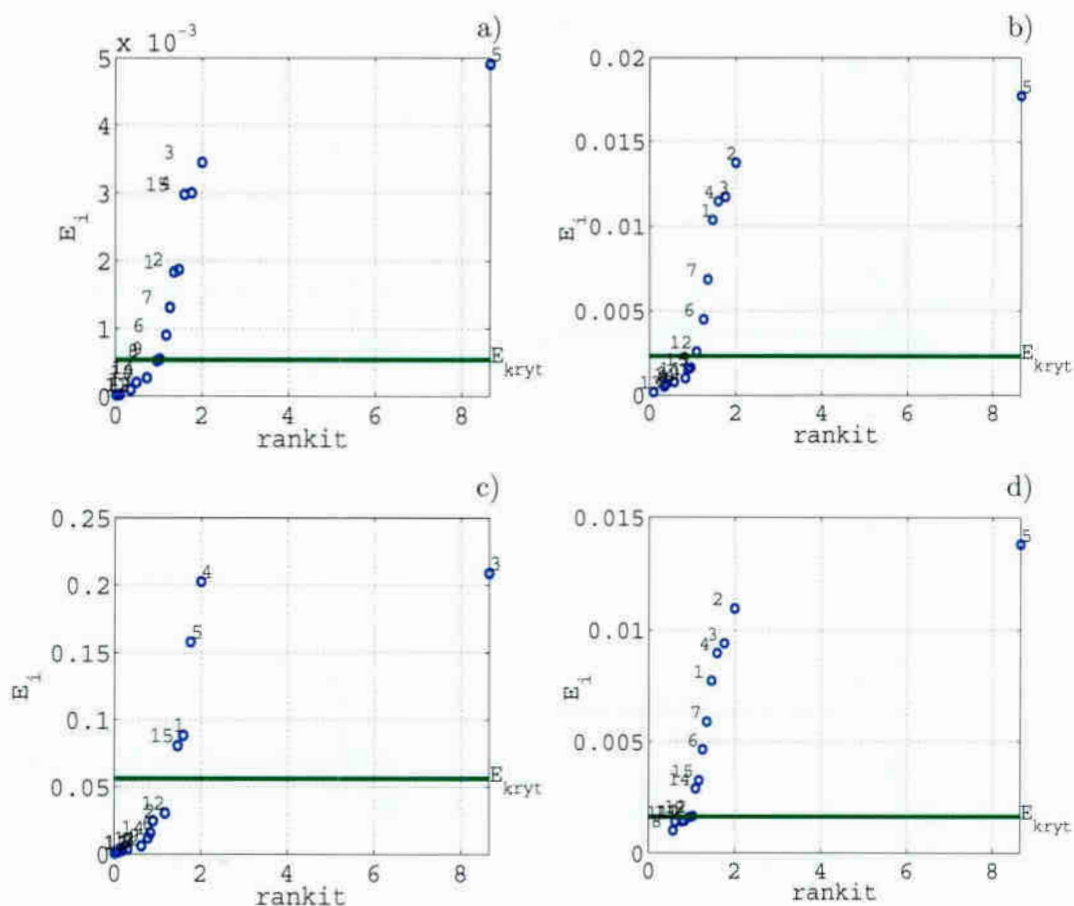


Rysunek 2.20: Wyniki badania istotności wpływu poszczególnych powierzchni brzegowych na wartość średniokwadratową ciśnienia akustycznego p_{rms} wewnątrz badanego obiektu, z harmonicznym źródłem usytuowanym w punkcie PT1:

- a) o częstotliwości 90Hz - wartości krytyczne określone na podstawie wszystkich zmiennych (JMB, MB),
- b) o częstotliwości 90Hz - wartości krytyczne określone na podstawie zmiennych fikcyjnych (E_{kryt}),
- c) o częstotliwości 250Hz - wartości krytyczne określone na podstawie wszystkich zmiennych (JMB, MB),
- d) o częstotliwości 250Hz - wartości krytyczne określone na podstawie zmiennych fikcyjnych (E_{kryt}).



Rysunek 2.21: Wyniki badania istotności wpływu poszczególnych powierzchni brzegowych na wartość średniokwadratową ciśnienia akustycznego p_{rms} wewnątrz badanego obiektu, z harmonicznym źródłem usytuowanym w punkcie PT3:
 a) o częstotliwości $90Hz$ - wartości krytyczne określone na podstawie wszystkich zmiennych (JMB, MB),
 b) o częstotliwości $90Hz$ - wartości krytyczne określone na podstawie zmiennych fikcyjnych (E_{kryt}),
 c) o częstotliwości $250Hz$ - wartości krytyczne określone na podstawie wszystkich zmiennych (JMB, MB),
 d) o częstotliwości $250Hz$ - wartości krytyczne określone na podstawie zmiennych fikcyjnych (E_{kryt}).



Rysunek 2.22: Wyniki badania istotności wpływu poszczególnych powierzchni brzegowych na wartość średniokwadratową ciśnienia akustycznego p_{rms} wewnątrz badanego obiektu, z harmonicznym źródłem:

- a) o częstotliwości 85Hz usytuowanym w punkcie PT1,
- b) o częstotliwości 81.5Hz usytuowanym w punkcie PT3,
- c) o częstotliwości 250Hz usytuowanym w punkcie PT2,
- d) o częstotliwości 85Hz usytuowanym w dowolnym punkcie o współrzędnych $x = 3.51\text{m}$, $y = 0.49\text{m}$, $z = 1.30\text{m}$.

Wartości krytyczne określone na podstawie zmiennych fikcyjnych (E_{kryt}).

Efekt wpływu powierzchni pokazano na wykresach w odniesieniu do tzw. wartości *rankit*. Są to wartości odpowiadające medianom obszarów powstałych z podziału na N części prawej strony rozkładu normalnego. Przyporządkowane są do uporządkowanych rosnących rang efektów oddziaływania czynnika wejściowego, w tym przypadku impedancji na powierzchni. Rangi zwiększają się wraz z wartością bezwzględną efektu działania. Wartość *rankit*, w tym przypadku nie ma żadnej fizycznej interpretacji, a jedynie statystyczną, zależną od liczby doświadczeń N .

2.4 Podsumowanie i najważniejsze wnioski

W przypadku punktowego, harmonicznego źródła dźwięku wewnątrz obszaru zamkniętego stwierdzono co następuje.

- Przy bardzo dużych wartościach impedancji ($r_n \rightarrow 0$) takich, że brzegi obszaru można uznać za doskonale sztywne (porównywalne do zerowych warunków Neumana), kształt amplitud modalnych zależy wyłącznie od wartości funkcji źródła Q_n oraz częstości wymuszenia ω . Gdy częstość źródła ω równa jest częstości własnej, występuje jedna amplituda dominująca, a wpływ amplitud sąsiednich jest pomijalny (rezonans akustyczny). W pozostałych przypadkach układ amplitud może być różny.
- Wraz z pojawieniem się impedancji brzegów, przy pewnej wartości współczynnika tłumienia r_n , następuje zanik dominującej amplitudy dla częstotliwości rezonansowej. Wraz ze zmianami współczynnika tłumienia, maksimum wartości amplitud pojawia się nie przy częstotliwości źródła równej danej częstotliwości własnej, ale alternatywnie przy częstotliwościach „leżących symetrycznie po obu jej stronach”. Wynika z tego, że w przypadku impedancji rzeczywistej, można zaobserwować większy efekt redukcji ciśnienia akustycznego w przypadku źródła o częstotliwości rezonansowej (równej częstotliwości własnej), niż o innej częstotliwości nawet bardzo zbliżonej.
- Gdy częstotliwość źródła „leży między” częstotliwościami własnymi, a różnica między nimi jest stosunkowo duża (szczególnie w zakresie rzadkiego rozmieszczenia częstotliwości własnych) redukcja ciśnienia akustycznego, spowodowana wzrostem współczynnika tłumienia jest niewielka. Oznacza to, że zarówno zwiększanie wielkości powierzchni oraz współczynnika pochłaniania materiału absorpcyjnego nie zmniejsza zasadniczo poziomu ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu. Wraz ze zwiększeniem gęstości modów, możliwość wpływania na pole akustyczne poprzez współczynnik tłumienia wzrasta.
- Przy pewnych konfiguracjach źródła dźwięku oraz impedancji rzeczywistej wraz ze wzrostem współczynnika tłumienia może nastąpić redukcja wartości jednych amplitud i jednocześnie wzrost wartości innych.
- Wartość zespolona impedancji przesuwają w widmie częstotliwości występowanie wartości ekstremalnych amplitud, a tym samym może zmieniać występowanie wartości ekstremalnych pola akustycznego wnętrza.
- Sprzężenie między modami zależy nie tylko od wartości, rodzaju oraz dystrybucji impedancji na brzegach obszaru, ale także od konfiguracji źródła dźwięku tj. częstotliwości i położenia wewnątrz obszaru.

- W przypadku impedancji zespolonej, zmieniając powierzchnię o właściwościach absorpcyjnych, należy brać pod uwagę zmianę wartości, zarówno części rzeczywistej, jak i urojonej współczynnika tłumienia. Zwiększenie powierzchni o impedancji zespolonej, nie zawsze prowadzi do redukcji ciśnienia akustycznego, jak ma to miejsce w przypadku impedancji rzeczywistej.
- Dystrybucja impedancji na brzegach obszaru ma zasadnicze znaczenie w kształtowaniu pola akustycznego wnętrza. Przy wielu powierzchniach absorbujących, skomplikowanym kształcie obszaru, ich wpływ na pole akustyczne wnętrza może być znacznie zróżnicowany i zależy od konfiguracji źródła tj. usytuowania oraz częstotliwości. Pewne powierzchnie mogą mieć wpływ, na tyle mało znaczący, że można je pominąć w rozważaniach. Problem oceny istotności jest problemem wieloczynnikowym i można go przeprowadzić w wielu przypadkach jedynie metodami statystycznymi.
- Źródło o częstotliwości równej pewnej częstotliwości własnej w obszarach o dużych wartościach impedancji, powoduje zawsze rezonans akustyczny. W przypadku impedancyjnych warunków brzegowych ($r_n \neq 0$), amplituda związana z tą częstotliwością jest zredukowana, a wartości maksymalne pola akustycznego, związane są z amplitudami modów sąsiednich.

Rozdział 3

Porównanie i weryfikacja modeli

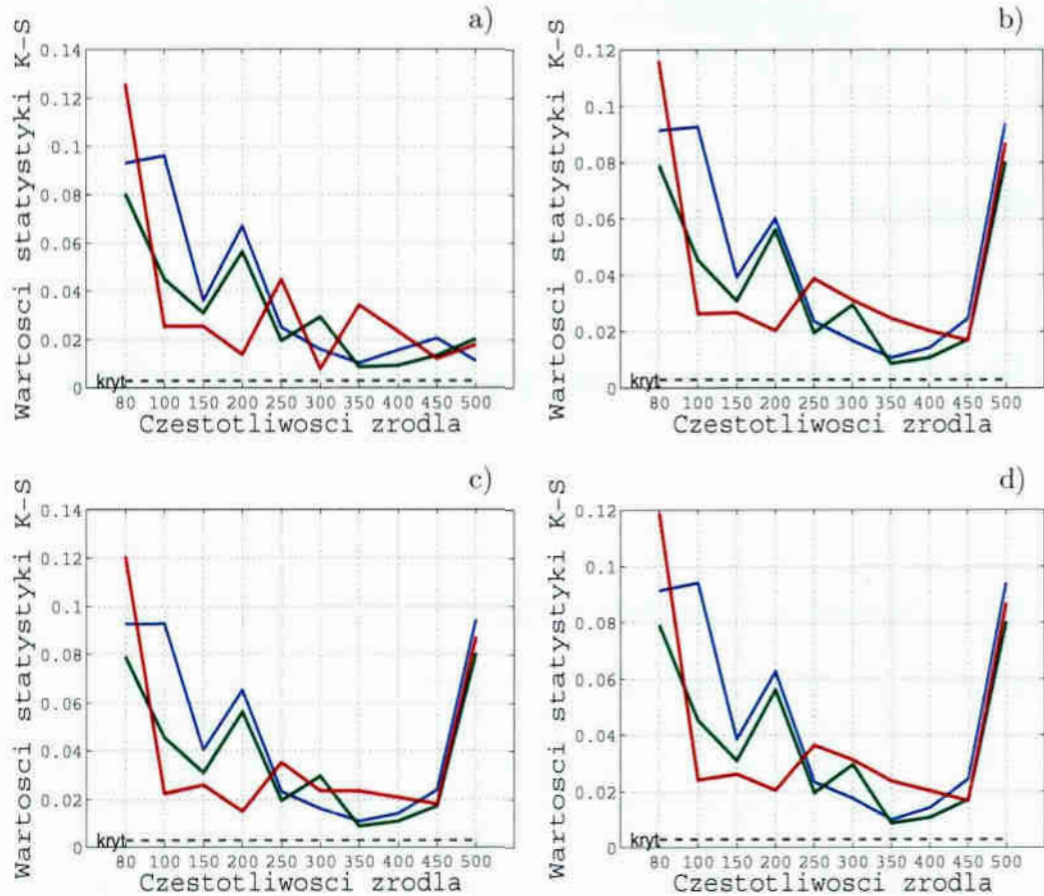
3.1 Porównanie modelu MES i modelu analitycznego

W celu oceny adekwatności analitycznego modelu, w którym wykorzystano analizę modalną, porównano wyniki z odpowiednim modelem zbudowanym w aplikacji *Comsol Mutiphysics*, wykorzystującej do obliczeń metodę elementów skończonych (MES). W pierwszej kolejności dokonano statystycznej analizy porównawczej. W tym celu sprawdzono, czy wartości otrzymanych wyników mają cechy rozkładu normalnego. Ze względu na licznosc badanych prób, zastosowano test normalności Kolmogorowa-Smirnowa (K-S) z poprawką Lillieforsa [45, 32, 38]. Przeprowadzenie najsilniejszego z testów normalności - testu Shapiro - Wilka [72, 32, 38] nie było możliwe ze względu na ograniczenie licznosci prób do 5000. Porównując modelu wybrano trzy położenia źródła dźwięku w punktach PT1, PT2 oraz PT3 (rys. A.2 Dodatek A).

W przypadku każdego położenia zastosowano odmienny układ impedancji na brzegach pomieszczenia.

- Położenie źródła w punkcie PT3 - wszystkie powierzchnie charakteryzowała impedancja rzeczywista o wartości $5 \cdot 10^4 Pa \cdot s/m$.
- Położenie źródła w punkcie PT2 - wszystkie powierzchnie charakteryzowała impedancja rzeczywista o wartości $10^7 Pa \cdot s/m$.
- Położenie źródła w punkcie PT1 - powierzchnie: nr 3, nr 8, nr 14 charakteryzowała impedancja rzeczywista $5 \cdot 10^4 Pa \cdot s/m$, powierzchnię nr 4 impedancja zespolona $2.5 \cdot 10^3 - j \cdot 2.5 \cdot 10^3 Pa \cdot s/m$, pozostałe zaś impedancja rzeczywista $10^7 Pa \cdot s/m$.

Wybrano dziesięć częstotliwości źródła o stałej mocy 0.00015W.



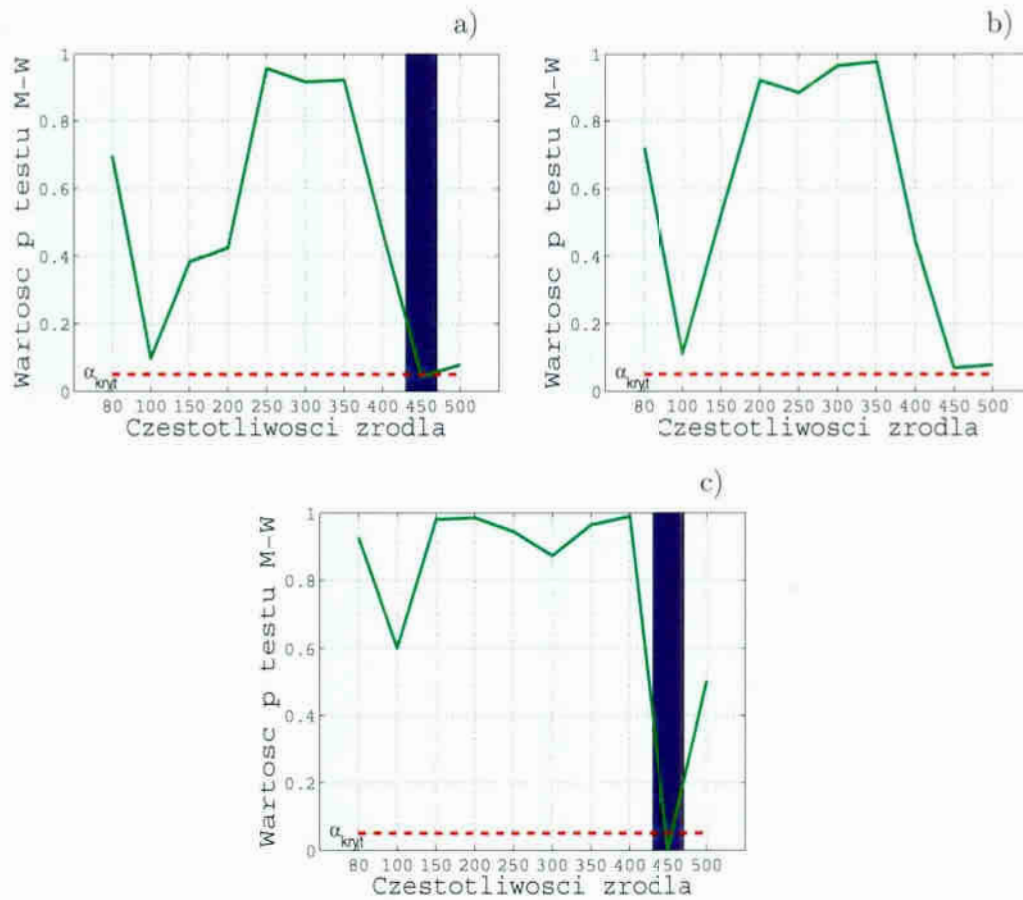
Rysunek 3.1: Wartości statystyki Kołmogorowa-Smirnowa dla poszczególnych położeń źródła ('—' - PT3, '—' - PT2, '—' - PT1) dla próby uzyskanej:

- a) metodą elementów skończonych MES,
 - b) metodą analityczną bez sprzężenia między modami,
 - c) metodą analityczną ze sprzężeniem między modami,
 - d) metoda analityczna ze sprzężeniem z modelem rezonansowym,
- w stosunku do wartości krytycznych ('—'), na poziomie istotności $\alpha = 0.05$.

Jak wynika z rys.3.1, w każdym przypadku wartości statystyki Kołmogorowa-Smirnowa przekraczają wartości krytyczne. Należy zatem odrzucić, przy założonym poziomie istotności $\alpha = 0.05$, hipotezę zerową (H_0) tzn., że wyniki przedstawiające wartości ciśnienia akustycznego mają cechy rozkładu normalnego.

Ten fakt determinuje dalszy wybór testów do porównania obu modeli. Wybrano procedurę testu U Manna-Whitneya-Wilcozona (M-W) [33, 82, 32, 38] testującą hipotezę zerową (H_0), że wartości wyników uzyskanych za pomocą obu modeli mają ten sam rozkład i jednakowe mediany oraz hipotezę alternatywną (H_1), że mediany oraz rozkłady różnią się istotnie.

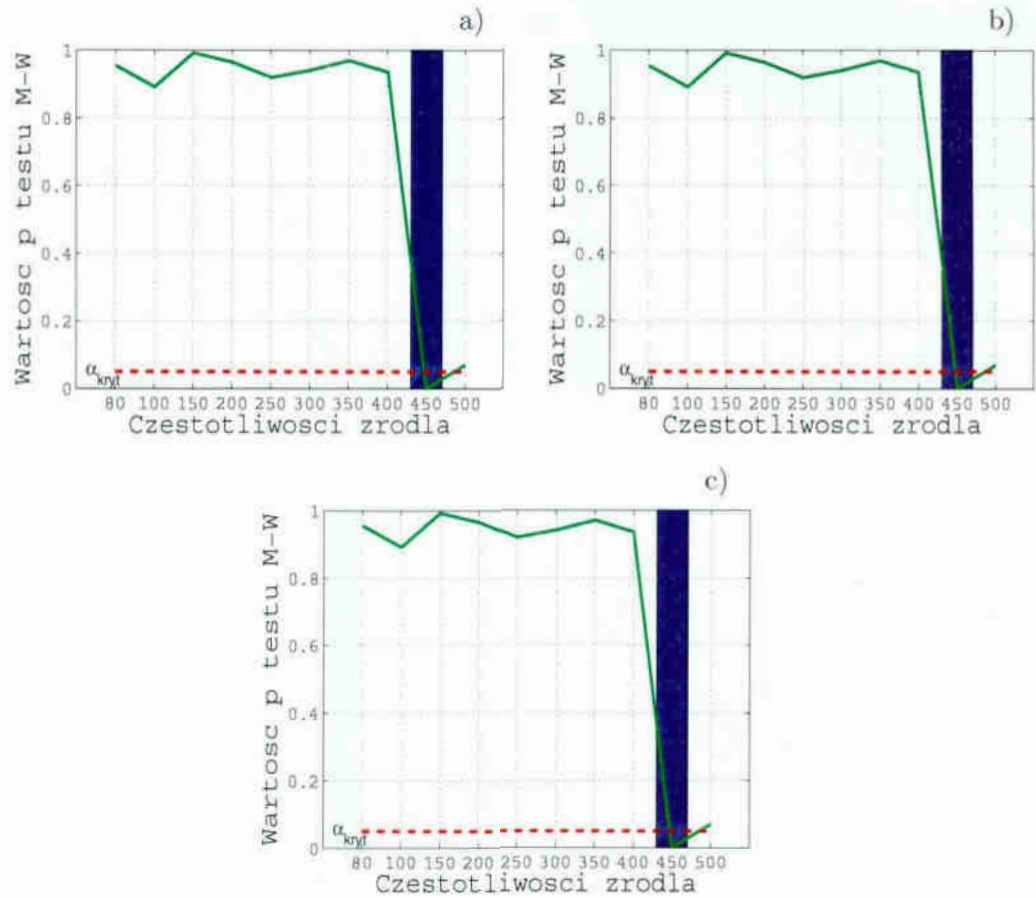
Z rezultatów przedstawionych na rys. 3.3, w przypadku impedancji o sto-



Rysunek 3.2: Porównanie wyników uzyskanych za pomocą modelu analitycznego oraz z wykorzystaniem aplikacji MES, testem Manna-Whitneya, na poziomie istotności $\alpha = 0.05$, w przypadku źródła usytuowanego w punkcie PT3: a) układ modów niesprężony, b) układ sprężony, c) układ sprężony z modem rezonansowym. Wartość p -testu M-W poniżej wartości krytycznej α_{kryt} (— —) oznacza prawdziwość hipotezy alternatywnej H_1 - niebieski słupek.

sunkowo dużych wartościach rzeczywistych, rozmieszczonej równomiernie na powierzchniach wewnętrznych badanego obiektu, wynika wyraźnie zgodność obu modeli oraz brak wpływu sprzężenia między modami. Wartości prawdopodobieństwa (**p-testu**), z jakim należy przyjąć prawdziwość hipotezy zerowej H_0 , są wysokie (> 0.9) w zakresie częstotliwości do 450Hz . Przy częstotliwościach wymuszenia powyżej 450Hz , wyniki testu świadczą o spodziewanej, narastającej różnicy rozkładów. Wynika to między innymi z następujących zasadniczych przyczyn:

- liczba elementów skończonych zastosowanych w modelu MES, gdzie graniczna liczba sześciu elementów na długość fali występowała do częstotli-

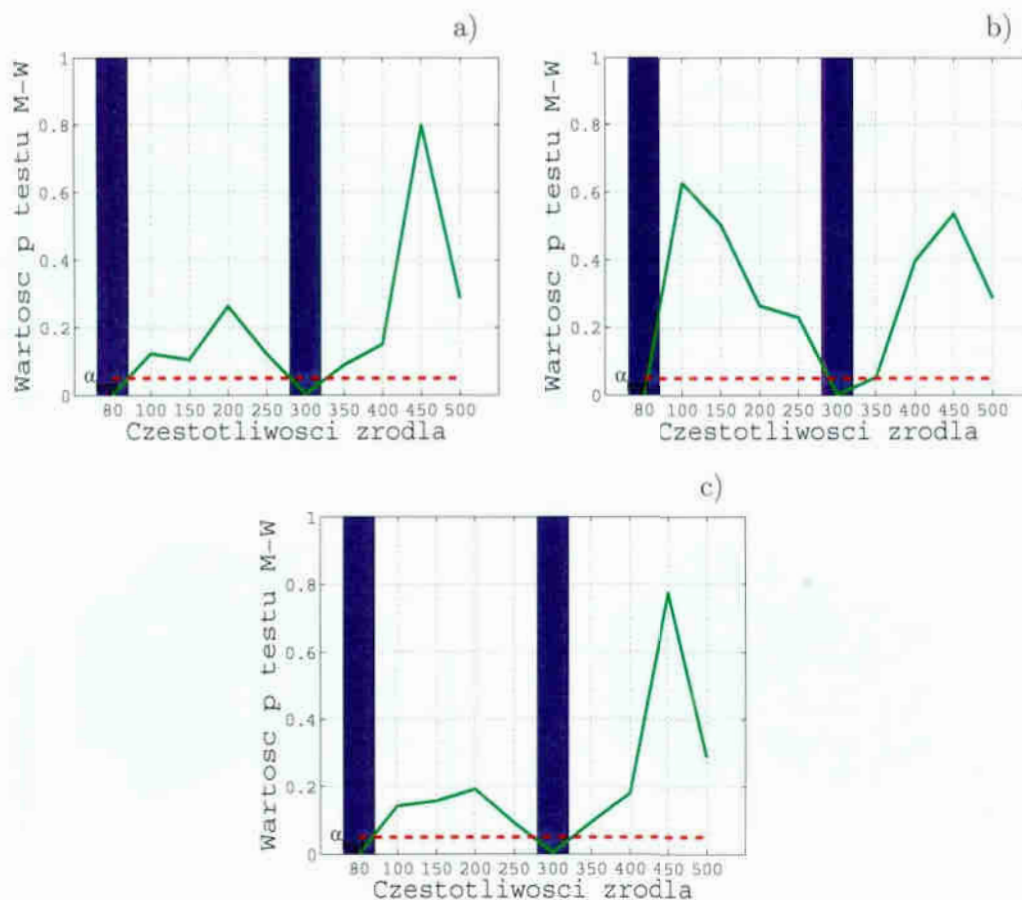


Rysunek 3.3: Porównanie wyników uzyskanych za pomocą modelu analitycznego oraz z wykorzystaniem aplikacji MES, testem Manna-Whitneya, na poziomie istotności $\alpha = 0.05$, w przypadku źródła usytuowanego w punkcie PT2: a) układ modów niesprzężony, b) układ sprzężony, c) układ sprzężony z modelem rezonansowym. Wartość p -testu M-W poniżej wartości krytycznej α_{kryt} (— —) oznacza prawdziwość hipotezy alternatywnej H_1 - niebieski słupek.

wości około $450Hz$;

- ograniczonej liczby modów (500) branych pod uwagę w modelu analitycznym;
- ostatni z modów brany pod uwagę odpowiadał częstotliwości własnej $464.99Hz$, bardzo bliskiej częstotliwości wymuszenia $450Hz$, a w przypadku źródła $500Hz$, jego częstotliwość leżała poza zakresem rozważanych częstotliwości własnych.

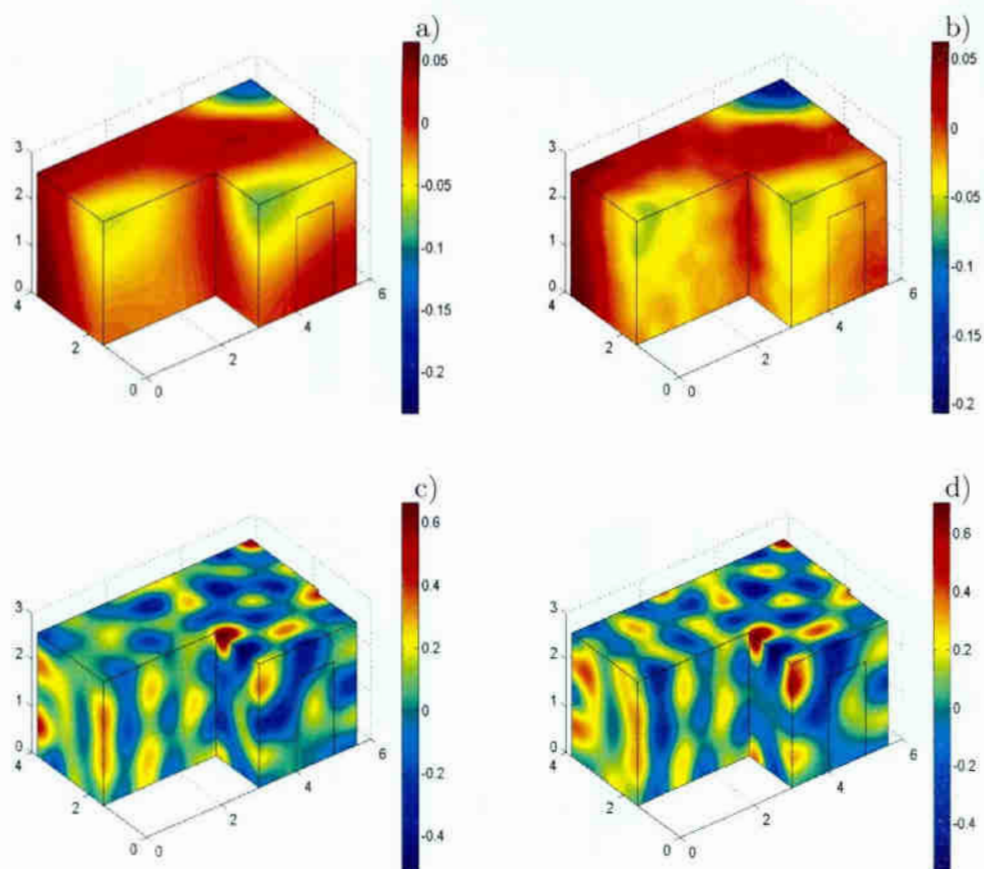
W przypadku impedancji o wartościach niższych (konfiguracja impedancji w położeniu PT3, rys. 3.2) i zróżnicowanych (konfiguracja impedancji w położeniu



Rysunek 3.4: Porównanie wyników uzyskanych za pomocą modelu analitycznego oraz z wykorzystaniem aplikacji MES, testem Manna-Whitneya, na poziomie istotności $\alpha = 0.05$, w przypadku źródła usytuowanego w punkcie PT1: a) układ modów niesprężony, b) układ sprężony, c) układ sprężony z modelem rezonansowym. Wartość p -testu M-W poniżej wartości krytycznej α_{kryt} (—) oznacza prawdziwość hipotezy alternatywnej H_1 - niebieski słupek.

PT1, rys. 3.4), wyniki testu Manna-Whitneya nie są jednoznaczne. Przy tych konfiguracjach, wyjaśnienia wymagają niskie wartości prawdopodobieństwa **p-testu**, przy wybranych częstotliwościach z zakresu $80\text{Hz} - 400\text{Hz}$, mimo jakościowego (wizualnego) podobieństwa rozkładów wartości ciśnienia w całej przestrzeni badanego obszaru, co potwierdzają rezultaty prezentowane na rys. 3.5 oraz rys. 3.6.

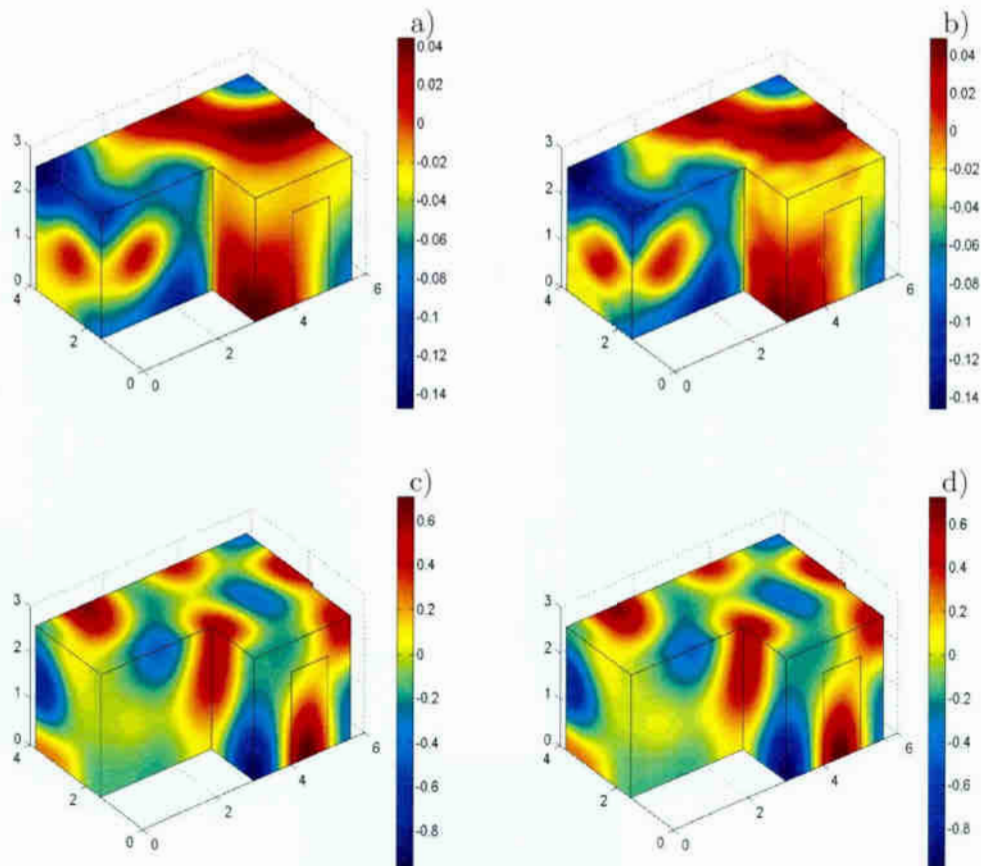
Przy częstotliwości wymuszenia 80Hz i 300Hz , korelacja wyników uzyskanych oboma metodami jest wystarczająca (rys. 3.5), mimo niskich wartości prawdopodobieństwa **p-testu** Manna-Whitneya poniżej krytycznego poziomu istotności α_{kryt} (rys. 3.4 b)). Podobnie, porównując wykresy na rys. 3.2 b) oraz kształt pola akustycznego na rys. 3.6 można zauważyć, że dla wartości **p-testu** na poziomie



Rysunek 3.5: Rozkład ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu ze źródłem dźwięku w punkcie PT1 oraz impedancji brzegowej, uzyskany przy użyciu: a) aplikacji MES, przy częstotliwości 80Hz , b) modalnego modelu analitycznego, z uwzględnieniem sprzężenia między modami, przy częstotliwości 80Hz , c) aplikacji MES, przy częstotliwości 300Hz , d) modalnego modelu analitycznego, z uwzględnieniem sprzężenia między modami, przy częstotliwości 300Hz .

0.1 (powyżej wartości α_{kryt}) przy wymuszeniu 100Hz , dopasowanie przestrzennego rozkładu wartości ciśnienia wewnątrz obszaru jest bardzo dobre. Natomiast, niezgodnymi z przewidywaniami okazały się zbyt wysokie wartości **p-testu** przy częstotliwości wymuszenia wyższej niż ostatnia rozpatrywana częstotliwość własna.

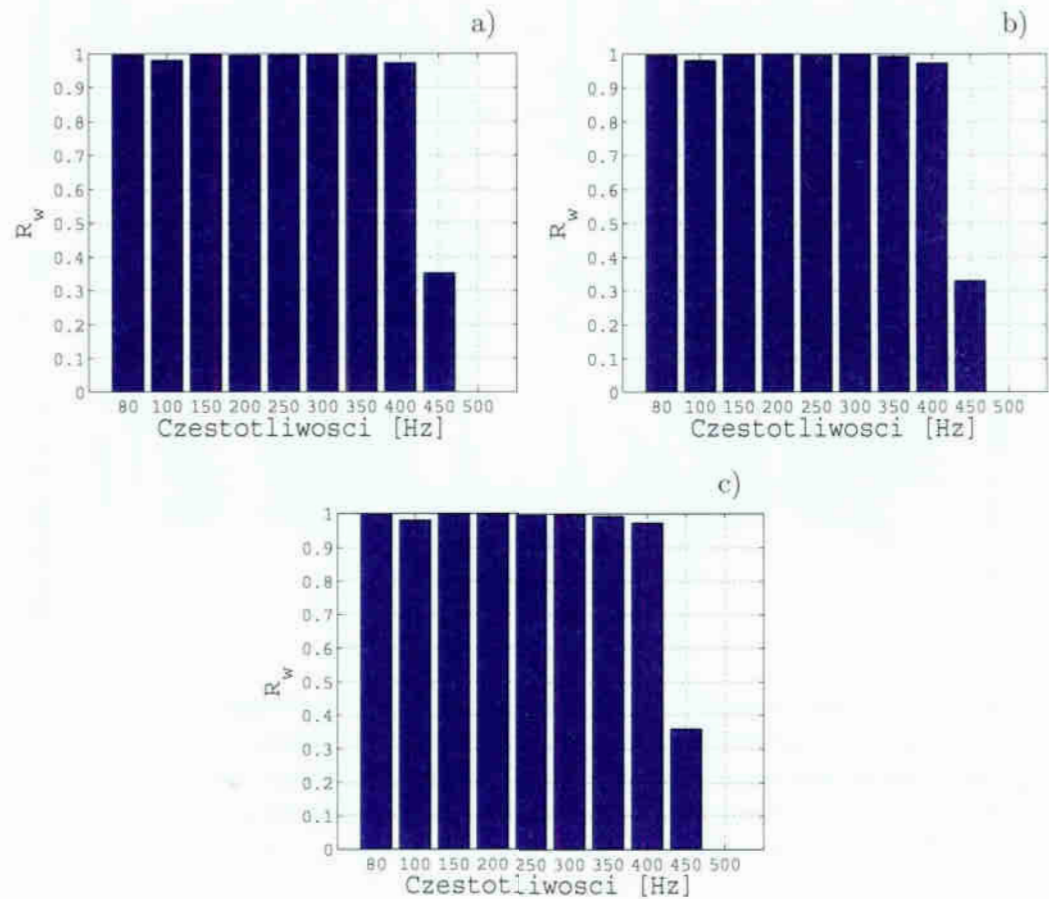
W związku z rozbieżnymi wynikami testów statystycznych i jakościowego (wizualnego) porównania rozkładów ciśnienia akustycznego, dokonano ponownie porównania obu modeli, dla wybranych $n = 125000$ punktów równomiernie rozmieszczonych wewnątrz obszaru. Jako miarę dopasowania zastosowano współczynnik korelacji wielowymiarowej R_w ([40] obliczany według zależności:



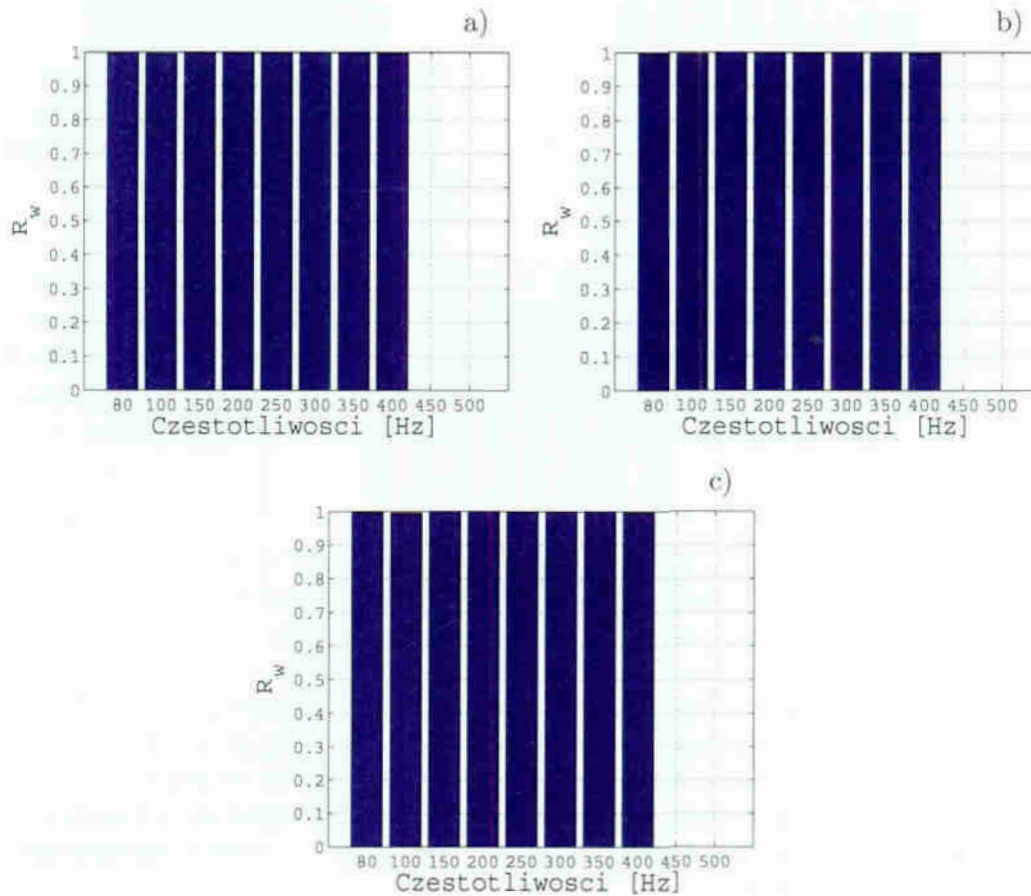
Rysunek 3.6: Rozkład ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu ze źródłem dźwięku w punkcie PT3 oraz impedancji brzegowej uzyskany przy użyciu: a) aplikacji MES przy częstotliwości 100Hz , b) modalnego modelu analitycznego, z uwzględnieniem sprzężenia między modami przy częstotliwości 100Hz , c) aplikacji MES przy częstotliwości 150Hz , d) modalnego modelu analitycznego, z uwzględnieniem sprzężenia między modami przy częstotliwości 150Hz .

$$R_w = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^n (p_i^{MES} - p_i^{MOD})^2}{\sum_{i=1}^n (p_i^{MOD} - \bar{p}^{MOD})^2}} \quad (3.1)$$

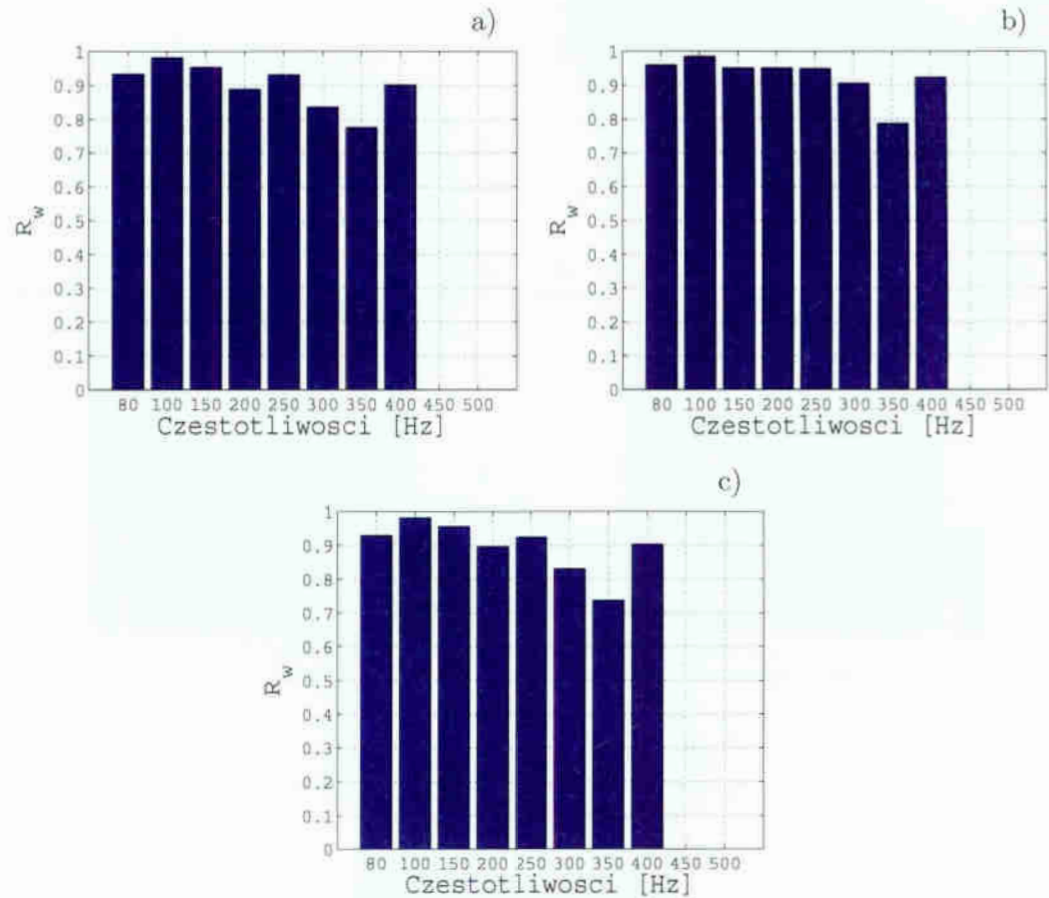
gdzie p_i^{MES} oraz p_i^{MOD} , to wartości ciśnienia w i -tym punkcie obszaru, odpowiednio z modelu MES oraz modelu analitycznego, a \bar{p}^{MOD} wartość średnia ciśnienia w obszarze.



Rysunek 3.7: Wartości współczynnika korelacji wielowymiarowej R_w wyników, w postaci ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu zamkniętym ze źródłem dźwięku w punkcie PT3 i odpowiedniej, jednakowej konfiguracji impedancji brzegowych, otrzymanych z wykorzystaniem metody MES oraz analitycznej w przypadku: a) układu modów niesprzężonych, b) układu sprzężonego, c) układu sprzężonego z modem rezonansowym.



Rysunek 3.8: Wartości współczynnika korelacji wielowymiarowej R_w wyników, w postaci ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu zamkniętym ze źródłem dźwięku w punkcie PT2 i odpowiedniej, jednakowej konfiguracji impedancji brzegowych, otrzymanych z wykorzystaniem MES oraz analityczną w przypadku: a) układu modów niesprężonych, b) układu sprzężonego, c) układu sprzężonego z modem rezonansowym.



Rysunek 3.9: Wartości współczynnika korelacji wielowymiarowej R_w wyników, w postaci ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu zamkniętym ze źródłem dźwięku w punkcie PT1 i odpowiedniej, zróżnicowanej konfiguracji impedancji brzegowych, otrzymanych z wykorzystaniem MES oraz analityczną w przypadku: a) układu modów niesprzężonych, b) układu sprzężonego, c) układu sprzężonego z modem rezonansowym.

Jak wynika z rezultatów zilustrowanych na rys. 3.8, 3.7 i 3.9, współczynnik R_w przyjmuje wartości bliskie jedności przy częstotliwościach wymuszenia do 450Hz , w położeniu PT2, i przy największej impedancji brzegowej. W pełni potwierdza to wyniki testu Manna-Whitneya przy tej konfiguracji. Wraz ze zmniejszaniem się wartości impedancji oraz jej zróżnicowanym rozmieszczeniem na brzegach zmniejszają się wartości współczynnika korelacji wielowymiarowej R_w oraz uwidacznia się wpływ sprzężenia między modami (rys. 3.9). W tym przypadku widać wyraźny wpływ impedancji zespolonej. Najlepsze dopasowanie stwierdzono przy częstotliwości wymuszenia 350Hz w położeniu źródła PT1. Przy częstotliwości powyżej 450Hz , zgodnie z przewidywaniem, wartość współczynnika R_w jest bliska zero.

3.2 Porównanie modelu symulacyjnego z pomiarami

W celu weryfikacji adekwatności obu modeli dokonano pomiarów w rzeczywistym pomieszczeniu o kształcie i wymiarach jak na rys. A.1. Metodyka pomiaru polegała na punktowym (co 25cm) odczycie ciśnienia akustycznego w dwóch osiach pomieszczenia. Przyjęto następujące współrzędne punktów wyznaczających osie (rys. A.3):

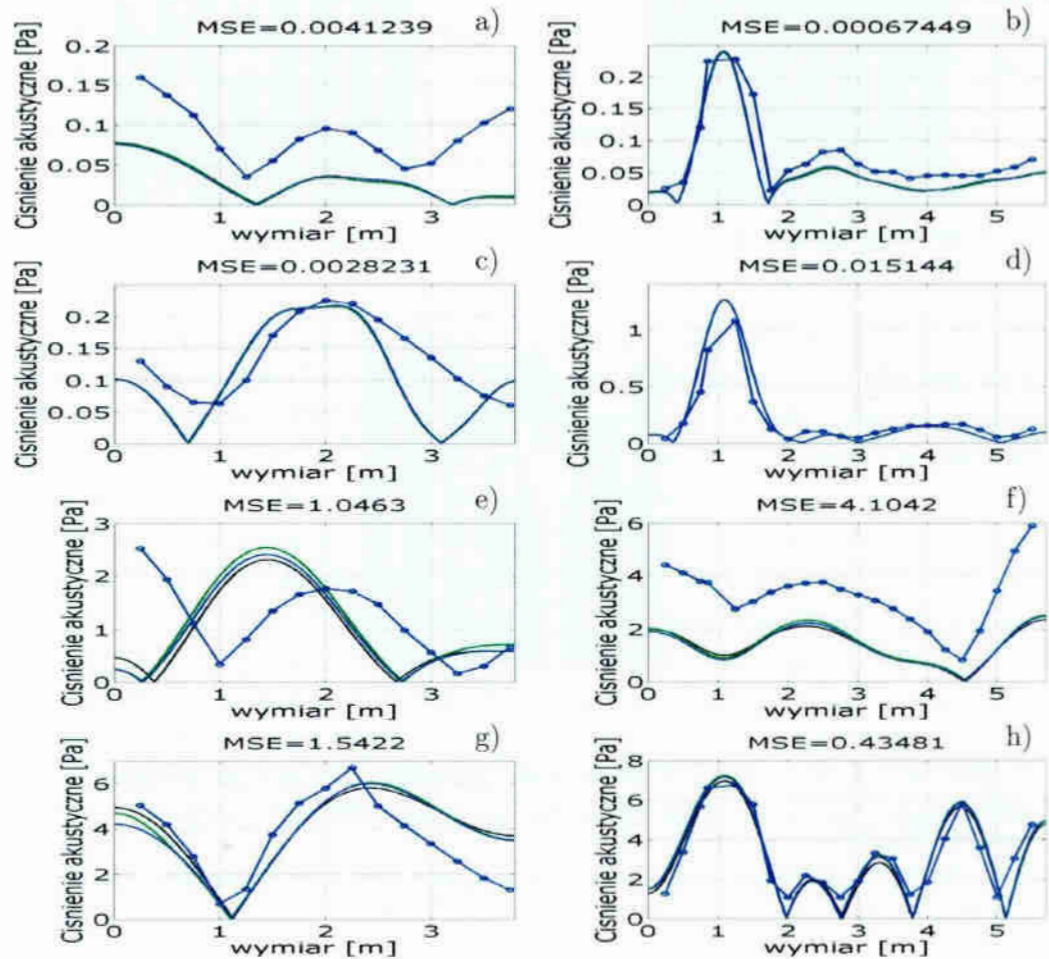
- oś krótszą OK wyznaczały punkty: $(x = 4.5m, y = 0, z = 1.6m)$ oraz $(x = 4.5m, y = 3.8m, z = 1.6m)$,
- oś dłuższą OD wyznaczały punkty: $(x = 0, y = 2.6m, z = 1.6m)$ oraz $(x = 5.7m, y = 2.6m, z = 1.6m)$.

Pomiarów dokonano za pomocą oprzyrządowania firmy Brüel & Kjær - mikrofonu typu 4943 oraz z zastosowaniem kasety pomiarowej 3560C. Wielokierunkowe źródło dźwięku typu OmniSource 4295 podłączone do wzmacniacza typu 2734, umieszczano kolejno w położeniach PT3, PT2, PT1. W porównawczych badaniach symulacyjnych, ze względu na niskie częstotliwości źródła (80 – 400Hz), modelowano je jako źródło punktowe. Ustawienia wzmacniacza zasilającego źródło pozostawały niezmiennie w czasie pomiarów. Moc źródła, przy wybranych do badań częstotliwościach wyznaczono eksperymentalnie (Dodatek C).

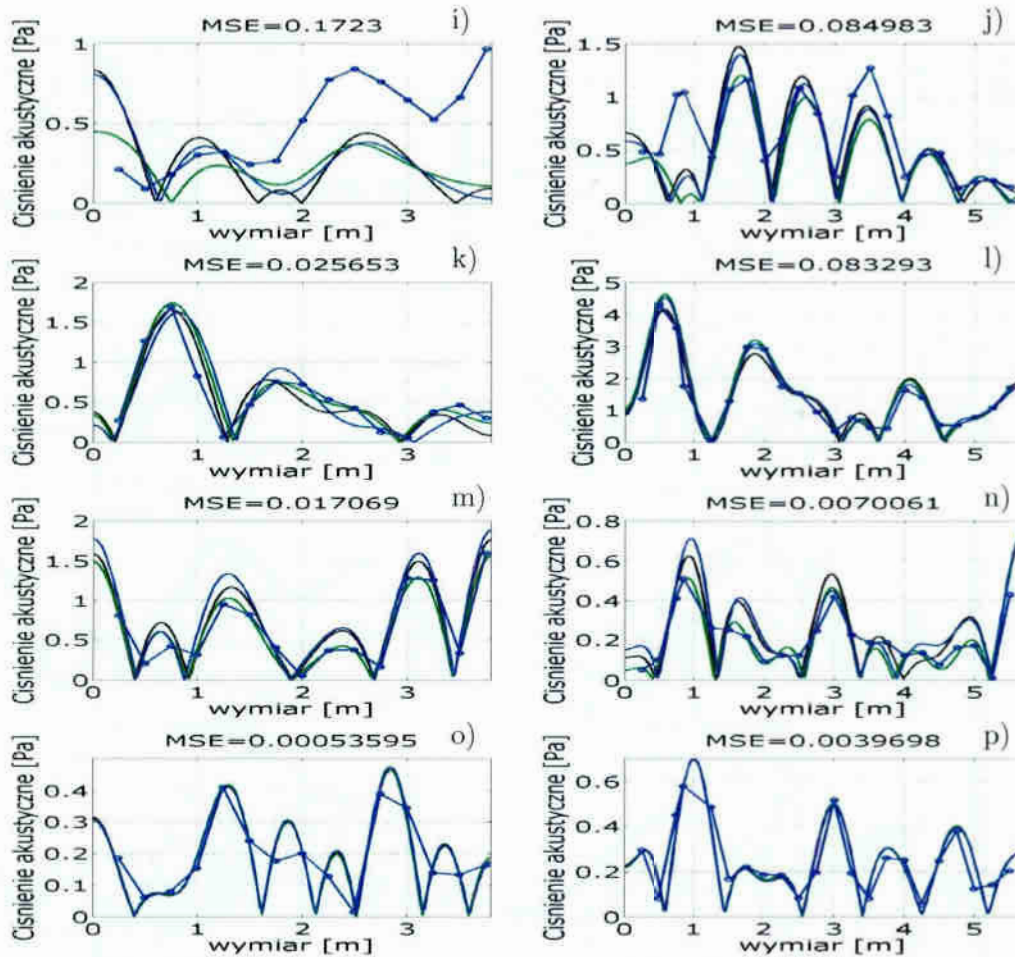
Ze względu na zastosowany na ścianach wewnętrznych pomieszczenia materiał oraz jego strukturę założono, że wszystkie ściany przyjmują wartości rzeczywiste impedancji. Przyjęto na podstawie dokumentacji budowlanej rodzaj materiału z którego wykonano poszczególne elementy i modelowano je jako powierzchnie o odpowiedniej oporności akustycznej. Do celów modelowania przyjęto:

- ściany oraz sufit - cegła z tynkiem cementowym - impedancja $6.48 \cdot 10^6$ Pa·s/m;
- podłoga - wykładzina z gumy twardej na betonie - impedancja $3.5 \cdot 10^5$ Pa·s/m;
- drzwi - twarde drewno - impedancja $1.68 \cdot 10^6$ Pa·s/m.

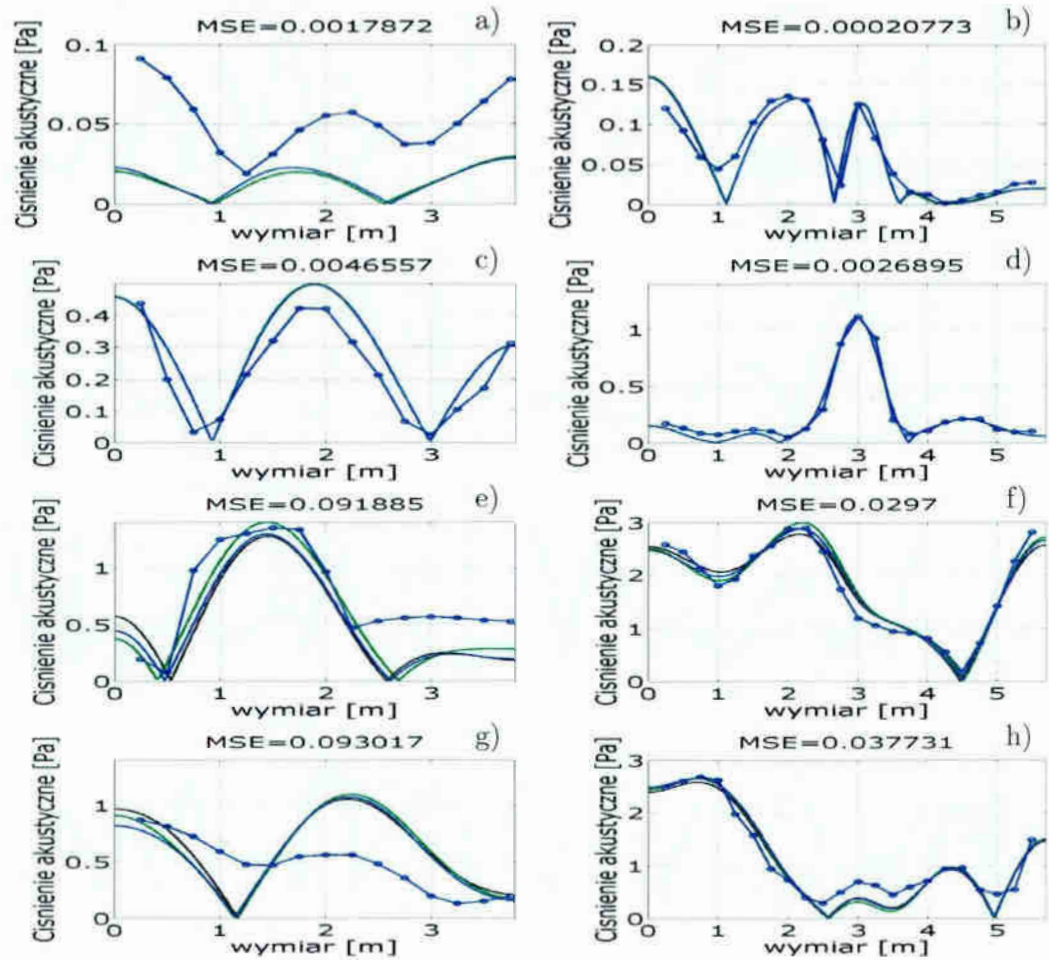
Porównanie wyników otrzymanych za pomocą modeli analitycznych z wynikami uzyskanymi za pomocą eksperymentu przedstawiono na rys. 3.10 - 3.15. Błąd średniokwadratowy (średni błąd kwadratowy) obliczono według zależności (3.5). Różnicę liczono dla wartości ciśnienia w punktach pomiarowych i odpowiadających im wartościom z wybranego modelu bez sprzężenia między modami.



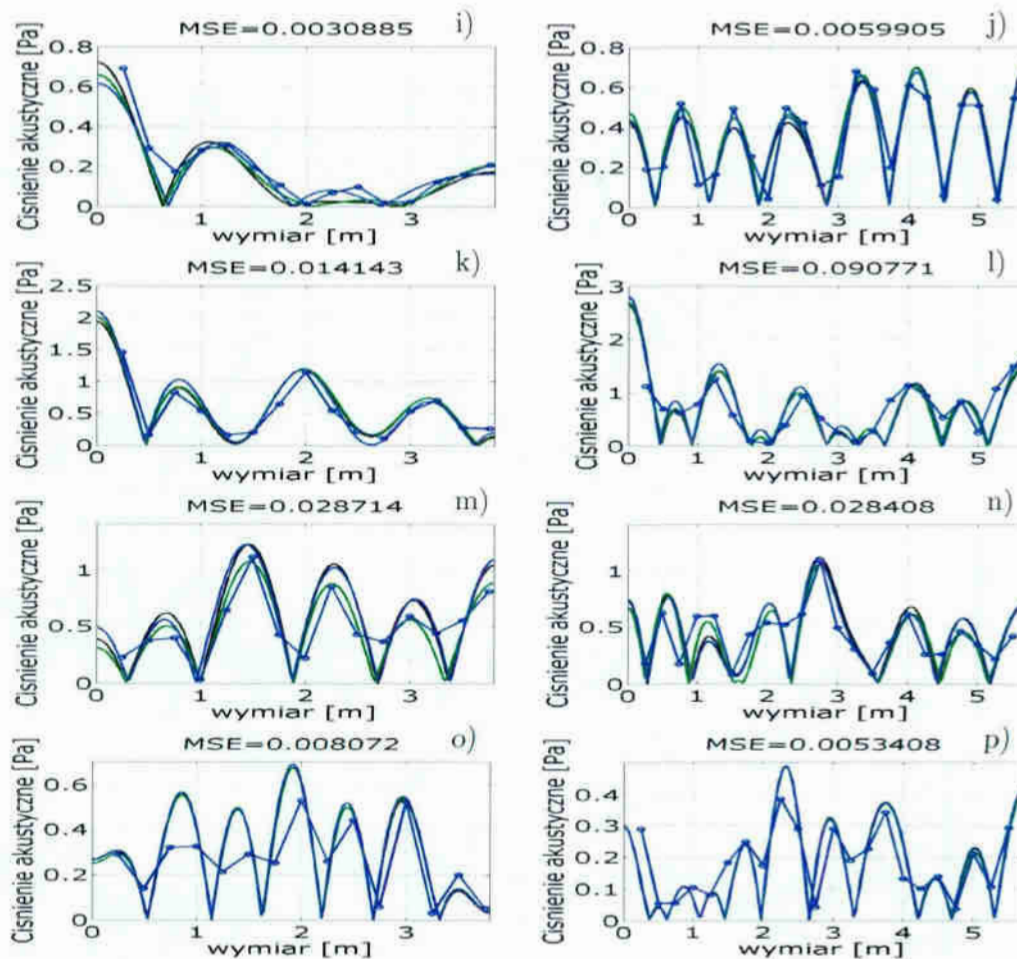
Rysunek 3.10: Porównanie wyników otrzymanych za pomocą modelu analitycznego ('—') bez sprzężenia między modami, ('—') ze sprzężeniem między modami, ('—') ze sprzężeniem z modem rezonansowym oraz ('-o-') pomiarów w pomieszczeniu rzeczywistym z punktowym źródłem dźwięku w położeniu PT3, przy częstotliwości: a) 80Hz - w osi OK, b) 80Hz - w osi OD, c) 100Hz - w osi OK, d) 100Hz - w osi OD, e) 150Hz - w osi OK, f) 150Hz - w osi OD, g) 200Hz - w osi OK, h) 200Hz - w osi OD. MSE - średni błąd kwadratowy modelu analitycznego.



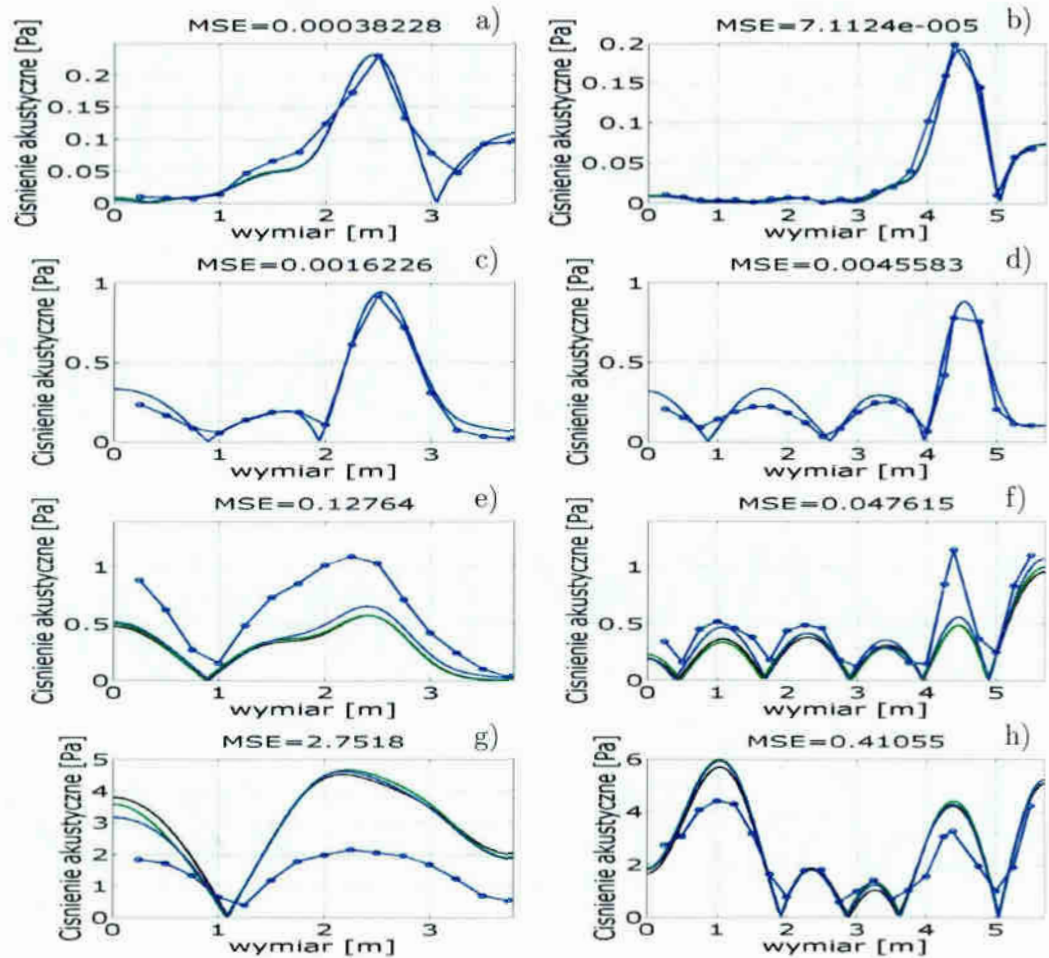
Rysunek 3.11: Porównanie wyników otrzymanych za pomocą modelu analitycznego ('—') bez sprzężenia między modami, ('—') ze sprzężeniem między modami, ('—') ze sprzężeniem z modem rezonansowym oraz ('-o-') pomiarów w pomieszczeniu rzeczywistym z punktowym źródłem dźwięku w położeniu PT3, przy częstotliwości: a) 250Hz - w osi OK, b) 250Hz - w osi OD, c) 300Hz - w osi OK, d) 300Hz - w osi OD, e) 350Hz - w osi OK, f) 350Hz - w osi OD, g) 400Hz - w osi OK, h) 400Hz - w osi OD. MSE - średni błąd kwadratowy modelu analitycznego.



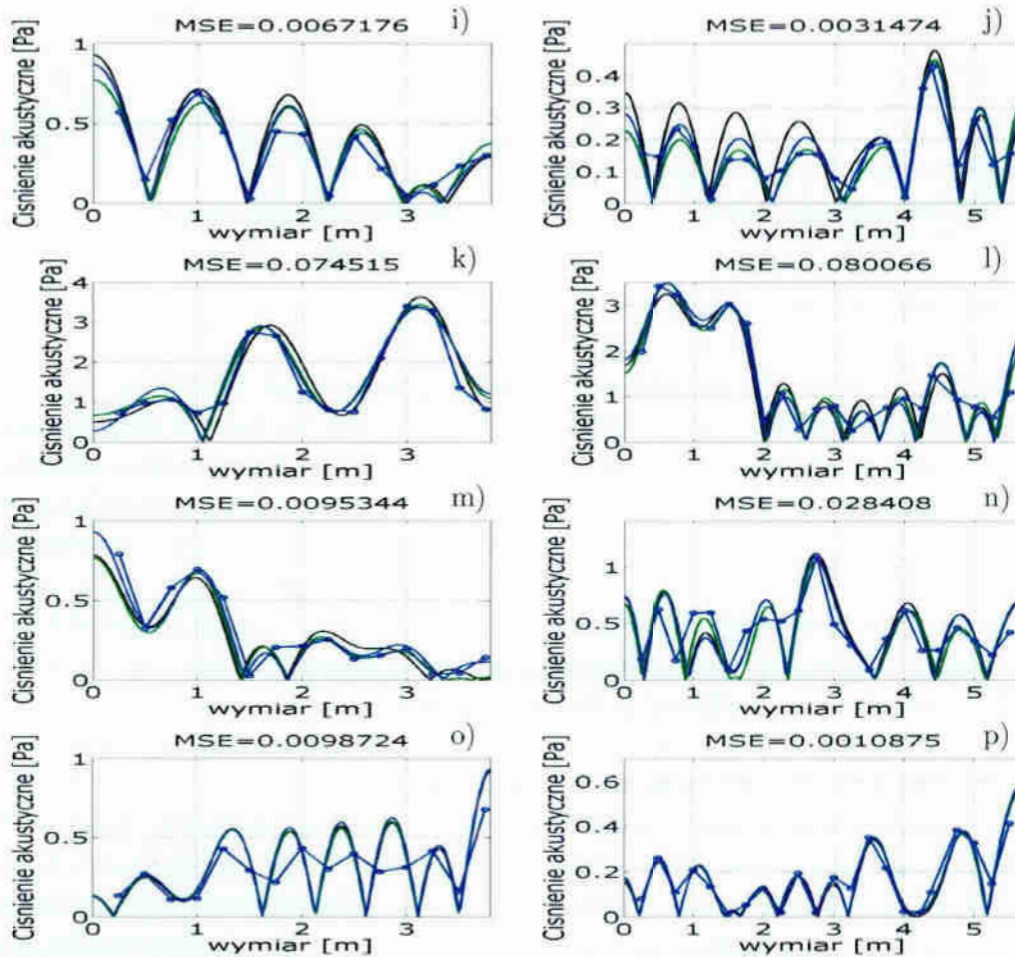
Rysunek 3.12: Porównanie wyników otrzymanych za pomocą modelu analitycznego ('—') bez sprzężenia między modami, ('—') ze sprzężeniem między modami, ('—') ze sprzężeniem z modem rezonansowym oraz ('o') pomiarów w pomieszczeniu rzeczywistym z punktowym źródłem dźwięku w położeniu PT2, przy częstotliwości: a) 80Hz - w osi OK, b) 80Hz - w osi OD, c) 100Hz - w osi OK, d) 100Hz - w osi OD, e) 150Hz - w osi OK, f) 150Hz - w osi OD, g) 200Hz - w osi OK, h) 200Hz - w osi OD. MSE - średni błąd kwadratowy modelu analitycznego.



Rysunek 3.13: Porównanie wyników otrzymanych za pomocą modelu analitycznego ('—') bez sprzężenia między modami, ('—') ze sprzężeniem między modami, ('...') ze sprzężeniem z modem rezonansowym oraz ('o') pomiarów w pomieszczeniu rzeczywistym z punktowym źródłem dźwięku w położeniu PT2, przy częstotliwości: a) 250Hz - w osi OK, b) 250Hz - w osi OD, c) 300Hz - w osi OK, d) 300Hz - w osi OD, e) 350Hz - w osi OK, f) 350Hz - w osi OD, g) 400Hz - w osi OK, h) 400Hz - w osi OD. MSE - średni błąd kwadratowy modelu analitycznego.



Rysunek 3.14: Porównanie wyników otrzymanych za pomocą modelu analitycznego ('—') bez sprzężenia między modami, ('—') ze sprzężeniem między modami, ('—') ze sprzężeniem z modelem rezonansowym oraz ('-o-') pomiarów w pomieszczeniu rzeczywistym z punktowym źródłem dźwięku w położeniu PT1, przy częstotliwości: a) 80Hz - w osi OK, b) 80Hz - w osi OD, c) 100Hz - w osi OK, d) 100Hz - w osi OD, e) 150Hz - w osi OK, f) 150Hz - w osi OD, g) 200Hz - w osi OK, h) 200Hz - w osi OD. MSE - średni błąd kwadratowy modelu analitycznego.



Rysunek 3.15: Porównanie wyników otrzymanych za pomocą modelu analitycznego ('—') bez sprzężenia między modami, ('---') ze sprzężeniem między modami, ('—') ze sprzężeniem z modem rezonansowym oraz ('-o-') pomiarów w pomieszczeniu rzeczywistym z punktowym źródłem dźwięku w położeniu PT1, przy częstotliwości: a) 250Hz - w osi OK, b) 250Hz - w osi OD, c) 300Hz - w osi OK, d) 300Hz - w osi OD, e) 350Hz - w osi OK, f) 350Hz - w osi OD, g) 400Hz - w osi OK, h) 400Hz - w osi OD. MSE - średni błąd kwadratowy modelu analitycznego.

3.3 Odpowiedź częstotliwościowa - wykorzystanie analizy modalnej

Wykorzystując zależności (2.21) oraz (2.22), przy założeniu wymuszenia, w którym człon źródłowy q w równaniu (1.9) przyjmuje wartość 1, zależność (1.10) można zapisać w dziedzinie częstotliwości w postaci:

$$\bar{p}(x, y, z, \omega) = \sqrt{V} \sum_{n=0}^{\infty} A_n(\omega, q = 1) \Psi_n(x, y, z) \quad . \quad (3.2)$$

Zatem zależność:

$$\bar{p}_{rms}(\omega) = \sqrt{\sum_{n=0}^{\infty} [A_n(\omega, q = 1)]^2} \quad , \quad (3.3)$$

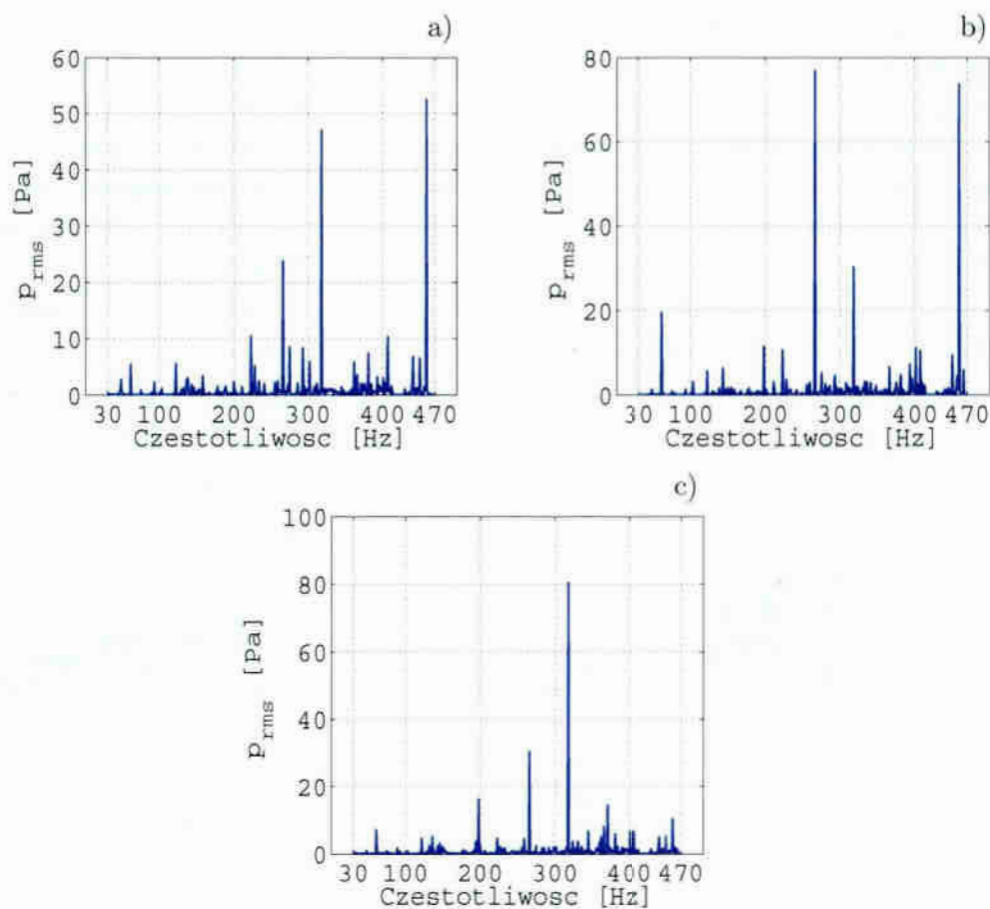
można potraktować jako odpowiedź częstotliwościową pomieszczenia, przy wybranym usytuowaniu źródła dźwięku. Średnio kwadratowa wartość ciśnienia akustycznego w zależności (3.3) jest wielkością charakteryzującą poziom ciśnienia pola akustycznego w dziedzinie częstotliwości. Wyrażenie pod pierwiastkiem we wzorze (3.3) proporcjonalne jest do całkowitej potencjalnej energii akustycznej wewnątrz obszaru, przy danej częstotliwości oraz położeniu źródła.

Stosując powyższe założenia do wybranego obiektu (rys. A.1, dodatek A), zbadano odpowiedź częstotliwościową w ograniczonym zakresie częstotliwości. Najniższą była częstotliwość $30Hz$, która jest wyższa od pierwszej częstotliwości własnej ($27, 23Hz$). Maksymalną rozpatrywaną częstotliwość ograniczono do częstotliwości własnej 500 modu akustycznego.

Odpowiedź częstotliwościową, w przypadku zerowych warunków brzegowych Neumanna tj. przy doskonale odbijających powierzchniach przedstawiono na rys. 3.16. Zweryfikowano wyniki uzyskane za pomocą analizy modalnej wykorzystując metodę elementów skończonych. Problem odpowiedzi częstotliwościowej obiektu przy użyciu MES rozwiązano z zastosowaniem 645130 stopni swobody, co odpowiadało przypadkowi, w którym przynajmniej 6 elementów skończonych przypadło na długość fali akustycznej przy częstotliwości $480Hz$. Do porównania odpowiedzi częstotliwościowych, w przypadku poszczególnych położen PT1, PT2 i PT3 źródła dźwięku (rys. A.2), wykorzystano współczynnik korelacji R , który zdefiniowano zgodnie z zależnością:

$$R = \frac{cov(\bar{p}_{rms}, p_{rms}^{MES})}{\sigma_{\bar{p}_{rms}} \sigma_{p_{rms}^{MES}}} \quad , \quad (3.4)$$

gdzie licznik wyrażenia oznacza kowariancję \bar{p}_{rms} , wartości uzyskanych z zależności (3.3) oraz p_{rms}^{MES} , wartości uzyskanych z zastosowaniem MES. Mianownik wyrażenia 3.4, to iloczyn odchylen standardowych obu uzyskanych wyników. W przypadku badanych położen źródła dźwięku, oprócz współczynnika korelacji R ,



Rysunek 3.16: Odpowiedź częstotliwościowa badanego obiektu w przypadku powierzchni doskonale odbijających oraz źródle umieszczonym w punkcie: a) PT1, b) PT2, c) PT3.

wyznaczono wartość błędu średniokwadratowego odpowiedzi częstotliwościowej uzyskanej przy użyciu zależności (3.3) względem MES:

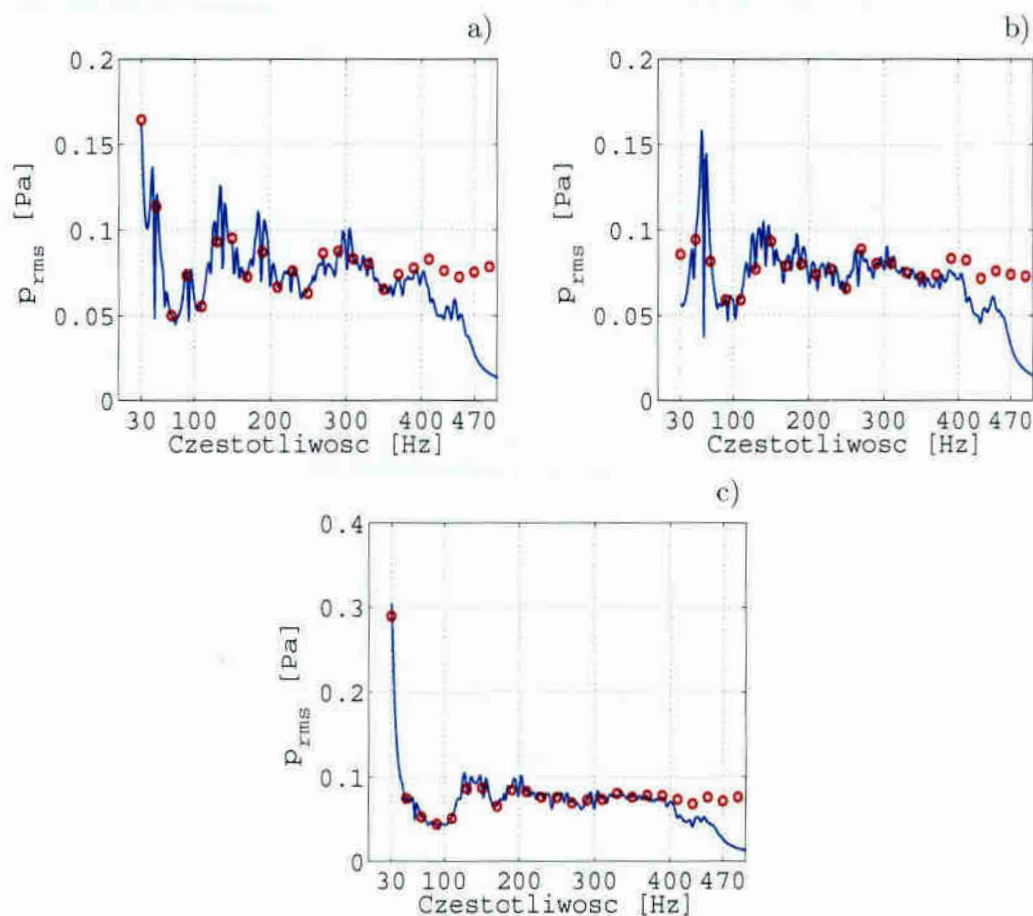
$$MSE = \frac{\sum_1^n (\bar{p}_{rms} - p_{rms}^{MES})^2}{n}, \quad (3.5)$$

gdzie n odpowiada liczbie częstotliwości z założonego zakresu. Uzyskano odpowiednio:

- w położeniu PT1: $R = 0.9938$, $MSE = 0.1027$, w zakresie częstotliwości 30 – 458 Hz;
- w położeniu PT2: $R = 0.9992$, $MSE = 0.1453$, w zakresie częstotliwości 30 – 421 Hz;
- w położeniu PT3: $R = 0.9975$, $MSE = 0.1784$, w zakresie częstotliwości 30 Hz – 422 Hz.

Wartości współczynnika R bliskie jedności świadczą o dobrym skorelowaniu obu modeli w badanych zakresach częstotliwości. Na rys. 3.16 wykresy funkcji odpowiedzi częstotliwościowej, w przypadku metody analitycznej i MES, praktycznie pokrywają się. W przypadku impedancyjnych warunków brzegowych odpowiedź częstotliwościowa ulega zmianie ze względu na tłumienie powierzchni. Na rys. 3.17 przedstawiono odpowiedź częstotliwościową przy impedancji $10^4 Pa \cdot s/m$ równomiernie rozmieszczonej na brzegach badanego obiektu.

Wyniki zweryfikowano przy wybranych częstotliwościach, co $20 Hz$ z zakresu $30 - 480 Hz$, również za pomocą metody elementów skończonych.



Rysunek 3.17: Odpowiedź częstotliwościowa badanego pomieszczenia uzyskana za pomocą sumy amplitud modalnych z zależności (3.3) ('—') i wybrane wartości uzyskane metodą elementów skończonych MES ('o'), dla powierzchni o impedancji $10^4 Pa \cdot s/m$ oraz źródła umieszczonego w punkcie: a) PT1, b) PT2, c) PT3.

Jak wynika z wykresów na rys. 3.17, przy częstotliwościach najwyższych z badanego zakresu, rozbieżności są największe, co spowodowane jest zmniejszaniem się liczby elementów skończonych przypadających na długość fali. W aplikacji *Comsol Multiphysics* parametry siatki elementów skończonych w całym zakresie

rozpatrywanych częstotliwości pozostawały niezmiennie (stały minimalny rozmiar elementu skończonego). Zatem przy niższych częstotliwościach, liczba elementów na długość fali jest większa.

Współczynnik korelacji R oraz średniokwadratowy błąd MSE wyników otrzymanych z zależności (3.3) oraz z zastosowaniem MES przyjmował następujące wartości:

- w położeniu PT1: $R = 0.9942$, $MSE = 6.83 \cdot 10^{-6}$, w zakresie częstotliwości $30 - 390 Hz$;
- w położeniu PT2: $R = 0.7595$, $MSE = 5.11 \cdot 10^{-5}$, w zakresie częstotliwości $30 - 390 Hz$;
- w położeniu PT3: $R = 0.9993$, $MSE = 1.68 \cdot 10^{-5}$, w zakresie częstotliwości $30 Hz - 390 Hz$.

W przypadku trzeciego położenia źródła znaczący wpływ na wartości R oraz MSE ma duża rozbieżność wyników przy pierwszej częstotliwości $30 Hz$. Po odrzuceniu wyników dla tej częstotliwości otrzymano odpowiednio współczynnik $R = 0.9624$ oraz $MSE = 6.88 \cdot 10^{-6}$.

Można zatem stwierdzić, że w badanym zakresie częstotliwości potwierdzono zbieżność wyników uzyskanych z wykorzystaniem założeń analizy modalnej oraz za pomocą metody elementów skończonych.

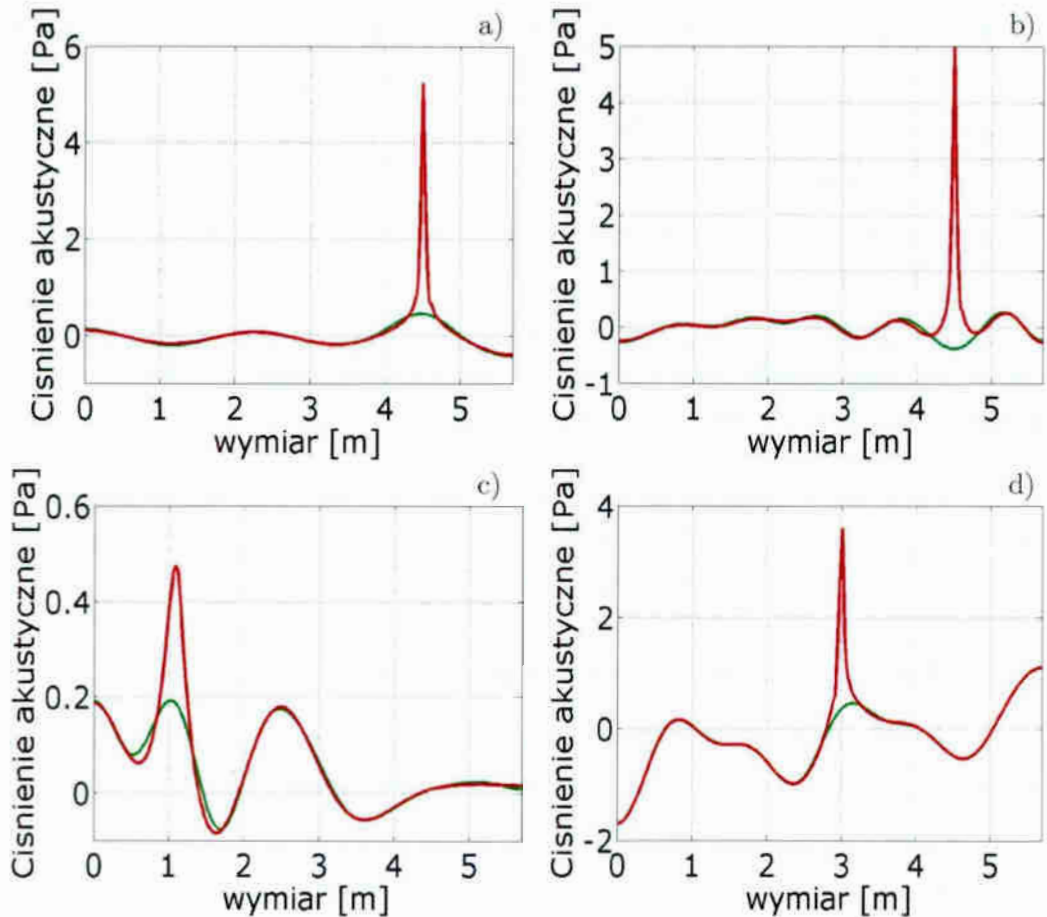
3.4 Podsumowanie i najważniejsze wnioski

Z analizy rezultatów otrzymanych za pomocą testów statystycznych (podrozdział 3.1), przeprowadzonych na całej populacji oraz oceny współczynnika korelacji w wybranych punktach, wynikają następujące wnioski:

- Testy statystyczne wskazują, że rozkłady wartości ciśnienia otrzymane z obu modeli mogą różnić się znacznie. Zniekształcenie rozkładu może nastąpić przez pojawienie się nawet stosunkowo niewielkiej liczby próbek o ekstremalnych wartościach.
- Współczynniki korelacji obu modeli, w przypadku wybranych równomiernie odpowiednich punktów w obszarze oraz wykresy rozkładu świadczą o dużej ich zbieżności.
- Istnieje różnica w wynikach działania modeli w stosunkowo niewielkiej liczbie punktów w ograniczonej części obszaru.

Stwierdzono, że model analityczny bazujący na założeniach analizy modalnej najslabiej skorelowany jest z modelem wykorzystującym MES w obszarze bezpośrednio wokół źródła. Na rys. 3.18 porównano wartości ciśnienia akustycznego

wyznaczonego przy użyciu obu modeli, na wysokości umieszczenia źródła (PT1, PT2, PT3, rys. A.2) wzdłuż osi obiektu (rys. A.3, dodatek A). Wraz ze wzrostem impedancji „pik” związany z istnieniem w danym punkcie obszaru źródła wibroakustycznego, pojawiający się w modelu MES aplikacji *Comsol Multiphysics*, przyjmuje większe wartości ekstremalne i jednocześnie zawęża się jego zakres wokół źródła.



Rysunek 3.18: Porównanie wartości ciśnienia akustycznego wzdłuż osi przechodzącej przez punkty usytuowania źródła w obiekcie, uzyskane przy użyciu aplikacji MES ('—') oraz modelu analitycznego ('—'): a) źródło w punkcie PT1, o częstotliwości 150Hz , b) źródło w punkcie PT1, o częstotliwości 400Hz , c) źródło w punkcie PT3, o częstotliwości 250Hz , d) źródło w punkcie PT2, o częstotliwości 300Hz .

Potwierdzeniem powyższego wniosku, są pewne wyniki przedstawione w podrozdziale 3.2. Na rys. 3.14 f) przy źródle o częstotliwości 150Hz w położeniu PT1, wartości ciśnienia akustycznego w tym miejscu pomieszczenia uzyskane za pomocą pomiarów, odbiegają od wyników uzyskanych za pomocą modelu analitycznego. Pozostałe wyniki weryfikacji zilustrowane na rys. 3.10 - 3.15 pokazują,

że tylko w niektórych przypadkach położenia i częstotliwości źródła różnica ta może mieć znaczenie, lecz w pozostałych jest nieistotna. Dalsza analiza wyników przedstawionych w tym podrozdziale pokazuje inny ważny problem związany z modelowaniem tego rodzaju zagadnień. W przypadku obiektów już istniejących wymagana jest dokładna wiedza, przede wszystkim dotycząca warunków brzegowych zastosowanych podczas modelowania. W podrozdziale 3.2 założono „a priori”, że wszystkie powierzchnie charakteryzuje impedancja rzeczywista, której wartość jest stała, niezmienna w całym zakresie rozpatrywanych częstotliwości. Jednak w rzeczywistości powierzchnie w pomieszczeniu mogą charakteryzować się miejscową porowatością, a więc i urojoną częścią impedancji oraz zmienną wartością impedancji w dziedzinie częstotliwości. Podczas modelowania problemu, impedancja nie zależała również od usytuowania powierzchni w pomieszczeniu. Założono również brak wpływu na pole akustyczne innych czynników, takich jak drobne elementy wyposażenia drzwi i listwy przypodłogowe.

Mimo przyjętych podczas modelowania uproszczeń, analiza wszystkich pokazanych wyników w podrozdziale 3.2 potwierdziła dobrą dokładność modelu oraz możliwość jego wykorzystanie do opisu właściwości pola akustycznego w obszarach zamkniętych.

Przedstawiona w podrozdziale 3.3 funkcja odpowiedzi częstotliwościowej może być użyta do oceny właściwości pola akustycznego w założonym zakresie częstotliwości. Pewne rozbieżności w stosunku do funkcji odpowiedzi częstotliwościowej uzyskanej za pomocą metody elementów skończonych pojawiły się w szczególności w przypadku impedancyjnych warunków brzegowych. Przy wyższych częstotliwościach jest to uzasadnione wymaganą liczbą elementów skończonych, które muszą być zastosowane w danym zakresie częstotliwości w metodzie MES. Ze względu na ograniczone możliwości obliczeniowe warunek ten nie został zachowany dla wyższych częstotliwości. Innym czynnikiem wpływającym na rozbieżności obu zastosowanych modeli, jest trudność modelowania za pomocą analizy modalnej obszarów bezpośrednio położonych przy źródle zaburzeń (rys. 3.18). Może to wpłynąć w niektórych przypadkach na zróżnicowanie wartości p_{rms} uzyskane za pomocą obu modeli (wartości p_{rms} przy częstotliwości 30Hz, rys. 3.17 b)).

Rozdział 4

Optymalizacja rozmieszczenia materiału absorbującego na brzegach obszaru

4.1 Przypadek źródła dźwięku o dyskretnym widmie częstotliwości

4.1.1 Sformułowanie problemu

Zgodnie z założeniami analizy modalnej zależność (1.10) definiuje wartości ciśnienia akustycznego w przestrzeni zamkniętej w każdym jej punkcie oraz każdej chwili czasu. W przypadku harmonicznego źródła dźwięku, w stanie ustalonym, można wykorzystać zależności (1.16), (1.18), (1.20) do wyznaczenia amplitud modalnych, których układ i wartości przy poszczególnych częstotliwościach własnych charakteryzują pole akustyczne wewnątrz pomieszczenia. Wartości bezwzględne amplitud modalnych zależą bezpośrednio od wartości funkcji źródła Q_n , tj. jego mocy i usytuowania oraz wartości współczynnika tłumienia r_n (1.15), który zależy od wartości oraz rozmieszczenia impedancji na brzegach pomieszczenia. Czynnikiem opisującym poziom ciśnienia akustycznego w całym pomieszczeniu jest wartość średniej kwadratowej tegoż ciśnienia wyrażona zależnością (2.22).

Zatem dla danego, niezmiennego położenia źródła dźwięku o dyskretnym widmie, przy założonym zakresie niskich częstotliwości, problem optymalizacji rozmieszczenia materiału absorpcyjnego można sformułować opisany poniżej.

Zmienne decyzyjne: Z_i

Z_i to wartości impedancji przypisane i -tej powierzchni obszaru zamkniętego. Liczba zmiennych decyzyjnych zależy od podziału powierzchni brzegowych na elementy, na których impedancja akustyczna może przyjmować różne wartości.

Podział ten może wynikać z kształtu obszaru. W przypadku pomieszczeń mogą to być ściany, sufit, podłoga, co nie wyklucza innego, dodatkowego podziału na tych elementach. Zwiększa to liczbę zmiennych decyzyjnych.

Funkcja celu:

$$f(Z_i) = [p_{rms}, f_{koszt}]^T \quad , \quad (4.1)$$

gdzie wielkość p_{rms} opisana jest zależnością (2.22), wielkość f_{koszt} definiuje koszt - nakład, który należy ponieść, żeby osiągnąć efekt p_{rms} .

Kryteria:

W sformułowaniu problemu pojawiają się dwa kryteria przeciwstawne, które należy minimalizować. Jak wynika z zależności (1.15) i (1.16)), wartość pierwszego z nich (p_{rms}) osiąga minimum przy dążących do minimalnych wartości zmiennych decyzyjnych Z_i . W akustyce budowlanej pomieszczenia wykonane z ogólnie stosowanych materiałów charakteryzują się małym współczynnikiem pochłaniania, a więc dużą impedancją akustyczną. Poprawa warunków akustycznych wewnątrz wiąże się z odpowiednim przygotowaniem powierzchni poprzez zastosowanie materiałów dźwiękochłonnych w odpowiedniej ilości (pokrycie odpowiednio dużych powierzchni). Wynika z tego, że wartości drugiego kryterium, koszty przystosowania pomieszczenia (f_{koszt}), rosną wraz z ilością zużytych materiałów oraz wzrostem ich właściwości absorpcyjnych, czyli wraz z minimalizacją wartości zmiennych decyzyjnych Z_i .

Ze względu na kryterium kosztów, pożądane jest pokrywanie najmniejszych powierzchni materiałem dźwiękochłonnym o małym współczynniku pochłaniania (dużej impedancji). W związku z powyższym kryterium to zdefiniowano w następujący sposób:

$$f_{koszt} = \sum_i^n (Z_{max} - Z_i)w_i \quad (4.2)$$

gdzie Z_{max} górna granica zakresu rozpatrywanych wartości impedancji, a n to liczba zmiennych decyzyjnych. Wagi w_i są proporcjonalne do wielkości powierzchni o impedancji Z_i , a ich suma równa się $\sum w_i = 1$.

Ograniczenia:

Zakres impedancji powierzchniowej Z_{min} - Z_{max} (wartości impedancji materiałów spotykanych i stosowanych w budownictwie).

Uproszczenia:

Przy wyznaczaniu wartości funkcji celu brano pod uwagę ograniczoną liczbę modów, podczas gdy z zależności (1.10) wynika, że ciśnienie akustyczne jest sumą iloczynów amplitud modalnych i funkcji własnych w przypadku wszystkich modów obszaru.

Założenia:

- częstotliwość wymuszenia mieści się w zakresie, w którym długość fali w porównaniu z wymiarami źródła pozwala uznać je za źródło punktowe,

- położenie, wydatek oraz częstotliwość źródła dźwięku są stałe,
- rozpatrywany jest stan ustalony pola akustycznego,
- funkcja kosztów f_{koszt} jest liniowa, zgodnie z zależnością (4.2).

Reasumując, wyżej opisany problem optymalizacji, przy uwzględnieniu ograniczeń, uproszczeń i założeń można zdefiniować następująco:

$$\min_{Z_i} f(Z_i) = [p_{rms}(Z_i), f_{koszt}(Z_i)]^T \quad (4.3)$$

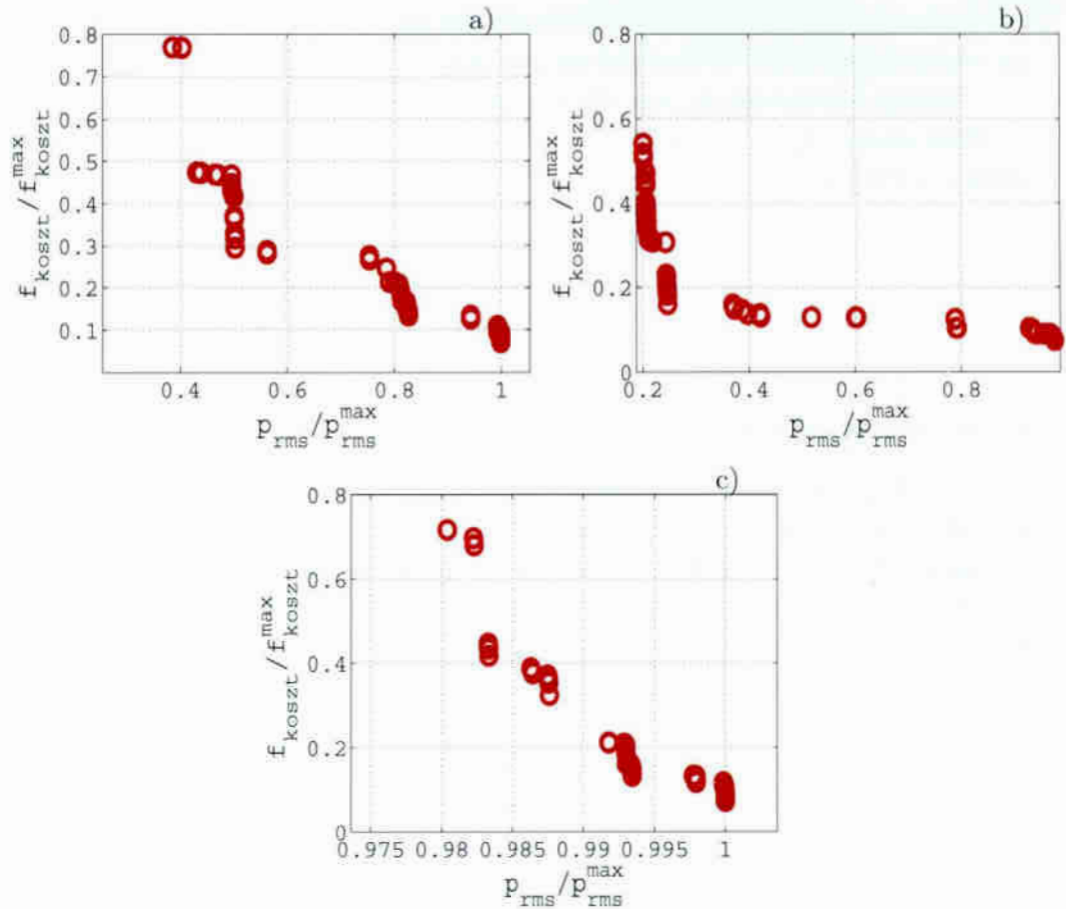
$$\text{dla } Z_i - Z_{max} \leq 0 \wedge Z_{min} - Z_i \leq 0, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (4.4)$$

4.1.2 Przykładowe wyniki

Optymalizację przeprowadzono przy wybranych częstotliwościach punktowego źródła dźwięku o wydatku objętościowym $S_W = 0.005 \text{ m}^3/\text{s}$, usytuowanego w punktach PT1, PT2 oraz PT3 w badanym pomieszczeniu (rys. A.3, dodatek A). W celu znalezienia rozwiązań pareto-optymalnych dwu-kryterialnej funkcji celu wykorzystano algorytm genetyczny [65]. Algorytm zaprogramowano na wykonanie 150 iteracji dla populacji liczącej 1000 elementów (tzw. „osobników”). To oznacza, że w jednej iteracji rozpatrywano 1000 konfiguracji zmiennych decyzyjnych Z_i [65, 56, 30, 71]. W przypadku pierwszego kryterium p_{rms} , wartości znormalizowano względem ciśnienia średnio kwadratowego p_{rms}^{max} pomieszczenia ze wszystkimi powierzchniami o impedancji Z_{max} . W przypadku drugiego kryterium f_{koszt} , wartości znormalizowano względem kosztów maksymalnych f_{koszt}^{max} , przy których wszystkie powierzchnie uzyskiwałyby impedancję Z_{min} . Założono, że materiał absorpcyjny charakteryzował się impedancją rzeczywistą o wartościach od $Z_{min} = 10^4$ do $Z_{max} = 10^7 \text{ Pa} \cdot \text{s}/\text{m}$. Przy tych wartościach impedancji założono brak sprzężenia między modami.

Wybrano trzy położenia źródła dźwięku oraz trzy wartości częstotliwości wymuszenia. Najniższe (90Hz , 81.5Hz , 85Hz) leżały w zakresie, w którym częstotliwości własne były stosunkowo „rzadko” rozmieszczone oraz 250Hz z zakresu o stosunkowo dużej gęstości modów. Różnica częstotliwości 81.5Hz i 85Hz oraz najbliższych częstotliwości własnych była duża w porównaniu do analogicznej różnicy przy częstotliwości 90Hz . Rozwiązania przedstawiono na rys. 4.1, 4.3, 4.2, gdzie każdy z punktów reprezentuje charakterystyczny układ zmiennych decyzyjnych (rozwiązania pareto-optymalne). Wybór konkretnej konfiguracji zależy od priorytetów przypisywanych poszczególnym kryteriom. Ponadto, jak wynika z analizy rezultatów przedstawionych na rys. 4.1, 4.3, 4.2, wpływ na decyzję ma położenie i częstotliwość wymuszenia [2].

Jednym ze sposobów wyboru jednej konfiguracji spośród pareto-optymalnych jest znalezienie rozwiązania najbliższego położonego do punktu utopii [4, 71, 68, 78]. Wartości impedancji powierzchni brzegowych posortowanych według rosnących pól, odpowiadające takiemu rozwiązaniu, pokazano na rys. 4.4, rys. 4.6, rys. 4.5.

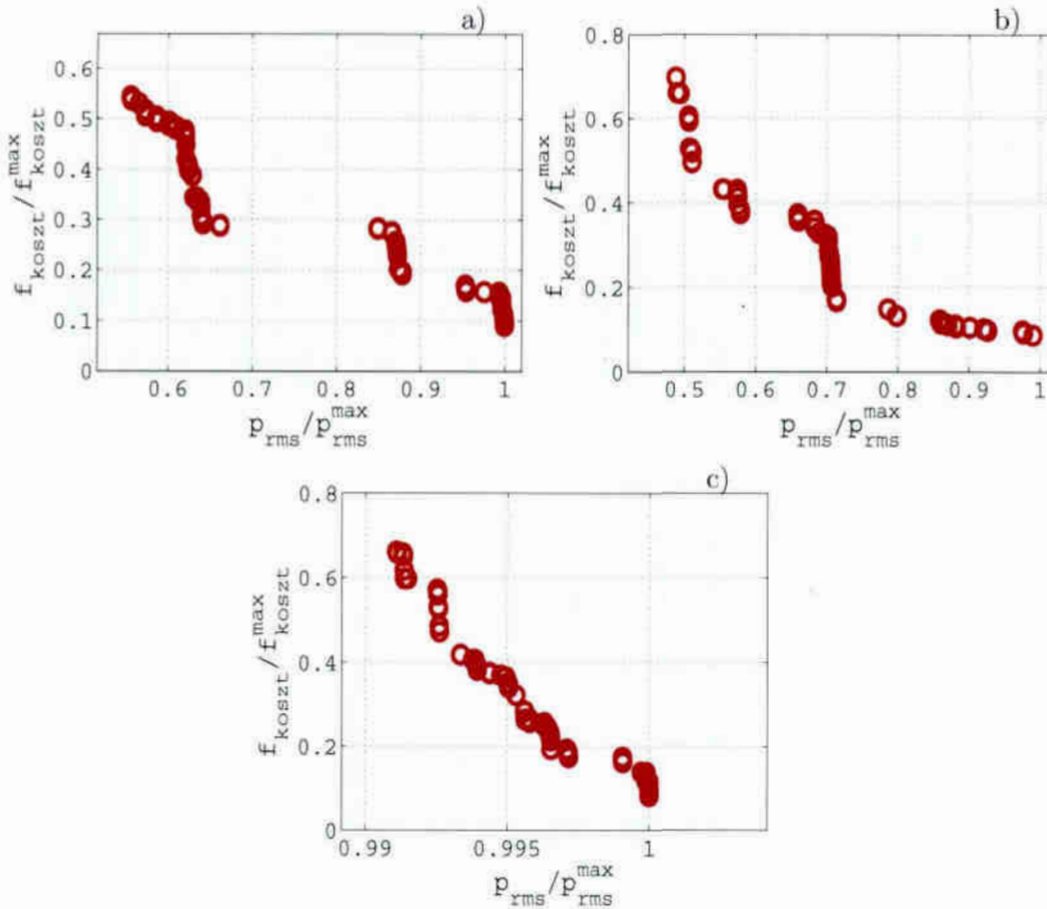


Rysunek 4.1: Rozwiązania pareto-optymalne, w przypadku źródła o widmie dyskretnym usytuowanego w punkcie PT1, o częstotliwości: a) 90Hz , b) 250Hz c) 81.5Hz .

4.2 Przypadek źródła dźwięku z wybranego zakresu częstotliwości

4.2.1 Sformułowanie problemu

Jeżeli za charakterystykę właściwości akustycznych pomieszczenia, w pewnym zakresie częstotliwości, uznać odpowiedź częstotliwościową tego pomieszczenia (podrozdział 3.3), to będzie ona określała „zdolność” tego pomieszczenia do redukcji całkowitej akustycznej energii potencjalnej przy wybranych częstotliwościach z danego zakresu. Wartości funkcji $p_{\text{rms}}(\omega)$ będą się zmniejszać wraz ze zmniejszaniem się wartości impedancji akustycznej powierzchni wewnętrznych pomieszczenia Z_i , przy jednoczesnym wzroście wartości funkcji kosztów f_{koszt} (rozdział 4.1). Problem optymalizacji można zatem sformułować następująco:



Rysunek 4.2: Rozwiązania pareto-optymalne, w przypadku źródła o widmie dyskretnym usytuowanego w punkcie PT2, o częstotliwości: a) 90Hz, b) 250Hz, c) 85Hz.

Zmienne decyzyjne: Z_i

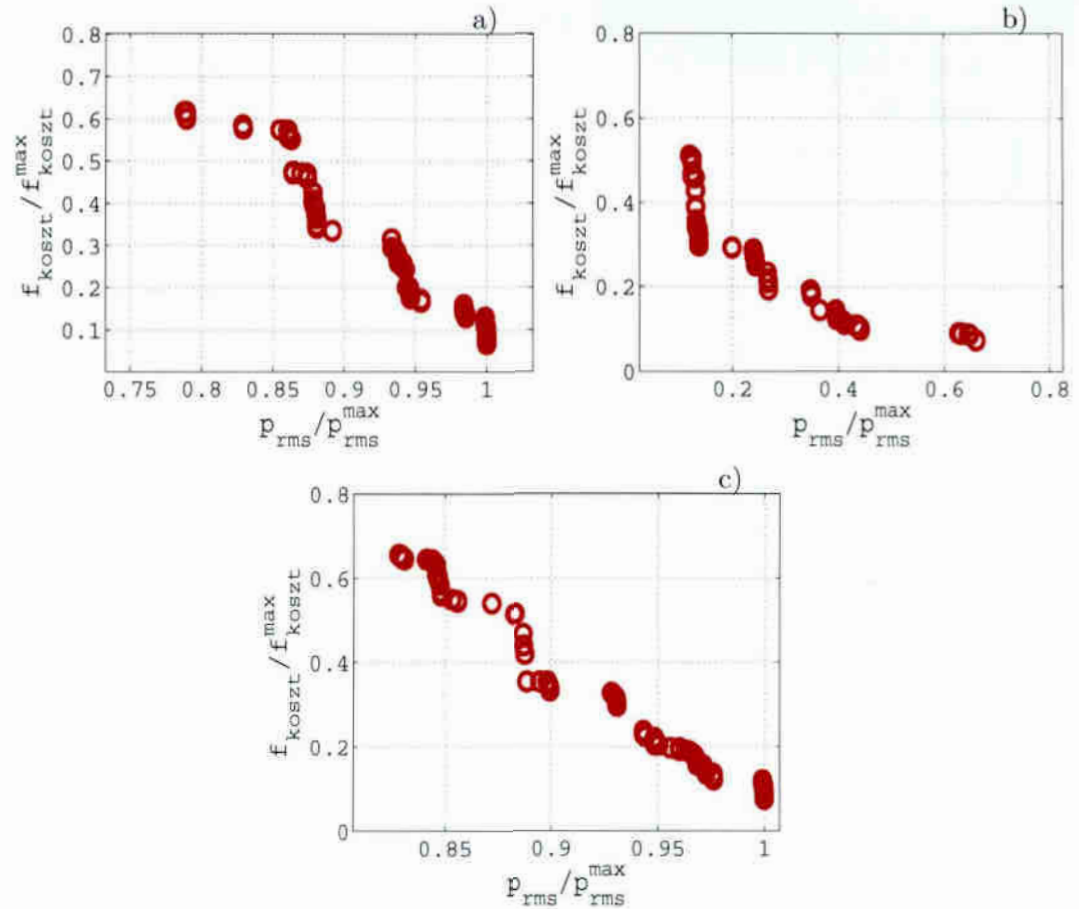
Zdefiniowane tak samo jak w rozdziale 4.1.

Funkcja celu:

Jeżeli funkcję kosztów f_{koszt} zdefiniowaną zgodnie z punktem 4.1 i zależnością (4.2), przyjąć jako jedno z kryteriów optymalizacji, a pewien funkcjonal liniowy $I(p_{\text{rms}}(\omega))$ określony na przedziale $\langle \omega_{\text{min}} \ \omega_{\text{max}} \rangle$ jako drugie, to funkcja celu przyjmie postać:

$$[I(p_{\text{rms}}(\omega)), f_{\text{koszt}}] = f(Z_i) \quad , \quad (4.5)$$

Funkcjonal $I(p_{\text{rms}}(\omega))$ powinien odwzorowywać właściwości akustyczne pomieszczenia w całym zakresie częstotliwości. Jeżeli kryteria stanowią układ kryteriów przeciwstawnych, to poszukiwane będą rozwiązania pareto-optymalne.



Rysunek 4.3: Rozwiązania pareto-optymalne , w przypadku źródła o widmie dyskretnym usytuowanego w punkcie PT3, o częstotliwości: a) $90Hz$, b) $250Hz$ c) $81.5Hz$.

Ograniczenia:

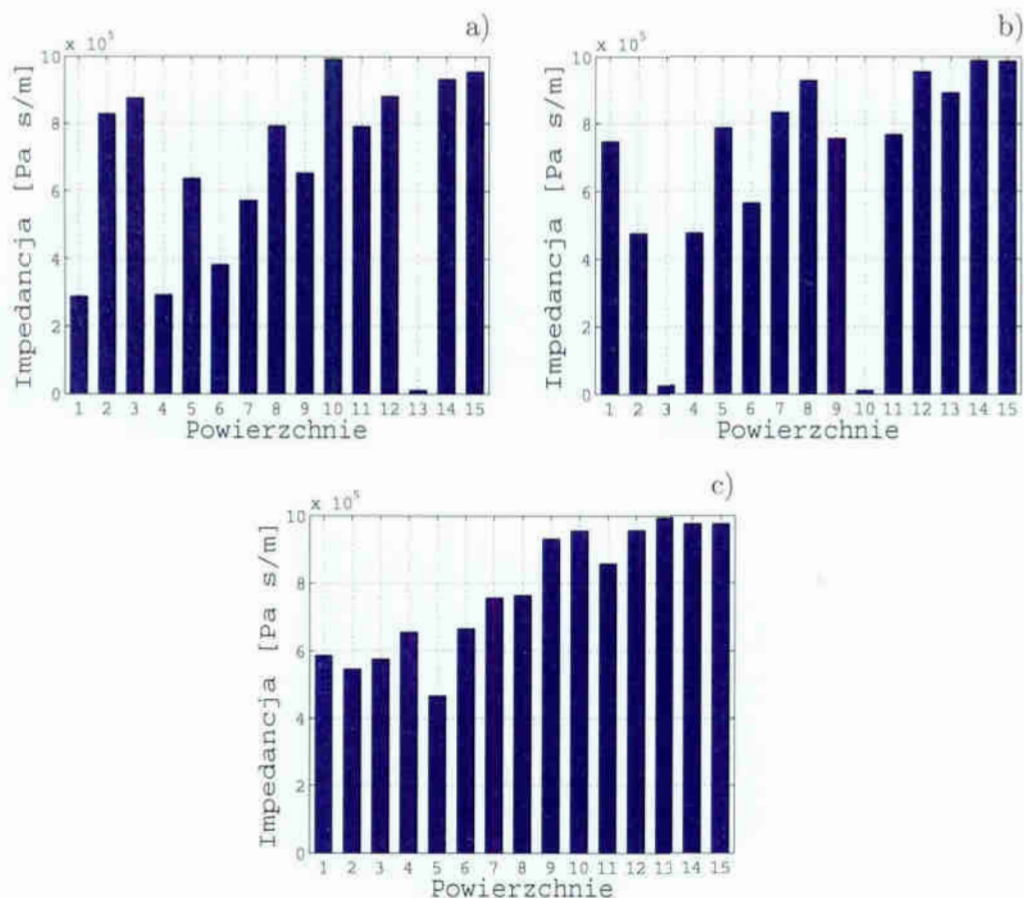
Impedancja powierzchniowa zmienia się w zakresie wartości impedancji materiałów absorbujących akustycznie stosowanych w budownictwie.

Uproszczenia:

Przy wyznaczaniu funkcji celu pod uwagę brana jest ograniczona liczba modów, podczas gdy z zależności (1.10) wynika, że ciśnienie akustyczne jest sumą iloczynów amplitud modalnych i funkcji własnych dla wszystkich modów pomieszczenia.

Założenia:

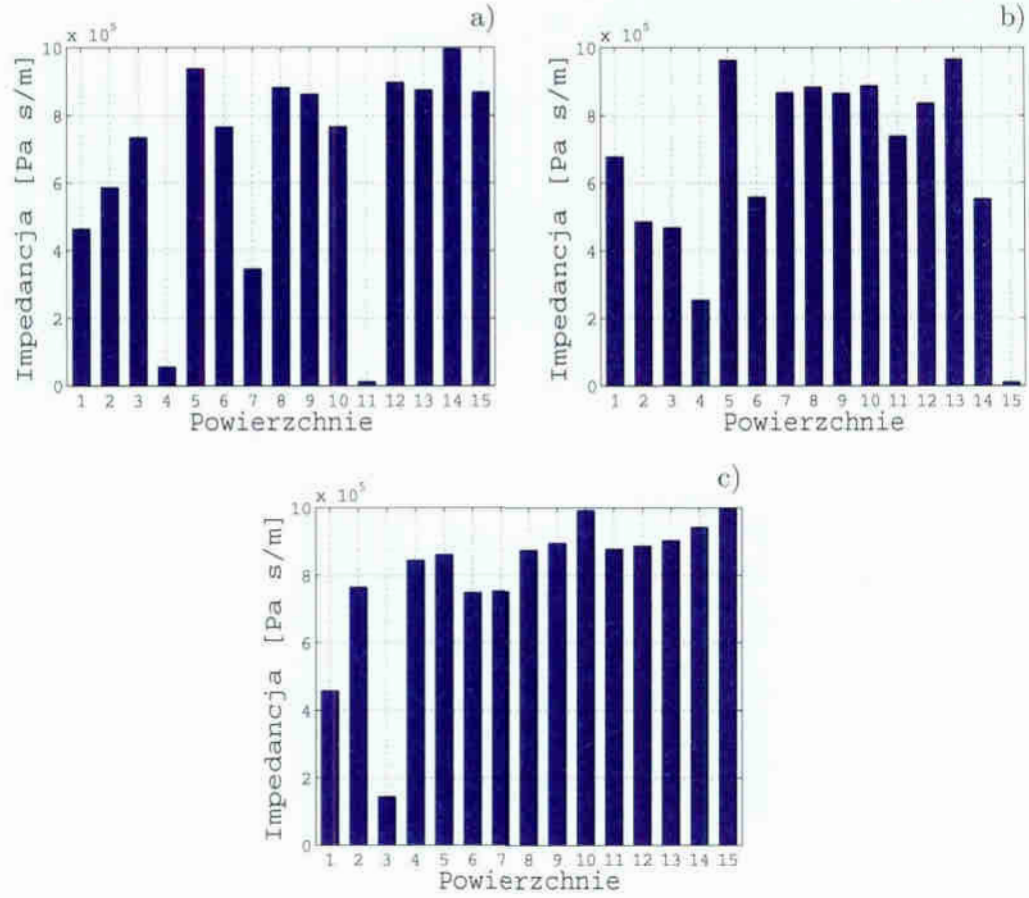
- rozpatrywany zakres częstotliwość odpowiada długościom fali, dla których źródło dźwięku można uznać za punktowe,
- położenie źródła dźwięku jest stałe,
- rozpatrywany jest stan ustalony pola akustycznego,
- funkcja kosztów f_{koszt} jest liniowa zgodnie z zależnością 4.2.



Rysunek 4.4: Rozwiązanie pareto-optymalne, w przypadku źródła o widmie dyskretnym usytuowanego w punkcie PT1, o częstotliwości: a) 90Hz , b) 2500Hz , c) 81.5Hz (najbliższe punktowi utopii).

4.2.2 Przykładowe wyniki

Optymalizację przeprowadzono dla wybranych trzech położenia punkowego źródła dźwięku usytuowanego w pomieszczeniu w punktach PT1, PT2, PT3 (rys. A.3, dodatek A). W celu zdefiniowania pierwszego kryterium akustycznego K1, wykorzystano funkcję odpowiedzi częstotliwościowej badanego pomieszczenia w zakresie objętym od pierwszej do pięćsetnej częstotliwości własnej (zakres między modami 1 i 500). Jako szczególny przypadek funkcjonału zastosowano wartość średnią funkcji odpowiedzi częstotliwościowej $I(p_{rms}(\omega)) = \overline{p_{rms}(\omega)}$. Wartość średnia $\overline{p_{rms}(\omega)}$ określa poziom ciśnienia akustycznego w całym pomieszczeniu w badanym zakresie częstotliwości, ale nie odzwierciedla zmienności wartości $p_{rms}(\omega)$ przy poszczególnych częstotliwościach. Jak opisano w podrozdziale 3.3 przy danym położeniu źródła oraz tej samej konfiguracji impedancji brzegowej, wartości p_{rms} w dziedzinie częstotliwości mogą różnić się znacznie. W celu uży-



Rysunek 4.5: Rozwiązanie pareto-optymalne , w przypadku źródła o widmie dyskretnym usytuowanego w punkcie PT2, o częstotliwości: a) $90Hz$, b) $250Hz$, c) $85Hz$ (najbliższe punktowi utopii).

skania w wyniku optymalizacji jak najbardziej „płaskiej funkcji” odpowiedzi częstotliwościowej $\bar{p}_{rms}(\omega)$, do kryterium akustycznego K1 wprowadzono dodatkowo wartość odchylenia standardowego $\sigma_{p_{rms}(\omega)}$ od wartości średniej $\bar{p}_{rms}(\omega)$. Ostatecznie przyjęto następującą postać:

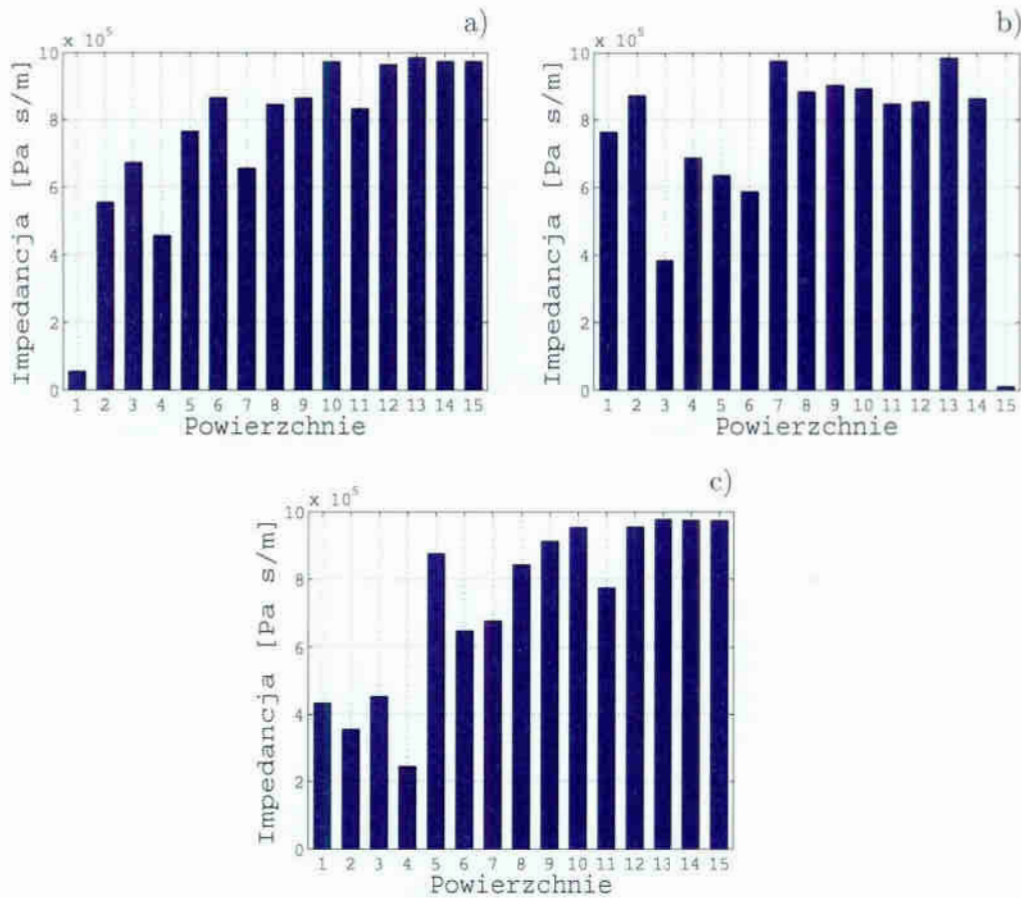
$$K1 = \overline{\bar{p}_{rms}(\omega)} \cdot \sigma_{p_{rms}(\omega)} \quad (4.6)$$

Jako drugie kryterium optymalizacji K2 przyjęto funkcję kosztów zgodnie z zależnością 4.2 w punkcie 4.1.

Rozpatrywany problem optymalizacji, przy uwzględnieniu ograniczeń, uproszczeń i założeń można zdefiniować następująco:

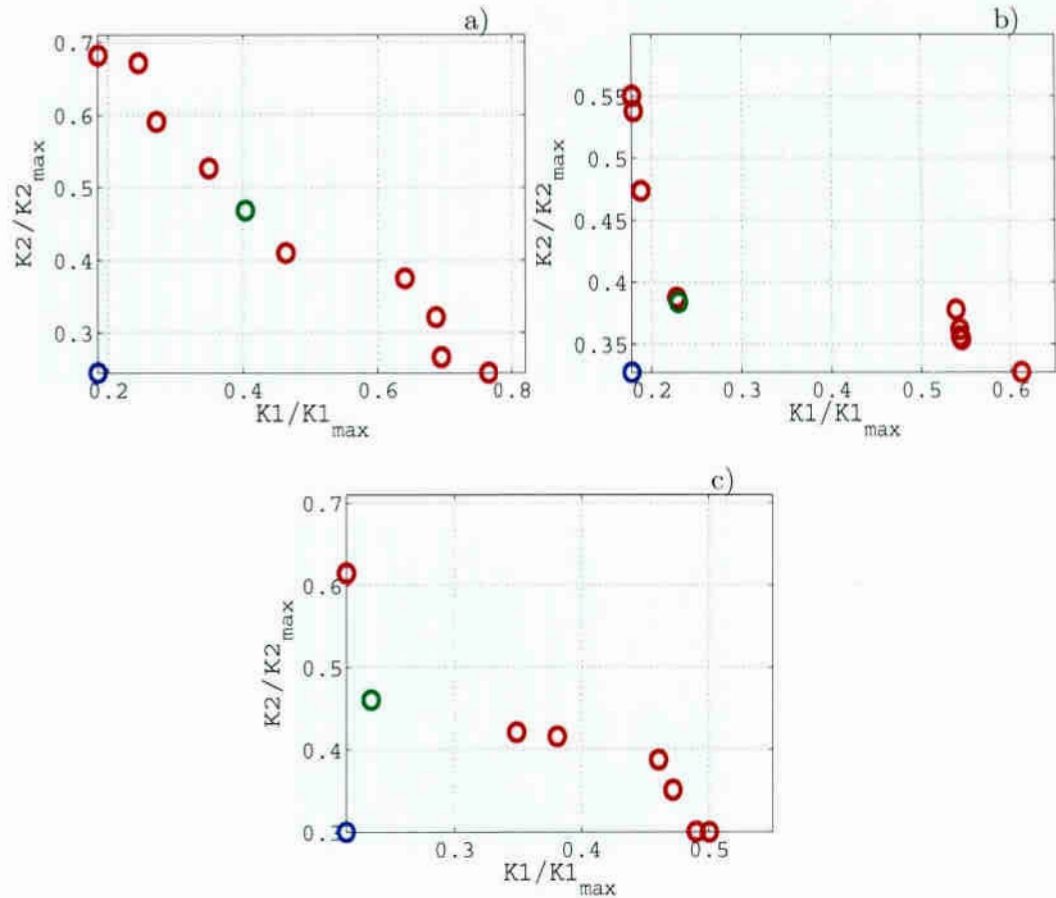
$$\min_{Z_i} f(Z_i) = [K1(Z_i), K2(Z_i)]^T \quad (4.7)$$

$$\text{dla } Z_i - Z_{max} \leq 0 \wedge Z_{min} - Z_i \leq 0, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (4.8)$$



Rysunek 4.6: Rozwiązanie pareto-optymalne, w przypadku źródła o widmie dyskretnym usytuowanego w punkcie PT3, o częstotliwości: a) 90Hz , b) 250Hz , c) 81.5Hz (najbliższe punktowi utopii).

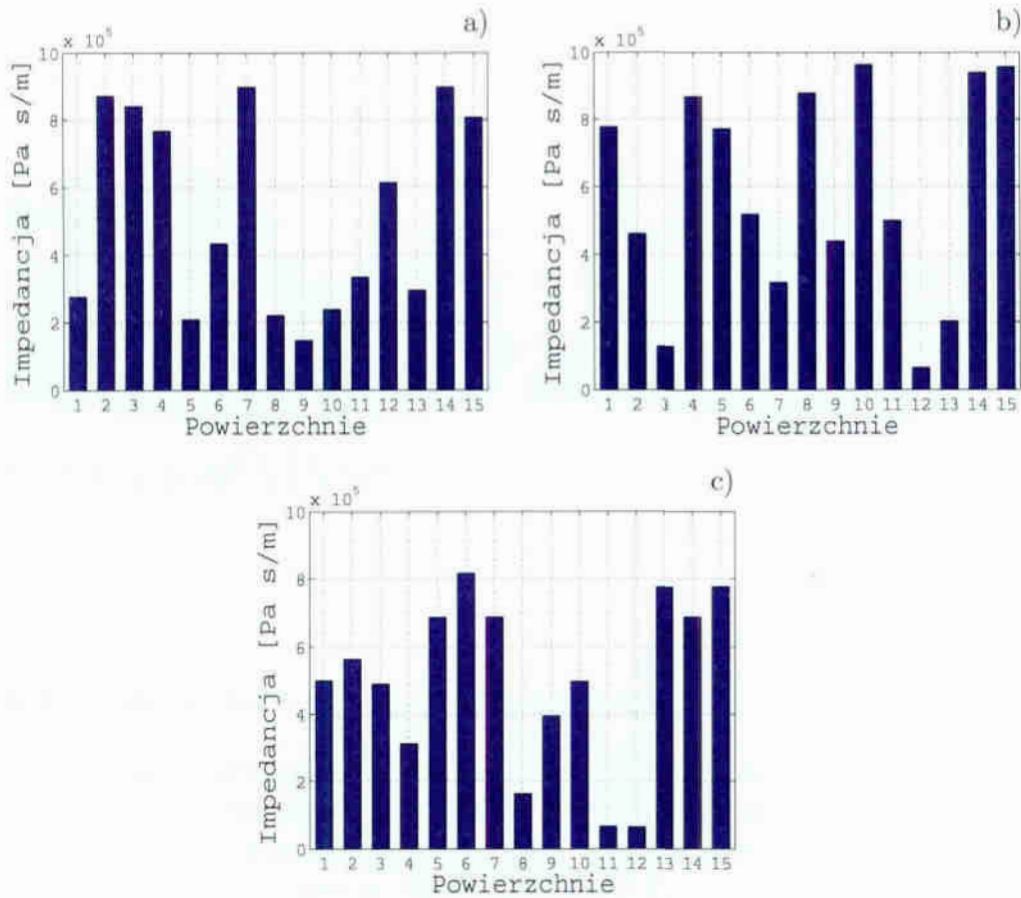
W celu znalezienia rozwiązań pareto-optimalnych dwu-kryterialnej funkcji celu wykorzystano algorytm genetyczny [65]. Ze względu na znaczne zwiększenie kosztów obliczeniowych, algorytm zaprogramowano na wykonanie 25 iteracji dla populacji liczącej 10 elementów (10 konfiguracji zmiennych decyzyjnych Z_i). Założono zmiany impedancji brzegowej w zakresie od $Z_{min} = 5 \cdot 10^4$ do $Z_{max} = 10^7$ $\text{Pa}\cdot\text{s}/\text{m}$. Do wyznaczania wartości p_{rms} zastosowano model uwzględniający sprzężenie między modami (1.18). Wartości kryteriów znormalizowano względem wartości maksymalnych kryteriów $K1_{max}$ i $K2_{min}$ zgodnie z procedurą opisaną w rozdziale 4.1. Na rys. 4.7 pokazano rozwiązania pareto-optimalne przy różnych położeniach źródła dźwięku, z wyszczególnionym rozwiązaniem (o) najbliższym punktowi utopii (o). Na rys. 4.8 przedstawiono układ impedancji na powierzchniach wewnętrznych w przypadku tego rozwiązania.



Rysunek 4.7: Rozwiązania pareto-optymalne, z wykorzystaniem funkcji odpowiedzi częstotliwościowej i położeniu źródła w punkcie: a) PT1, b) PT2, c) PT3.

4.3 Podsumowanie i najważniejsze wnioski

Wyniki optymalizacji przedstawione w podrozdziale 4.1 pokazują bardzo silny wpływ położenia i częstotliwości źródła na właściwości pola akustycznego oraz na możliwości optymalnego ich kształtowania. Przy wszystkich rozpatrywanych częstotliwościach i położeniach źródła (PT1, PT2, PT3, rys. 4.1, rys. 4.2, rys. 4.3) można wskazać taką, ich konfigurację, przy której możliwości kształtowania są bardzo duże oraz takie konfiguracje, przy których wpływ impedancji powierzchni brzegowych jest niewielki. Oznacza to, że przy pewnych położeniach i częstotliwościach źródła, mimo zastosowania maksymalnych wartości impedancji z danego zakresu na wszystkich powierzchniach, efekt redukcji ciśnienia akustycznego wewnątrz pomieszczenia jest niewielki (rys. 4.1 c), rys. 4.2 c), rys. 4.3 c)). Odmienny przypadek pokazano na rys. 4.1 b) oraz rys. 4.3 b). Uzyskano znaczący (około 80%) efekt redukcji wartości ciśnienia akustycznego przy 50% wartości nakładów. Wskazuje to na konieczność badania możliwości kształtowania pola akustycznego



Rysunek 4.8: Rozwiązanie pareto-optymalne, z wykorzystaniem funkcji odpowiedzi częstotliwościowej, i położeniu źródła w punkcie: a) PT1, b) PT2, c) PT3 (najbliższe punktowi utopii).

w przypadku źródła harmonicznego, w zależności od jego położenia w obszarze oraz częstotliwości.

W podrozdziale 4.2 wykazano, że nieistotna staje się częstotliwość wymuszenia. Optymalizację przeprowadzono w trzech przypadkach położenia źródła. Na rys. 4.7 przedstawiono wyniki optymalizacji w założonym zakresie częstotliwości, które wskazują na dużo większy zakres i możliwości oddziaływania na pole akustyczne pomieszczenia, w porównaniu do źródła o dyskretnym widmie częstotliwości.

Za dużą zaletę obu zaprezentowanych metod optymalizacji, przy zastosowaniu algorytmów genetycznych należy uznać uzyskiwanie wprost rozwiązania pareto-optimalnego. Decyzję o wyborze odpowiedniego rozwiązania podejmuje się arbitralnie. Przykłady wyboru indywidualnych rozwiązań pokazano na rys. 4.4, 4.5, 4.6 oraz 4.8. Jest to odmienne sformułowanie problemu i metody poszukiwania rozwiązań optymalnych niż prezentowane w pracach [9, 29, 47, 77, 80].

Rozdział 5

Optymalizacja w obiekcie rzeczywistym

5.1 Założenia i zakres stosowalności

Optymalizację rozmieszczenia materiału dźwiękochłonnego przeprowadzono w rzeczywistym pomieszczeniu o wymiarach i warunkach brzegowych opisanych w dodatku A. Jako materiał absorbujący wykorzystano piankę melaminową o następujących parametrach: gęstość objętościowa $\rho = 8.21 \text{ kg/m}^3$, oporność właściwa przepływu powietrza $r = 1303.1 \text{ Pa} \cdot \text{s/m}^2$. Istnieje wiele rodzajów materiałów porowatych, o zróżnicowanej strukturze, których właściwości absorpcyjne wynikają z rodzaju szkieletu (np. wełna mineralna, włókno szklane, pianka porowata) oraz procesów zachodzących w porach [84, 42, 12, 43, 19, 88, 59]. Do badań zastosowano materiał porowaty, charakteryzujący się zespoloną właściwą impedancją akustyczną o dodatniej części rzeczywistej i ujemnej części urojonej. W celu wyznaczenia wartości impedancji właściwej porowatego materiału absorpcyjnego o znanej oporności przepływu powietrza, zastosowano model empiryczny Delany-Bazley'a [50, 57, 35] w postaci:

$$Z_c = \rho_0 c \left\{ 1 + 0.0571 \left(\frac{\rho_0 f}{r} \right)^{-0.754} - j0.087 \left(\frac{\rho_0 f}{r} \right)^{-0.732} \right\}, \quad (5.1)$$

$$k_c = \frac{\omega}{c} \left\{ 1 + 0.0978 \left(\frac{\rho_0 f}{r} \right)^{-0.7} - j0.189 \left(\frac{\rho_0 f}{r} \right)^{-0.595} \right\}. \quad (5.2)$$

Zakres stosowalności modelu określa zależność: $10 \leq f/r \leq 1000$, gdzie częstotliwość f wyrażone jest w Hz , a oporność właściwa r w $\text{g/cm}^3 \cdot \text{s}$, lub dla wartości niemianowanych zależność: $0.01 \leq \rho_0 \cdot f/r \leq 1$, gdzie f , r oraz gęstość powietrza ρ_0 wyrażona w jednostkach SI. Można zatem stosować wyżej opisany model w przypadku materiału o oporności właściwej przepływu powietrza $r = 1303.1$

$Pa \cdot s/m^2$ oraz gęstości $\rho_0 = 1.25 \text{ kg}/m^3$ w zakresie częstotliwości $f = 50 \div 500 \text{ Hz}$, gdyż w tych warunkach czynnik $\rho_0 \cdot f/r \in \langle 0.048 \quad 0.48 \rangle$. W przypadku zastosowanego materiału absorpcyjnego, powierzchniową impedancję akustyczną wyznaczano z zależności (2.9) (punkt 2.2.1).

Optymalizację przeprowadzono zgodnie z procedurą przedstawioną w rozdziale 4.1 w przypadku źródła o dyskretnym widmie i określonej mocy (Dodatek C). Ze względu na zastosowanie materiału o impedancji zespolonej oraz przewidywanym zróżnicowanym jej rozkładem na powierzchniach wewnętrznych pomieszczenia, do obliczania wartości kryterium akustycznego p_{rms} według zależności (2.22), wykorzystano model ze sprzężeniem między modami opisany za pomocą równania (1.17).

5.2 Wyniki optymalizacji

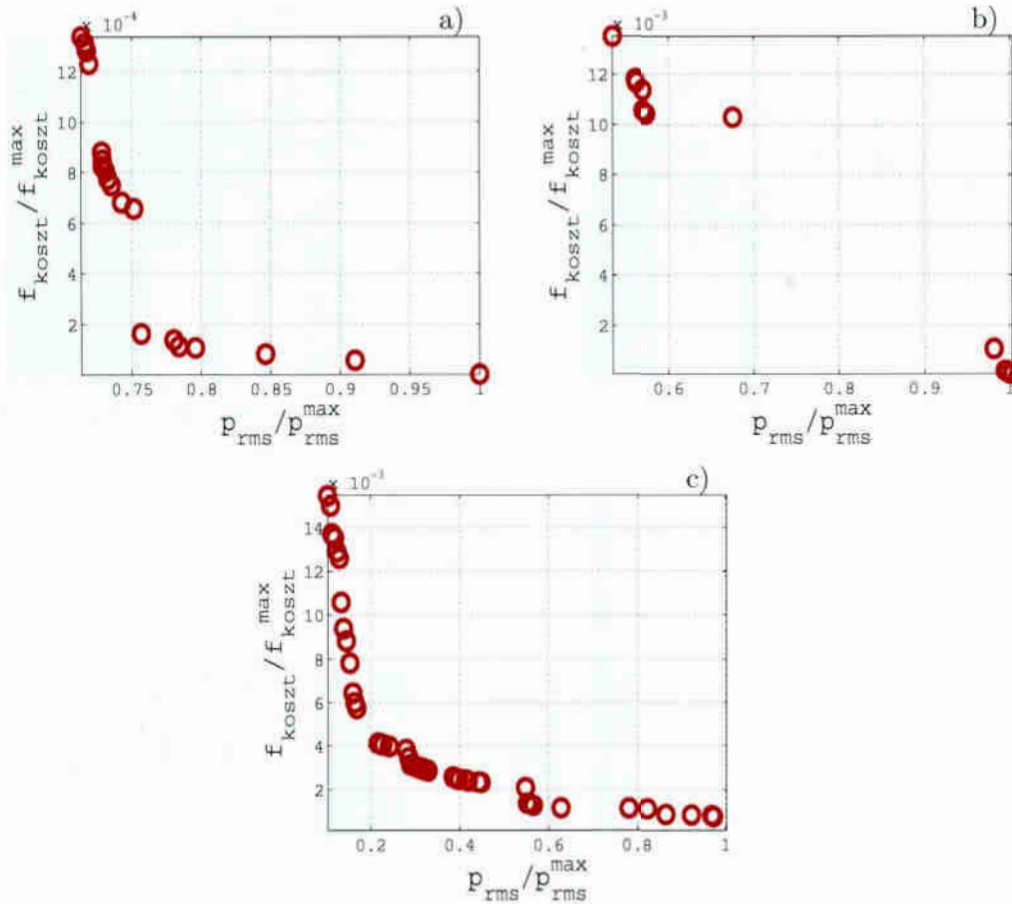
Ze względu na możliwość stosowania w badaniach materiału absorpcyjnego tylko o określonych grubościach d ($0.03m$ i $0.06m$), impedancja Z_i jest funkcją grubości warstwy materiału absorpcyjnego d_i na powierzchni i . Zmienne decyzyjne przyjmują wtedy postać $Z_i = Z(d_i)$, gdzie $d_i = 0$ lub 0.03 lub 0.06 , a zmodyfikowana funkcja celu opisana jest zależnością:

$$f(Z_i(d_i)) = [p_{rms}, f_{koszt}]^T \quad . \quad (5.3)$$

Zmodyfikowano również funkcję kosztów (4.2), wprowadzając współczynnik 100 przy wadze w_3 , która odpowiadała powierzchni nr 3 (podłoga pomieszczenia, rys. A.1, dodatek A). W tym przypadku warunek $\sum w_i = 1$ nie był spełniony. Preferowano zatem rozwiązania pareto-optymalne, które wykluczały pokrycie powierzchni nr 3 materiałem absorpcyjnym. Algorytm zaprogramowano na wykonanie 50 iteracji dla populacji liczącej 100 elementów. Powyższe wartości przyjęto biorąc pod uwagę rozmiar dziedziny zmiennych decyzyjnych, która nie była tak liczna, jak w poprzednio opisanych przypadkach optymalizacji. Wybrano trzy położenia (PT1, PT2, PT3) źródła o dyskretnym widmie, $100Hz$, $250Hz$ oraz $300Hz$. Wyniki optymalizacji przedstawiono na rys. 5.1. Wartości p_{rms} znormalizowano względem ciśnienia średnio kwadratowego p_{rms}^{max} w pomieszczeniu niemodyfikowanego akustycznie tj. bez zastosowania materiału absorpcyjnego. Wartości f_{koszt} znormalizowano względem kosztów maksymalnych f_{koszt}^{max} , które odpowiadały kosztom pokrycia materiałem o maksymalnej grubości $0.06m$ wszystkich powierzchni.

Z analizy przedstawionych rozwiązań wynika zróżnicowana możliwość wpływania na pole akustyczne w zależności od położenia i częstotliwości źródła. Podobnie jak w przypadku impedancji rzeczywistych [2], także przy impedancjach o wartościach zespolonych należy brać pod uwagę zakres i opłacalność stosowania materiałów absorpcyjnych w celu redukcji oddziaływania źródeł wibroakustycznych, w zależności od ich usytuowania oraz częstotliwości. Na podstawie

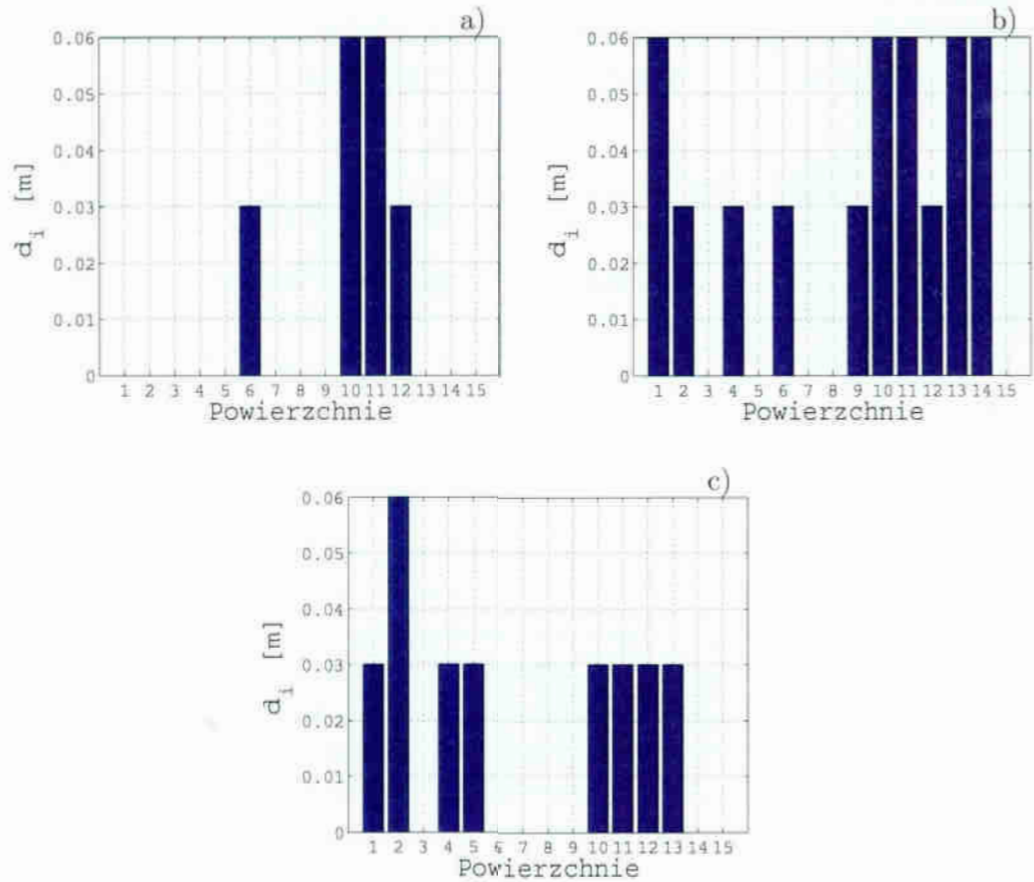
rys. 5.1 można wnioskować, że spośród rozwiązań pareto-optimalnych, we wszystkich rozważanych konfiguracjach (usytuowanie i częstotliwość źródła), należy brać pod uwagę te rozwiązania, dla których p_{rms} przyjmuje minimalne wartości. We wszystkich badanych przypadkach usytuowania źródła dźwięku, funkcja kosztów f_{koszt} wprawdzie osiąga dla nich największe wartości, ale relatywnie małe w stosunku do f_{koszt}^{max} . W ten sposób określić można maksymalny dopuszczalny (optimalny) nakład, który może być poniesiony.



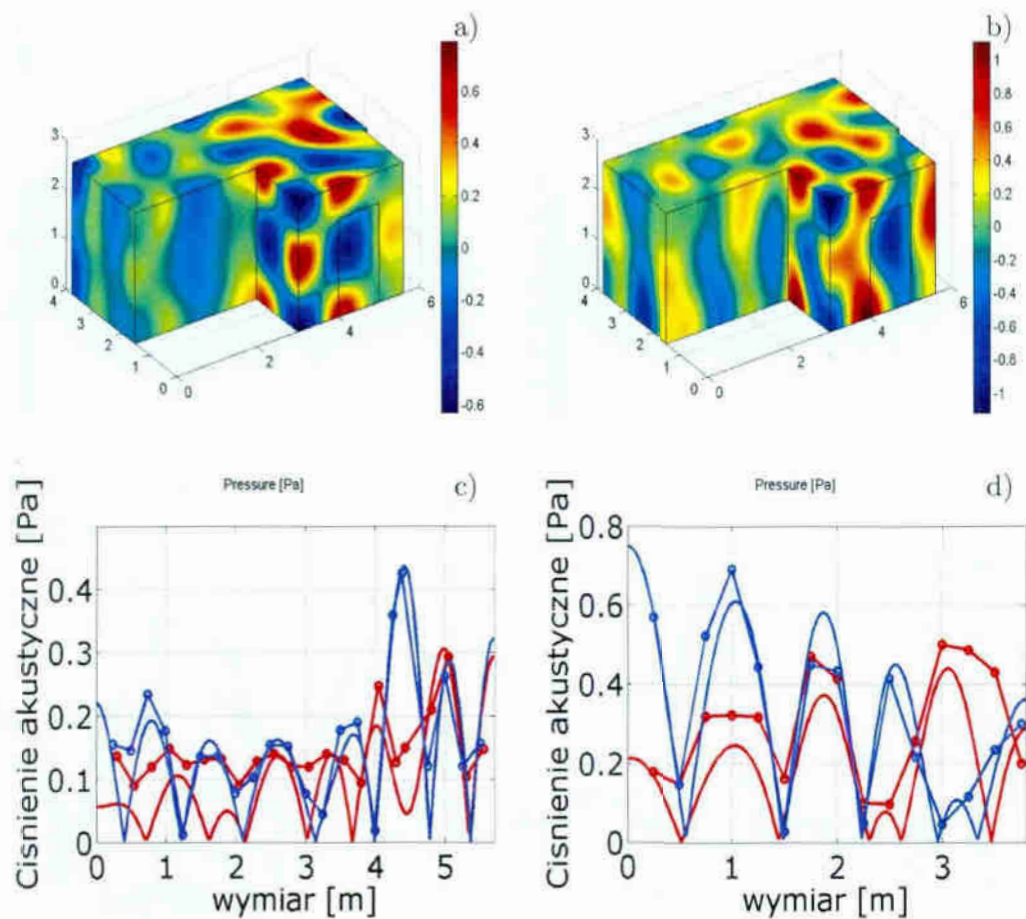
Rysunek 5.1: Rozwiązania pareto-optimalne, w przypadku źródła o widmie dyskretnym usytuowanego w punkcie: a) PT1 o częstotliwości 250Hz , b) PT2 o częstotliwości 100Hz , c) PT3 o częstotliwości 300Hz .

Na rys. 5.2 zilustrowano wartości grubości materiału absorpcyjnego d_i oraz jego rozmieszczenie na poszczególnych powierzchniach uzyskane w przypadku rozwiązań, dla których kryterium akustyczne p_{rms} osiągnęło minimalne wartości przy wybranych trzech konfiguracjach usytuowania i częstotliwości źródła. W wytypowanych przypadkach rozmieszczenia materiału na powierzchniach wewnętrznych pomieszczenia, przeprowadzono pomiary w tych samych osiach OD i OK (rys. A.3), jak w pomieszczeniu nieoptymalizowanym (podrozdział 3.2).

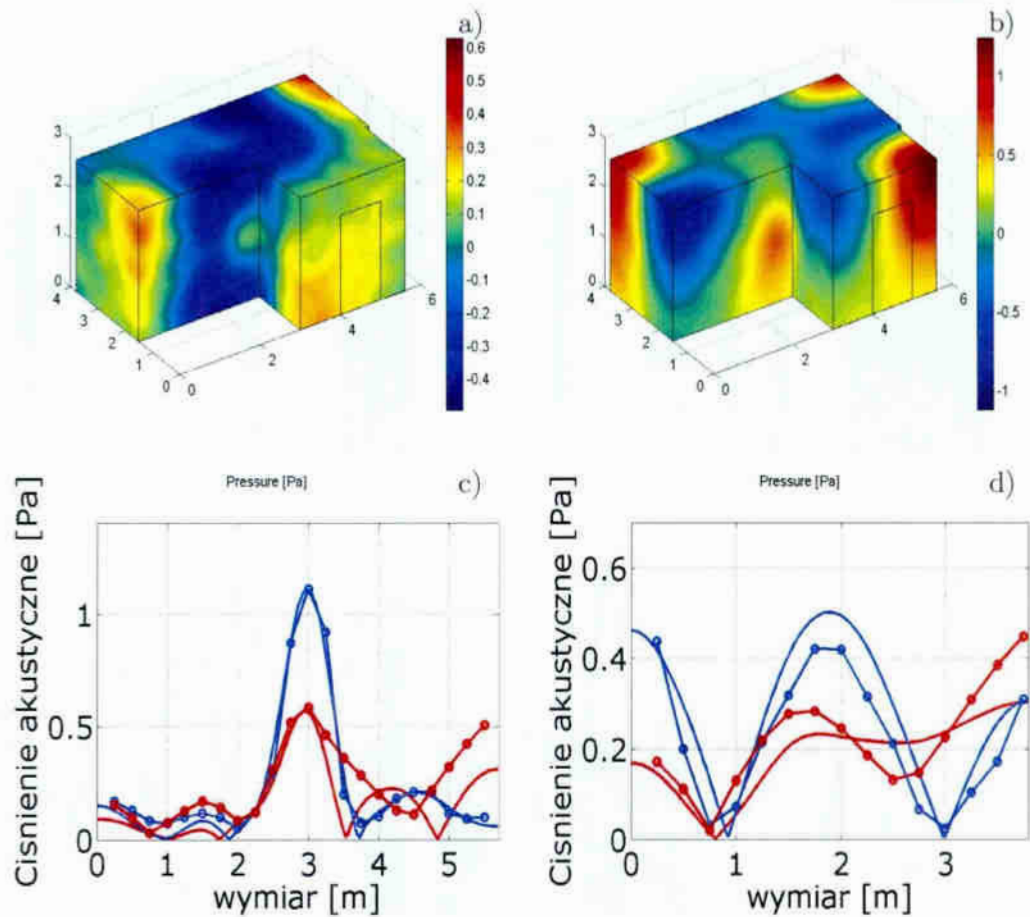
Na rys. 5.3, rys. 5.4 oraz rys. 5.5 przedstawiono wyniki pomiarów oraz wyniki uzyskane za pomocą modelu analitycznego w pomieszczeniu przed i po optymalizacji właściwości akustycznych. Ze względu na fakt, że wartość p_{rms} związana jest z całym obszarem wewnątrz badanego obiektu, przedstawiono również rozkłady ciśnienia akustycznego całego wnętrza otrzymane z symulacji. Wyniki pomiarów oraz symulacji w osiach potwierdzają wystarczającą dokładność modelu, a w konsekwencji adekwatności wyników optymalizacji.



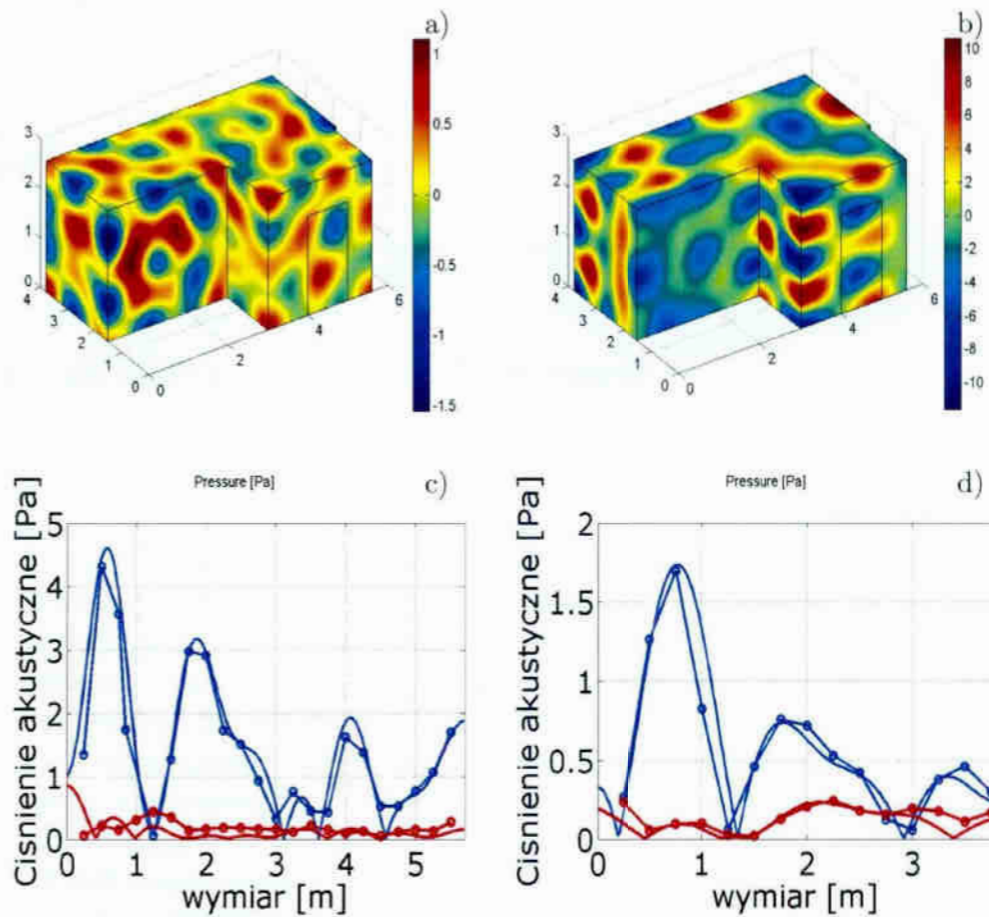
Rysunek 5.2: Wartości grubości materiału d_i oraz jego rozmieszczenie w przypadku rozwiązania parto-optymalnego przy $p_{rms} = \min$ i źródła o widmie dyskretnym usytuowanego w punkcie: a) PT1 o częstotliwości 250Hz ; b) PT2 o częstotliwości 100Hz ; c) PT3 o częstotliwości 300Hz .



Rysunek 5.3: Rozkład ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu a) po optymalizacji oraz b) przed optymalizacją właściwości akustycznych. Wartości ciśnienia akustycznego wzdłuż osi c) dłuższej OD oraz d) krótszej OK pomieszczenia przy źródle o częstotliwości 250Hz w punkcie PT1. ('—') - model, symulacja pomieszczenia nieoptymalizowanego; ('—') - model, symulacja pomieszczenia optymalizowanego; ('o') - pomiar w pomieszczeniu nieoptymalizowanym; ('o') - pomiar w pomieszczeniu optymalizowanym.



Rysunek 5.4: Rozkład ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu a) po optymalizacji oraz b) przed optymalizacją właściwości akustycznych. Wartości ciśnienia akustycznego wzdłuż osi c) dłuższej OD oraz d) krótszej OK pomieszczenia przy źródle o częstotliwości 100Hz w punkcie PT2. ('—') - model, symulacja pomieszczenia nieoptymalizowanego; ('—') - model, symulacja pomieszczenia optymalizowanego; ('-o-') - pomiar w pomieszczeniu nieoptymalizowanym; ('-o-') - pomiar w pomieszczeniu optymalizowanym.



Rysunek 5.5: Rozkład ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu a) po optymalizacji oraz b) przed optymalizacją właściwości akustycznych. Wartości ciśnienia akustycznego wzdłuż osi c) dłuższej OD oraz d) krótszej OK pomieszczenia przy źródle o częstotliwości 300Hz w punkcie PT3. ('—') - model, symulacja pomieszczenia nieoptymalizowanego; ('—') - model, symulacja pomieszczenia optymalizowanego; ('-o-') - pomiar w pomieszczeniu nieoptymalizowanym; ('-o-') - pomiar w pomieszczeniu optymalizowanym.

Rozdział 6

Zakończenie

6.1 Wnioski końcowe i podsumowanie

Udowodniono słuszność pierwszej postawionej w pracy tezy, dokonując następujących rozważań.

- Z analizy literaturowej w podrozdziale 1.2, określono zakres słuszności postawionej tezy w zakresie niskich częstotliwości oraz warunków brzegowych. Potwierdzono, że poniżej częstotliwości granicznej w przypadku impedancji brzegów o wartościach porównywalnych z materiałami powszechnie stosowanymi np. w budownictwie, w obszarach zamkniętych można modelować pole wykorzystując analizę modalną. Zgodnie z jej założeniami, wartości pola wibroakustycznego w każdym jego punkcie są sumą iloczynów amplitud modalnych oraz odpowiednich funkcji własnych obszaru zamkniętego. W założonym zakresie pracy, funkcje te są funkcjami obszaru zamkniętego o powierzchniach doskonale odbijających (zerowe warunki brzegowe Neumanna). Takie funkcje są zależne tylko od kształtu obszaru.
- W rozdziale 2 wykazano, że amplitudy modalne przyjmują charakterystyczny kształt oraz wartości w zależności od charakteru wymuszenia, jego częstotliwości, usytuowania źródła wewnątrz obszaru i przede wszystkim warunków brzegowych. Przy niezmienności funkcji własnych amplitudy modalne są czynnikiem charakteryzującym w pełni właściwości obszaru wraz ze źródłem.
- Potwierdzono możliwość wykorzystania w modelu analitycznym, opartym na analizie modalnej, niezmiennych funkcji własnych obszaru o powierzchniach doskonale odbijających. W rozdziale 3, dokonano porównania z modelem opartym na metodzie MES oraz pomiarami.

Słuszność tezy drugiej udowodniono za pomocą następujących rozważań.

- Wykorzystując ortogonalność funkcji własnych, wykazano możliwość wykorzystania amplitud modalnych do określenia właściwości pola bez konieczności przeprowadzania obliczeń jego wartości w każdym punkcie. Wartość średniej kwadratowej ciśnienia p_{rms} jest odzwierciedleniem właściwości akustycznych pola wewnątrz obszaru zamkniętego. Właściwość tę zastosowano w przypadku obszarów zamkniętych ze źródłem zaburzeń o jednej częstotliwości, jak i do analizy w pewnym zakresie częstotliwości, poprzez wyznaczenie funkcji odpowiedzi częstotliwościowej obszaru, przedstawionej w podrozdziale 3.3.
- Jeżeli wystąpi konieczność wyznaczenia wartości pola w całym obszarze lub jego części, to model analityczny pozwala na obliczenia znacznie szybsze niż modele wykorzystujące MES [8]. Szybkość obliczeń wynika z faktu korzystania z jednokrotnie wyznaczonych funkcji własnych obszaru. Dotyczy to współczynników tłumienia r_n (1.15) oraz sprzężenia r_{rn} (1.19), funkcji źródła Q_n (1.15) jak i wartości pola w każdym z punktów obszaru (1.10).
- Jednocześnie z rozważań przedstawionych w rozdziale 3 wynikała silna zależność amplitud modalnych od usytuowania powierzchni brzegowej obszaru zamkniętego. Stwierdzono, że powierzchnie w różny sposób wpływają na wartości i kształt amplitud modalnych. W podrozdziale 2.3 zaproponowano statystyczną metodę określania istotności poszczególnych powierzchni, która umożliwiła ograniczenie ilości rozważanych czynników w procesie optymalizacji.

Z wyżej wymienionych powodów wynika możliwość znacznego ograniczenia kosztów obliczeniowych, które trzeba ponieść przy wyznaczaniu wartości funkcji celu, z kryterium opartym na wartościach amplitud modalnych określających właściwości pola akustycznego.

Utylitarnym rezultatem pracy jest opracowany schemat postępowania podczas adaptacji pomieszczeń, w których znajdują się, lub planuje się umieścić źródła wibroakustyczne emitujące harmoniczne (z dominującą w widmie częstotliwością) lub pasmowe zaburzenie. W stanie ustalonym i niskich częstotliwościach, można zastosować metodykę optymalizacji rozmieszczenia materiału absorpcyjnego na brzegach obszaru zamkniętego zaprezentowaną w niniejszej pracy. Algorytm optymalizacji zilustrowano za pomocą schematu przedstawionego na rys. 6.1.

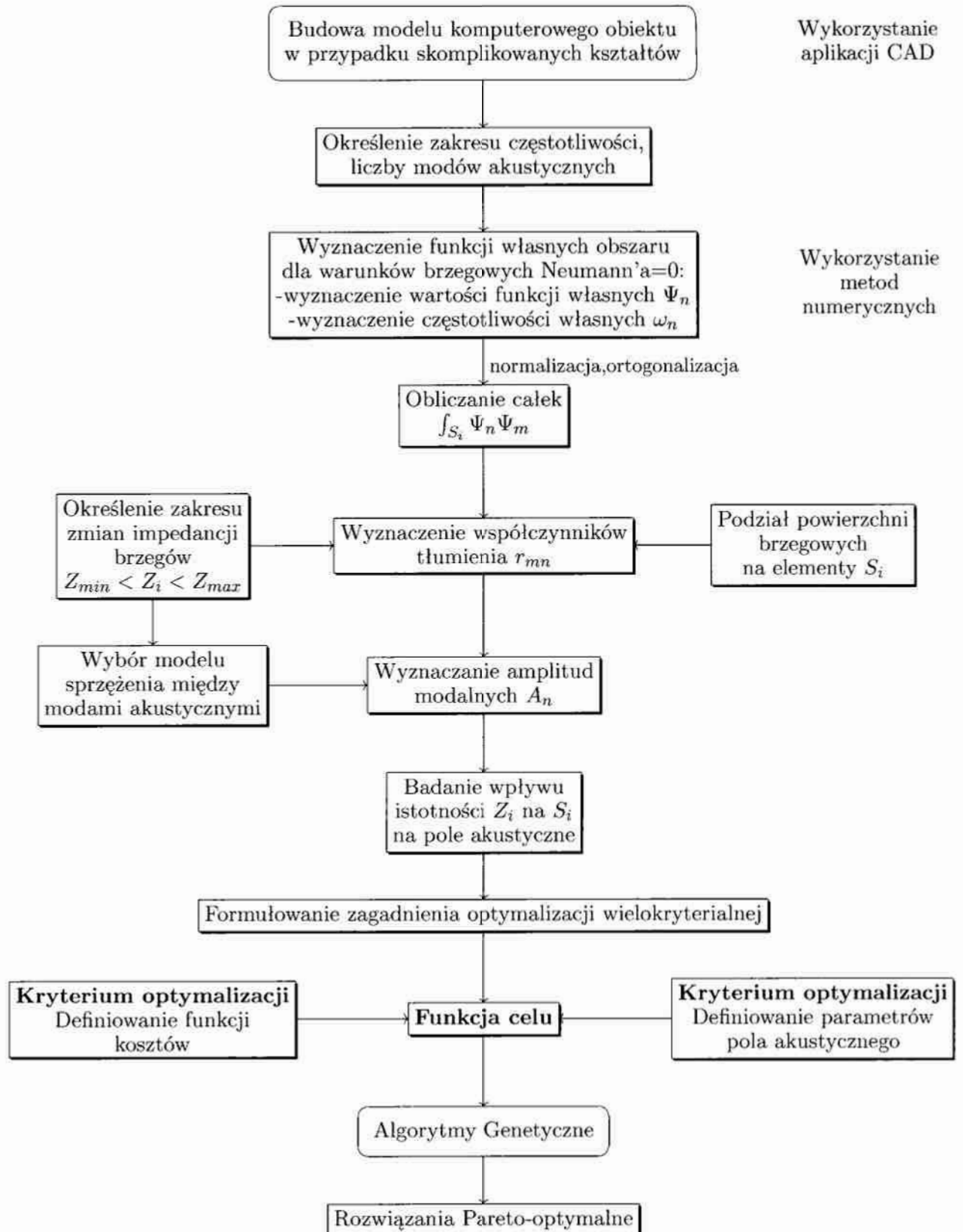
Stwierdzono, że wpływ impedancji poszczególnych powierzchni brzegowych oraz jej rodzaju na wartości pola akustycznego sprawia, że funkcja celu oparta na tym kryterium jest silnie nieliniowa i niemonotoniczna. Dodatkowo, w przypadku obszarów o dużej liczbie rozważanych powierzchni, nawet przy zastosowaniu metody określania ich istotności, liczba zmiennych decyzyjnych w procesie

optymalizacji zazwyczaj jest duża. Stąd do poszukiwania minimum funkcji celu wybrano metody ewolucyjne, a w szczególności algorytm genetyczny [3].

6.2 Perspektywy dalszych badań

Z przeprowadzonych w pracy analiz i rozważań wynikają następujące dwa perspektywiczne kierunki dalszych badań, które mogłyby być podjęte przez autora.

1. Opracowany w pracy model mógłby być zastosowany do analizy stanów nieustalonych pola akustycznego w obszarach zamkniętych oraz do badania możliwości wpływania na ich przebieg i czas trwania. Badanie stanów nieustalonych z zastosowaniem analizy falkowej umożliwiłoby przeprowadzenie analizy sygnałów akustycznych w dziedzinie czasu i częstotliwości [6, 13, 18, 20, 51, 83], w przeciwieństwie do analizy Fouriera, która pokazuje jedynie zawartość poszczególnych tonów w sygnale. Za pomocą tej metody można by uzyskać informację o tym, kiedy pojawia się dana częstotliwość w widmie i czy jest ona obecna w całym badanym przedziale czasu. Ponadto, w wyniku analizy falkowej otrzymujemy wykres wartości tzw. współczynników falkowych określający dopasowanie, korelację pewnej funkcji (falki macierzystej) z sygnałem analizowanym (zmianami ciśnienia akustycznego w czasie). Można dzięki temu określić częstotliwości składowe sygnału oraz moment pojawienia się i zaniku składowej w analizowanym sygnale. Częstotliwość określają wartości współczynników skalujących falkę macierzystą (skala falki - dziedzina częstotliwości), a umiejscowienie falki w czasie określają współczynniki przesunięcia (dziedzina czasu). Wstępne badania i symulacje, przeprowadzone przez autora, wykazały przydatność tej metody analizy w przypadku stanów nieustalonych pola akustycznego obszaru ograniczonego z zaburzeniem wibroakustycznym.
2. Opracowany w pracy model matematyczny mógłby być zastosowany do optymalizacji typologicznej obszarów ograniczonych. Ten rodzaj optymalizacji został dotychczas zastosowany w stosunkowo niewielkiej liczbie problemów związanych z propagacją fali akustycznej, a stosowano go najczęściej do rozwiązywania podstawowych zagadnień akustyki [61, 60, 24]. Optymalizację typologiczną zagadnień zbliżonych do podejmowanych w niniejszej pracy można znaleźć w pracy [37], w której modyfikowano kształt obszaru. Problem optymalizacji typologicznej rozmieszczenia materiału absorpcyjnego na ścianach obszaru zamkniętego rozważano w pracy [48], gdzie do wyznaczenia wartości ciśnienia pola akustycznego zastosowano metodę elementów skończonych. Zastosowanie przedstawionego w pracy modelu analitycznego pozwoliłoby na przeprowadzenie szerszej analizy i znaczne skróce-



Rysunek 6.1: Metodyka optymalizacji rozmieszczenia materiału absorpcyjnego na brzegach obszaru zamkniętego ze źródłem wibroakustycznym.

nie czasu obliczeń z zachowaniem dostatecznej dokładności wyników optymalizacji.

Bibliografia

- [1] D. Augustyńska A. Kaczmarek. *Ograniczenie hałasu niskoczęstotliwościowego w kabinach przemysłowych*. Wydawnictwo Centralnego Instytutu Ochrony Pracy, Warszawa, 1999. [cytowanie na str. 5]
- [2] T.Krzyżyński A.Błażejowski. Multi-objective optimization of the acoustic impedance distribution for room steady state sound field condition. *Vibrations in Physical Systems*, XXIV, 2010. str. 57-62. [cytowanie na str. 79, 90]
- [3] T.Krzyżyński A.Błażejowski. Multi-objective optimization using genetic algorithm in room acoustics. *Logistyka*, 6/2010, 2010. str. 281-289. [cytowanie na str. 99]
- [4] J.S. Arora. *Introduction to Optimum Design*. Elsevier Academic Press, London, second edition, 2004. [cytowanie na str. 79]
- [5] L.L. Beranek. *Music, acoustics and architecture*. John Wiley and Sons Inc., New York, 1963. [cytowanie na str. 8]
- [6] J. T. Białasiewicz. *Falki i aproksymacje*. Wydawnictwo Naukowo Techniczne WNT, Warszawa, 2000. [cytowanie na str. 99]
- [7] M. Biot. Theory of propagation of elastic waves in a fluid-saturated porous solid. i. low-frequency range. *Journal of the Acoustical Society of America*, 28(2), 1992. str. 168-178. [cytowanie na str. 29]
- [8] R. Bolejko. *Modelowanie numeryczne pola akustycznego wewnątrz i na zewnątrz obszarów ograniczonych z uwzględnieniem impedancyjnych warunków brzegowych*. Politechnika Wroclawska, Wrocław, Styczeń 2004. Praca doktorska. [cytowanie na str. 98]
- [9] O.J. Bonello. A new criterion for the distribution of normal room modes. *Journal Audio Engineering Society*, 29, 1981. str. 597-605. [cytowanie na str. 87]
- [10] M. Majewski C. Cempel. A simple method for identification of noise sources and sound determination of plant room properties. *Summer Workshop of Identification of Sound Sources and Sound Propagation Paths*, July 1981. [cytowanie na str. 7]
- [11] Z. Stepniak C. Cempel. Noise and vibration of new ball bearings. *Patterns of Tribology*, Wrzesień 1979. str. 425-433. [cytowanie na str. 4]

- [12] N. Attala C. Langlois, R. Panneton. Polynomial relations for quasi-static mechanical characterization of isotropic poroelastic materials. *Journal of the Acoustical Society of America*, 110(6), 2001. str. 3032-3040. [cytowanie na str. 89]
- [13] H. Guo C. S. Burrus, R. A. Gopinath. *Introduction to wavelets and wavelets transforms - a primer*. Prentice Hall Inc., New Jersey, 1998. [cytowanie na str. 99]
- [14] C. Cempel. *Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn*. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne WNT, Warszawa, 1982. [cytowanie na str. 1, 2, 3, 7]
- [15] C. Cempel. *Wibroakustyczna diagnostyka maszyn*. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 1985. [cytowanie na str. 1, 2, 3, 7]
- [16] C. Cempel. *Wibroakustyka stosowana*. Państwowe Wydawnictwo Naukowe PWN, Poznań, 1988. [cytowanie na str. 1, 2, 3, 4, 5, 6]
- [17] N. Curle. The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound. *Proceedings of the Royal Society of London*, 231(1187), Wrzesień 1955. str. 505-514. [cytowanie na str. 6]
- [18] A. T. Walden D. B. Percival. *Wavelet Methods for Time Series Analysis*. Cambridge University Press, Cambridge, 2000. [cytowanie na str. 99]
- [19] J.F. Allard D. Lafarge, P. Lamariniere. Dynamic compressibility of air in porous structures at audible frequencies. *Journal of the Acoustical Society of America*, 102(4), 1997. str. 1995-2006. [cytowanie na str. 89]
- [20] I. Daubechies. *Ten Lectures on Wavelets*. Capital City Press, Montpellier, 1992. [cytowanie na str. 99]
- [21] P. Doak. Fluctuations of the sound pressure level in rooms when the receiver position is varied. *Acoustica*, 9(1), 1959. str.1-9. [cytowanie na str. 14]
- [22] F. Dong. On the identification of active contrasts in unreplicated fractional factorials. *Statistica Sinica*, (3), 1993. str. 209-217. [cytowanie na str. 45]
- [23] E. H. Dowell. Reverberation time, absorption, and impedance. *Journal of the Acoustical Society of America*, 64, 1978. str.181-191. [cytowanie na str. 10, 11, 13]
- [24] M. Berggren E. Wadbro. Topology optimization of an acoustic horn. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 196, 2006. str. 420-436. [cytowanie na str. 99]
- [25] G.F. Gorman III E.H. Dowell and D. A. Smith. Acoustoelasticity: General theory, acoustic natural modes and forced response to sinusoidal excitation, including comparisons with experiment. *Journal Sound and Vibration*, 52(4), 1977. str. 519-542. [cytowanie na str. 10]
- [26] Z. Engel. Współczesne kierunki zwalczania hałasu i wibracji. *Materiały konferencyjne NOT*, 1985. str. 1-38. [cytowanie na str. 4]
- [27] Z. Engel. *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa, wydanie drugie poprawione i uaktualnione edition, 2001. [cytowanie na str. 2, 3, 4, 5, 6, 7]

- [28] K. U. Ingard F. M. Morse. *Theoretical Acoustics*. McGraw-Hill Book Company, New York, 1968. [cytowanie na str. 8, 11, 26, 27]
- [29] C.L.S. Gilford. The acoustic design of talk studios and listening rooms. *Journal Audio Engineering Society*, 27, 1979. str. 17-31. [cytowanie na str. 87]
- [30] D.E. Goldberg. *Klasyka informatyki. Algorytmy genetyczne i ich zastosowania*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2003. [cytowanie na str. 79]
- [31] J.L. Goupy. *Methods for Experimental Design, Principles and Applications for Physicists and Chemists*. Elsevier, Amsterdam, 1993. str. 159-177, 421-427. [cytowanie na str. 43, 44]
- [32] J. Greń. *Modele i zadania statystyki matematycznej*. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa, wydanie trzecie edition, 1967. [cytowanie na str. 53, 54]
- [33] D. R. Whitney H. B. Mann. On a test of whether one of two random variables is stochastically larger than the other. *Annals of Mathematical Statistics*, 18, 1947. str. 50-60. [cytowanie na str. 54]
- [34] Y. Champoux J. F. Allard. New empirical equations for sound propagation in rigid frame fibrous materials. *Journal of the Acoustical Society of America*, 91, 1992. str. 3346-3353. [cytowanie na str. 29]
- [35] N. Atalla J.F. Allard. *Propagation of sound in porous media: modelling sound absorbing materials*. John Wiley and Sons, United Kingdom, second edition, 2009. [cytowanie na str. 89]
- [36] J.F. Burger J.P.A. Lochner. The intelligibility of reinforced speech. *Acustica*, 9, 1958. str. 31-38. [cytowanie na str. 8]
- [37] O. Sigmund J.S. Jensen. Systematic design of acoustic devices by topology optimization. *Twelfth International Congress on Sound and Vibration*, 2005. [cytowanie na str. 99]
- [38] S. Berczyński K. Chmielewski. *Statystyka matematyczna. Ćwiczenia laboratoryjne z wykorzystaniem pakietu Statistica PL*. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Szczecińskiej, Szczecin, 2002. [cytowanie na str. 53, 54]
- [39] B.L. Kacprzycki. *Planowanie eksperymenty. Podstawy matematyczne*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, 1974. [cytowanie na str. 43, 44]
- [40] L. Kukielka. *Podstawy badań inżynierskich*. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, 2002. [cytowanie na str. 43, 44, 58]
- [41] H. Kuttruff. *Room acoustics*. Applied Science Publishers, 1973. [cytowanie na str. 15]
- [42] F.X Bécot L. Jaouen ... K.V. Horoshenko, A. Khan. Reproducibility experiments on measuring acoustical properties of rigid frame porous media (round robin tests). *Journal of the Acoustical Society of America*, 122(1), 2007. str. 345-353. [cytowanie na str. 89]
- [43] A.B. Coppens J.V. Sanders L.E. Kinsler, A.R. Frey. *Fundamentals of acoustics*. John Wiley and Sons Inc., New York, London, fourth edition, 2000. [cytowanie na str. 11, 29, 89]

- [44] M. J. Lighthill. On sound generated aerodynamically. i. general theory. *Proceedings of the Royal Society of London*, 211(1107), Marzec 1952. str. 564-587. [cytowanie na str. 6]
- [45] H. Lilliefors. On the Kolmogorov-Smirnov test for normality with mean and variance unknown. *Journal of the American Statistical Association*, 62, June 1967. str. 399-402. [cytowanie na str. 53]
- [46] I. L. Vér L.L. Beranek. *Noise and vibration control engineering: principles and applications*. Wiley, New York, 1992. [cytowanie na str. 29]
- [47] M. M. Loudon. Dimension ratios of rectangular rooms with good distribution of eigentones. *Acustica*, 24, 1971. str. 101-104. [cytowanie na str. 87]
- [48] O. Sigmund M. B. Duhring, J. S. Jensen. Acoustic design by topology optimization. *Journal of Sound and Vibration*, 317, 2008. str. 557-575. [cytowanie na str. 99]
- [49] H.A. Marshall M. Barron. Spatial impression due to early reflections in concert halls. *Journal Sound Vibration*, 77(2), 1981. str. 211-232. [cytowanie na str. 8]
- [50] E. N. Bazley M. E. Delany. Acoustical properties of fibrous absorbent materials. *Applied Acoustics*, 3, 1970. str. 105-116. [cytowanie na str. 29, 89]
- [51] G. Oppenheim J.-M. Poggi M. Misiti, Y. Misiti. *Wavelet Toolbox For Use with MATLAB*. The MathWorks, 1996. [cytowanie na str. 99]
- [52] B. Rudno-Rudzińska M. Stawicka-Wałkowska. *Kształtowanie wnętrz urbanistycznych jako forma zabezpieczenia przed hałasem zewnętrznym*. Wydawnictwo Instytutu Techniki Budowlanej, Warszawa, 2000. [cytowanie na str. 6]
- [53] M. Meissner. Zastosowanie analizy modalnej do wyznaczania rozkładu pola akustycznego i czasu pogłosu w pomieszczeniu o złożonym kształcie. *50 Otwarte Seminarium z Akustyki, Gliwice*, 2003. str.110-113. [cytowanie na str. 8, 10, 11, 12]
- [54] M. Meissner. Sprzężenie pomiędzy modami własnymi pomieszczenia i jego wpływ na rozkład ciśnienia akustycznego w stanie ustalonym. *51 Otwarte Seminarium z Akustyki*, 2004. str.321-324. [cytowanie na str. 12]
- [55] M. Meissner. Computational studies of steady-state sound field and reverberant sound decay in a system of two coupled rooms. *Central European Journal of Physics*, 5(3), 2007. str. 293-312. [cytowanie na str. 13]
- [56] Z. Michalewicz. *Algorytmy genetyczne+struktury danych=programy ewolucyjne*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa, Wydanie trzecie 2003. [cytowanie na str. 79]
- [57] Y. Miki. Acoustical properties of porous materials - modifications of Delany-Bazley models. *Journal of the Acoustical Society of Japan*, 11(1), 1990. str. 19-28. [cytowanie na str. 89]
- [58] H. Kuttruff M.R. Schroeder. On frequency response curves in rooms. comparison of experimental, theoretical and monte carlo results for the average frequency spacing between maxima. *Journal of the Acoustical Society of America*, 34, 1962. str.76-80. [cytowanie na str. 14]

- [59] A. Cunningham N.C. Hilyard. *Low density cellular plastics—physical basis of behaviour*, volume 36. Chapman and Hall, London, 1995. [cytowanie na str. 89]
- [60] A. Gersborg-Hansen-R.B. Haber O. Sigmund, J.S. Jensen. Topology optimization in wave-propagation and flow problems. *International Seminar on Design and Optimal Modelling*, 2004. Warszawa. str. 45-54. [cytowanie na str. 99]
- [61] J.S. Jensen O. Sigmund. Design of acoustic devices by topology optimization. *Short Paper of the Fifth World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2003. Venice. str. 267–268. [cytowanie na str. 99]
- [62] C. I. Papadopoulos. Redistribution of the low frequency acoustic modes of a room: a finite element-based optimisation method. *Applied Acoustics*, 62, 2001. str.1267-1285. [cytowanie na str. 13]
- [63] D.B. Bliss P.L. Franzoni. A discussion of modal uncoupling and an approximate closed-form solution for weakly coupled systems with application to acoustics. *Journal of the Acoustical Society of America*, 103, 1998. str.1923-1932. [cytowanie na str. 12]
- [64] E.H. Dowell P.L. Franzoni. On the accuracy of modal analysis in reverberant acoustical systems with damping. *Journal of the Acoustical Society of America*, 97, 1995. str.687-690. [cytowanie na str. 12]
- [65] A. Popov. Genetic algorithms for optimization, programs for matlab, version 1.0. : <http://www.automatics.hit.bg>, 2005. [cytowanie na str. 79, 85]
- [66] C. Puzyna. *Zwalczanie hałasu w przemyśle. Zagadnienia wybrane*. Wydawnictwo Naukowo Techniczne WNT, Warszawa, 1974. [cytowanie na str. 7]
- [67] C. Puzyna. *Zwalczanie hałasu w przemyśle. Zasady ogólne*. Wydawnictwo Naukowo Techniczne WNT, Warszawa, 1974. [cytowanie na str. 7]
- [68] S.S. Rao. *Engeneering optimization*. John Wiley and Sons Inc., New York, 1996. [cytowanie na str. 79]
- [69] J. Renowski. *Hałasy i wibracje*. Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1976. [cytowanie na str. 4]
- [70] J.P. Burman R.L. Plackett. The design of optimum multifactorial experiments. *Biometrika*, 33, 1946. str. 305-325. [cytowanie na str. 43]
- [71] J.S. Arora R.T. Marler. Survey of multi-objective optimization methods for engineering. *Struct Multidisc Optim* 26, 2004. str. 369-395. [cytowanie na str. 79]
- [72] M. B. Wilk S. S. Shapiro. An analysis of variance test for normality (complete samples). *Biometrika*, 52(3-4), 1965. str. 591–611. [cytowanie na str. 53]
- [73] W.C. Sabine. *Collected Papers on Acoustics*. Harvard University Press, 1922. [cytowanie na str. 14]
- [74] J. Sadowski. *Akustyka w urbanistyce, architekturze i budownictwie*. Arkady, Warszawa, 1971. [cytowanie na str. 36]

- [75] M.R. Schroeder. Reverberation: Theory and measurement. *Journal of the Acoustical Society of America*, June 1994. Proceedings Wallace Clement Sabine Centennial Symposium, Distinguished Lecture 1 pAAa1. str.75-80. [cytowanie na str. 14]
- [76] M.R. Schroeder. The "Schroeder frequency" revisited. *Journal of the Acoustical Society of America*, 99(5), 1996. str.3240-3241. [cytowanie na str. 13, 14, 15]
- [77] M. R. AVIS T.J. COX, P. D'ANTONIO. Room sizing and optimization at low frequencies. *Journal Audio Engineering Society*, 52(6), June 2004. [cytowanie na str. 87]
- [78] P. Venkataraman. *Applied optimization with Matlab programming*. John Wiley and Sons Inc., New York, 2002. [cytowanie na str. 79]
- [79] P. Vogel. *Application of wave field synthesis in room acoustics*. Delft University of Technology, Delft, The Netherlands, 1993. PhD Thesis. [cytowanie na str. 8]
- [80] R. Walker. Optimum dimension ratios for small rooms. preprint 4191. *100th Convention of the Audio Engineering Society*, 5, 1996. [cytowanie na str. 87]
- [81] R.V. Waterhouse. Statistical properties of reverberant sound fields. *Journal of the Acoustical Society of America*, 43, 1968. str.1436-1444. [cytowanie na str. 14]
- [82] F. Wilcoxon. Individual comparisons by ranking methods. *Biometrics Bulletin*, 1, 1945. str. 80-83. [cytowanie na str. 54]
- [83] P. Wojtaszczyk. *Teoria falek*. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa, 2000. [cytowanie na str. 99]
- [84] J. M. Pagalday X. Sagartzazu, L. Hervella-Nieto. Review in sound absorbing materials. *Archives Computational Methods in Engineering*, 15(2), 2008. str. 311-342. [cytowanie na str. 29, 36, 89]
- [85] R. Tomiku Y. Takahashi, T. Otsuru. In situ measurement of absorption characteristics using two microphones and environmental „anonymous. [cytowanie na str. 29]
- [86] D.L. Massart Y. Vander Heyden, F. Questier. A ruggedness test strategy for procedure related factors : experimental set-up and interpretation. *Journal of Pharmaceutical and Biomedical Analysis*, 17, 1998. str. 153-168. [cytowanie na str. 43]
- [87] J. Smeyers-Verbeke B.G.M. Vandeginste D.L. Massart Y. Vander Heyden, A. Nijhuis. Guidance for robustness/ruggedness tests in method validation. *Journal of Pharmaceutical and Biomedical Analysis*, 24, 2001. str. 723-753. [cytowanie na str. 43, 44]
- [88] H.B. Kingsbury Y.K. Kim. Dynamic characterization of poroelastic materials. *Experimental Mechanics*, 19, 1979. str. 252-258. [cytowanie na str. 89]
- [89] M. Żyszkowski. *Podstawy elektroakustyki*. Wydawnictwo Naukowo Techniczne WNT, Warszawa, 1966. [cytowanie na str. 4]
- [90] J. Kowal Z. Engel. *Sterowanie procesami wibroakustycznymi*. Wydawnictwa AGH, Kraków, 1995. [cytowanie na str. 1]

Dodatki

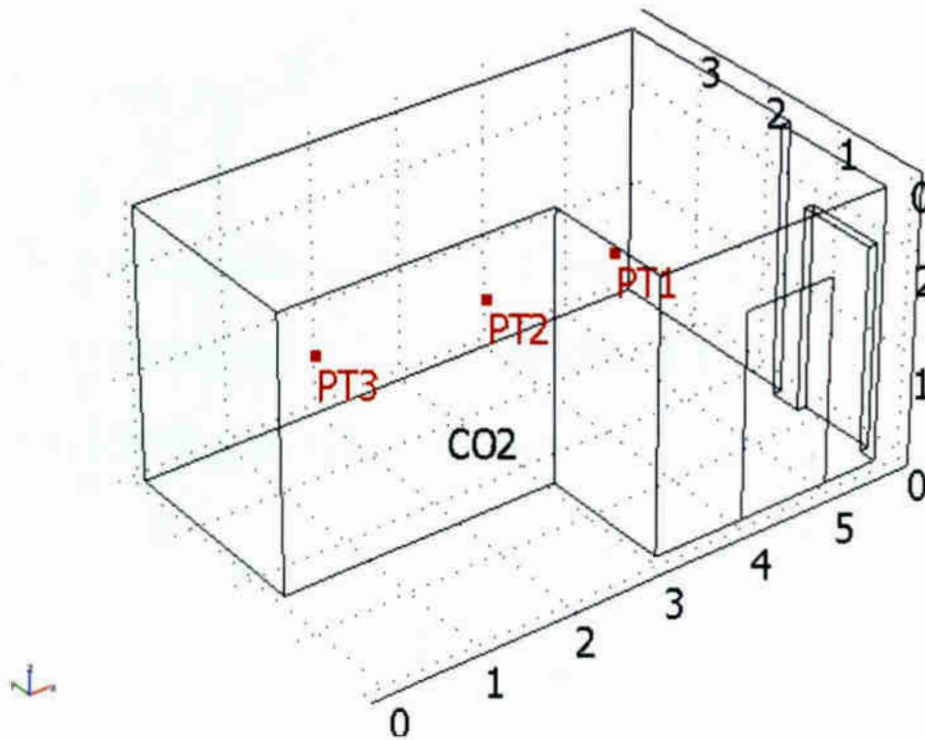
Dodatek A

Obiekt badany

Badania eksperymentalne, symulacyjne oraz optymalizację prowadzono w przypadku rzeczywistego pomieszczenia (rys. A.1), o 15 różnych powierzchniach brzegowych, łącznie stanowiących $84.96m^2$ oraz objętości $45.27m^3$. Wielkości i rodzaje powierzchni brzegowych wyszczególniono w tabeli A.1.

Numer powierzchni	Pole powierzchni [m^2]	Rodzaj powierzchni w pomieszczeniu
1	6.10	ściana - tynk na cegle
2	7.95	ściana - tynk na cegle
3	17.10	podłoga - twarda guma
4	17.02	sufit - beton
5	15.11	ściana - tynk na cegle
6	3.98	ściana - tynk na cegle
7	4.98	ściana - tynk na cegle
8	2.00	drzwi - twarde drzewo
9	2.01	ściana - tynk na cegle
10	0.20	ściana - tynk na cegle
11	0.01	ściana - tynk na cegle
12	0.20	ściana - tynk na cegle
13	0.27	ściana - tynk na cegle
14	1.78	drzwi - twarde drzewo
15	6.23	ściana - tynk na cegle

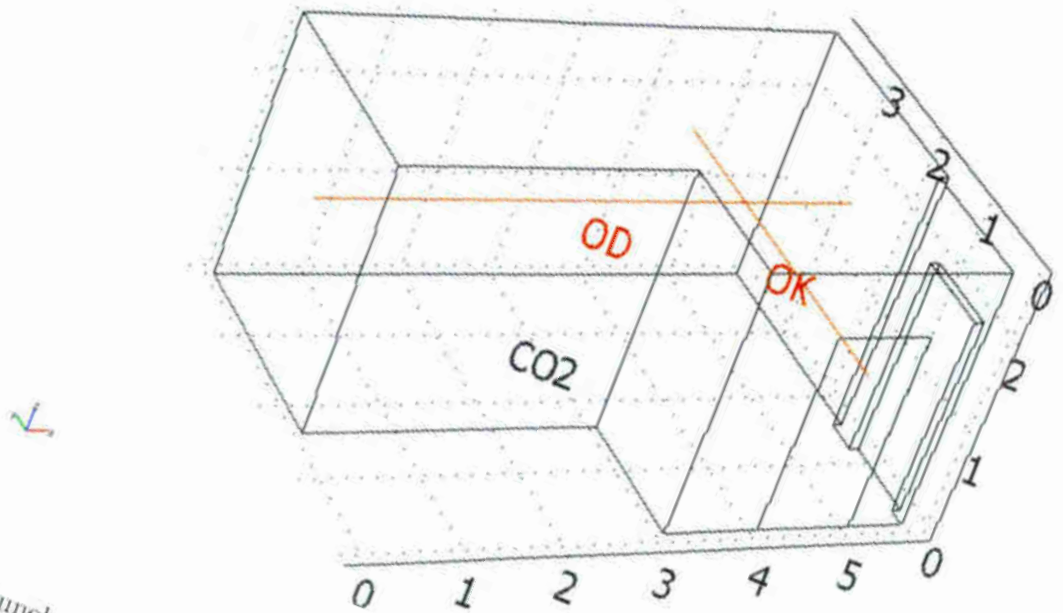
Tablica A.1: Rodzaje i wielkości powierzchni brzegowych badanego obiektu.



Rysunek A.2: Usytuowanie punktów PT rozmieszczenia harmonicznego źródła dźwięku w badanym obiekcie.

Współrzędne punktów PT1, PT2 oraz PT3, których usytuowanie pokazano na rys. A.2:

- PT1 - $x = 4.5m$, $y = 2.51m$, $z = 1.31m$;
- PT2 - $x = 3.0m$, $y = 2.52m$, $z = 1.33m$;
- PT3 - $x = 1.08m$, $y = 2.51m$, $z = 1.43m$.



Rysunek A.3: Usytuowanie osi pomiarowych OD i OK w badanym obiekcie.

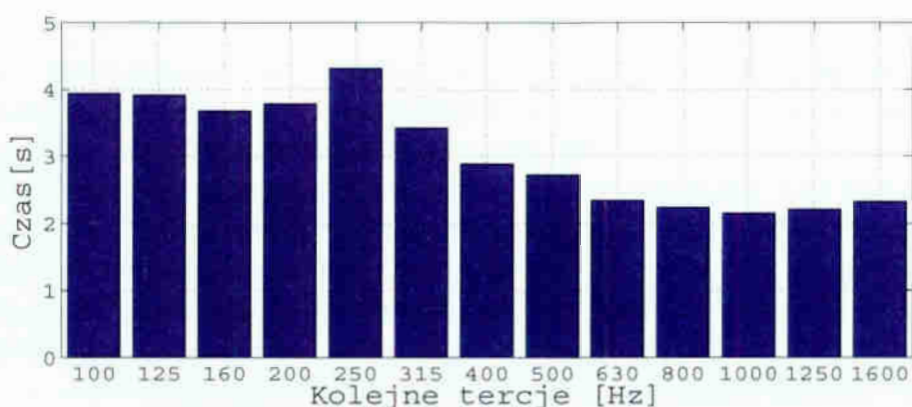
Współrzędne punktów wyznaczające osie OD i OK pokazane na rys. A.3:

- oś dłuższą OD wyznaczają punkty: $(x = 0, y = 2.6m, z = 1.6m)$ oraz $(x = 5.7m, y = 2.6m, z = 1.6m)$,
- oś krótszą OK wyznaczają punkty: $(x = 4.5m, y = 0, z = 1.6m)$ oraz $(x = 4.5m, y = 3.8m, z = 1.6m)$,

Dodatek B

Określenie częstotliwości granicznej (Schroedera) badanego obiektu

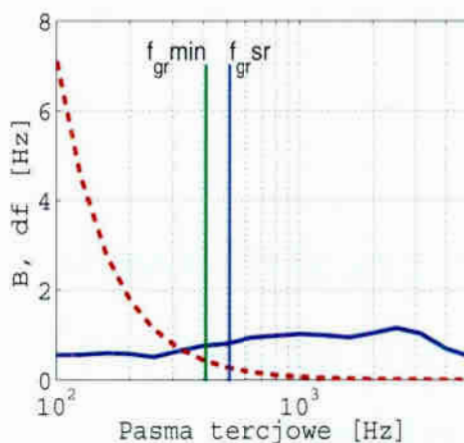
W celu określenia częstotliwości granicznej badanego pomieszczenia (Dodanek A) wyznaczono eksperymentalnie, za pomocą integralnej aplikacji zaimplementowanej w systemie Pulse, średni czas pogłosu (rys. B.1) przy kolejnych częstotliwościach tercjowych. Na tej podstawie na rys. B.2 przedstawiono wartości szeroko-



Rysunek B.1: Średni czas pogłosu dla kolejnych częstotliwości tercjowych.

ści pasm modalnych B , wyznaczonych z zależności (1.22) dla czasu pogłosu w pasmach tercjowych oraz średnie odległości między kolejnymi modami df , wyznaczone z zależności (1.21) w przypadku środkowych częstotliwości tercjowych.

Zaznaczono częstotliwości graniczne określone zależnością (1.23), w przypadku średniego oraz maksymalnego czasu pogłosu.



Rysunek B.2: Wartości szerokości pasm modalnych B (linia —), średnie odległości między modami df (linia - -) oraz częstotliwości graniczne $f_{gr\ max}$ przy maksymalnym czasie pogłosu i $f_{gr\ sr}$ przy średnim czasie pogłosu.

Maksymalną częstotliwość graniczną 617Hz , uzyskano w przypadku maksymalnego czasu pogłosu $4,3\text{s}$ tj. piątego pasma tercjowego o częstotliwości środkowej 250Hz . Średnią częstotliwość graniczną 512Hz uzyskano dla czasu pogłosu 3s . Pokazany na rys. B.1 zakres częstotliwości granicznych sugeruje występowanie nieostrej, płynnej granicy między częstotliwościami niskimi i wysokimi (zakres modalny i pogłosowy). Oznacza to występowanie pewnego pasma częstotliwości, w którym pole akustyczne zmienia swój charakter ze stochastycznego, w zakresie częstotliwości wysokich, na deterministyczny w zakresie częstotliwości niskich. Między maksymalną, a średnią częstotliwością graniczną leży „obszar”, w którym na szerokość pasma modalnego przypada od 2,9 (dla $f_{gr\ sr}$), do 4,7 (dla $f_{gr\ max}$) częstotliwości rezonansowych. Spełnia on więc tylko w pobliżu $f_{gr\ sr}$ kryterium 3 częstotliwości rezonansowych na szerokość pasma modalnego. Punkt przecięcia się krzywych wyznacza częstotliwość, przy której szerokość pasma modalnego równa się średniej odległości między modami. W przypadku badanego obiektu, częstotliwość do 500Hz jest „bezpieczną” granicą stosowania metody falowej, a więc i założeń analizy modalnej.

Dodatek C

Wyznaczanie mocy akustycznej badanego źródła dźwięku (PN-EN ISO 3744)

C.1 Kwalifikacja akustyczna środowiska badawczego

Rozpatrywano pomieszczenie o kształcie prostopadłościanu o wymiarach: szerokość - $5m$, długość - $5.5m$ i wysokości - $3.2m$. W przypadku tego pomieszczenia przyjęto średni współczynnik pochłaniania $\alpha_r = 0.1$. Chłonność pomieszczenia obliczona metodą przybliżoną z zależności $A = \alpha_{Sr} \cdot S_V$ wynosi $A = 12.2m^2$, gdzie $S_V = 122.2m^2$ to całkowite pole powierzchni ograniczających pomieszczenie badawcze. Chłonność akustyczną wyznaczono również metodą pogłosową z zależności $A = 0.16(V/T_{60})$, gdzie T_{60} czas pogłosu oraz $V = 88m^3$ to objętość pomieszczenia badawczego. Uzyskane wartości przedstawiono w tabeli C.1. Następnie wyznaczono prostopadłościan odniesienia o wymiarach: $0.13m$, $0.17m$ i $0.57m$. Badanie przeprowadzono w przypadku źródła umieszczonego przy dwóch płaszczyznach odbijających z zastosowaniem odległości pomiarowej $d = 0.25m$. Prostopadłościenna powierzchnia pomiarowa miała następujące wymiary $0.38m$, $0.67m$ i $0.82m$. Stosunek chłonności pomieszczenia A do wielkości powierzchni pomiarowej $S = 1.434m^2$ przedstawiono w tabeli C.1. We wszystkich pasmach 1/3 oktaowych środowisko badawcze spełnia warunki wyznaczenia mocy źródła z dokładnością techniczną według normy PN-EN ISO 3744.

Częstotliwość środkowa pasma [Hz]	Czas pogłosu T_{60} [s]	Chłonność pomieszczenia A [m^2]	Stosunek A/S
63	1.5882	8.8653	6.1822
80	1.5347	9.1743	6.3977
100	1.5333	9.1830	6.4038
125	1.4143	9.9555	6.9424
160	1.3374	10.5280	7.3417
200	1.3720	10.2621	7.1563
250	1.4583	9.6552	6.7331
315	1.3282	10.6009	7.3925
400	1.0507	13.4007	9.3450
500	1.0144	13.8800	9.6792
630	1.0377	13.5689	9.4622
800	1.1992	11.7409	8.1875
1k	1.1735	11.9984	8.3671
1.25k	1.2839	10.9665	7.6475
1.6k	1.2885	10.9272	7.6201
2k	1.2801	10.9994	7.6704

Tablica C.1: Czasy pogłosu środowiska badawczego w pasmach 1/3 oktaowych wg ISO 354.

C.2 Dane źródła oraz aparatura pomiarowa

Do badań użyto aparatury firmy Brüel & Kjær. Zastosowane źródło dźwięku to wielokierunkowe źródło OmniSource typu 4295 spełniające według producenta, normatywne warunki wielko-kierunkowości dla częstotliwości poniżej 1kHz. Zastosowany wzmacniacz to dedykowany do źródła wzmacniacz typu 2734 z regulacją mocy wyjściowej. Generator sygnału zintegrowany z kasetą pomiarową typu 3560C z możliwością uzyskania sygnału harmonicznego w zakresie do 20kHz. Użyto mikrofon typu 4190 L1 do pomiarów pola swobodnego.

C.3 Wyniki pomiarów

Zgodnie z normą PN-EN ISO 3744 załącznik C dla usytuowania źródła dźwięku przy dwóch powierzchniach pomiarowych (podłoga i ściana) wyznaczono sześć pozycji mikrofonu. Pomiaru poziomów ciśnienia akustycznego wykonano w pasmach 1/3 oktaowych, ze względu na obszar zainteresowania w zakresie do 2kHz, oraz liniowo. Wyznaczono poprawki uwzględniające hałas tła oraz wpływ środowiska badawczego.

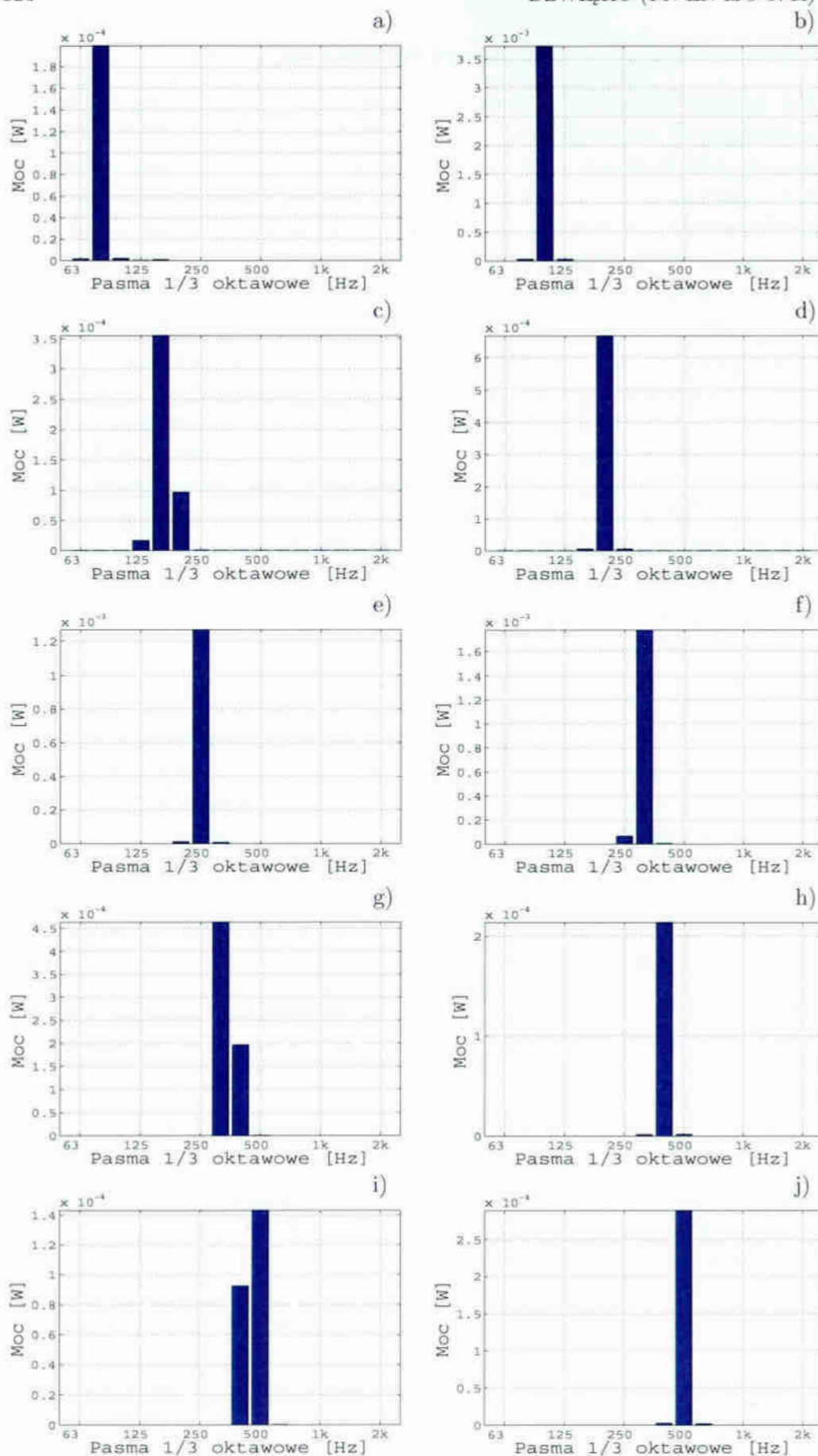
C.3.1 Wyznaczona moc akustyczna badanego źródła

Moc źródła obliczona została oddzielnie dla wybranych harmoniczných sygnałów uzyskanych za pomocą generatora. Na rys.C.1 pokazano moc jaka jest emitowana w poszczególnych pasmach, dla kolejnych częstotliwości. Jak widać przy tych częstotliwościach wymuszenia, które pokrywają się z częstotliwościami środkowymi odpowiednich pasm, zgodnie z przewidywaniami, moc jest w nich skoncentrowana. W przypadku gdy taka zależność nie zachodzi, moc rozkłada się na pasma o częstotliwościach środkowych najbliższych częstotliwości wymuszenia. Suma mocy emitowanej we wszystkich pasmach jest jednocześnie mocą całkowitą źródła. Na rys. C.2 przedstawiono moc źródła obliczoną z wykorzystaniem pomiarów poziomów ciśnienia akustycznego dokonanych liniowo. Porównując wykresy na rys. C.1 i C.2 oraz znając charakter wymuszeń można wnioskować, że cała emitowana moc powinna być skupiona w jednym paśmie o częstotliwości środkowej równej częstotliwości wymuszenia. Przy teoretycznym źródle punktowym, moc całkowita to moc sygnału harmonicznego o dyskretnej częstotliwości. W tabeli C.2 porównano moc przy każdej częstotliwości wymuszenia, w odpowiadającym tej częstotliwości paśmie (jeżeli częstotliwości się pokrywały) lub sumę mocy w pasmach sąsiednich (jeżeli częstotliwość wymuszenia i pasma nie były równe), z całkowitą mocą źródła.

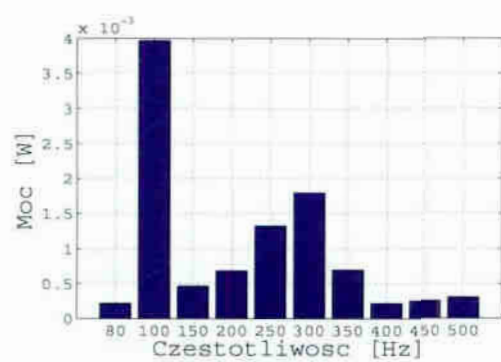
Częstotliwość źródła [Hz]	Moc pasmowa źródła [W]	Moc całkowita źródła [W]	Stosunek mocy [%]
80	$1.9978 \cdot 10^{-4}$	$2.1407 \cdot 10^{-4}$	93
100	$3.7326 \cdot 10^{-3}$	$3.9612 \cdot 10^{-3}$	94
150	$4.5158 \cdot 10^{-4}$	$4.6011 \cdot 10^{-4}$	98
200	$6.6718 \cdot 10^{-4}$	$6.7957 \cdot 10^{-4}$	98
250	$1.267 \cdot 10^{-3}$	$1.3215 \cdot 10^{-3}$	96
300	$1.778 \cdot 10^{-4}$	$1.7901 \cdot 10^{-3}$	99
350	$6.5915 \cdot 10^{-4}$	$6.9295 \cdot 10^{-4}$	95
400	$2.136 \cdot 10^{-4}$	$2.153 \cdot 10^{-4}$	99
450	$2.3549 \cdot 10^{-4}$	$2.5040 \cdot 10^{-4}$	94
500	$2.8913 \cdot 10^{-4}$	$2.9854 \cdot 10^{-4}$	97

Tablica C.2: Porównanie mocy.

Z wykresów na rys. C.1 wynika, że sygnał akustyczny ma charakter sygnału harmonicznego z wyraźnie dominującą jedną częstotliwością. Można uznać, że całkowita moc emitowana przez źródło jest skoncentrowana w emitowanym sygnale harmonicznym o danej dyskretnej częstotliwości.



Rysunek C.1: Moc emitowana w pasmach 1/3 oktawowych przy częstotliwości źródła: a) 80Hz, b) 100Hz, c) 150Hz, d) 200Hz, e) 250Hz, f) 300Hz, g) 350Hz, h) 400Hz, i) 450Hz, j) 500Hz.



Rysunek C.2: Moc całkowita źródła obliczona z pomiarów liniowych poziomów ciśnienia akustycznego przy poszczególnych częstotliwościach wymuszenia.

Spis symboli i skrótów

Symbol	Opis	Miejsce w tekście
α_o	współczynnik pochłaniania powierzchni	str. 29
α_i	poziom istotności	str. 44
α_{kryt}	krytycznego poziomu istotności	str. 57
α_n	fizyczny współczynnik pochłaniania dźwięku	str. 29
α_r	pogłosowy współczynnik pochłaniania dźwięku	str. 29
ρ_0	gęstość powietrza [kg/m^3]	str. 11
ρ	gęstość objętościowa materiału [kg/m^3]	str. 89
Δ	operator różniczkowy ∇^2	str. 10
Δf	różnica częstotliwości	str. 21
Ψ_n	funkcja opisująca mody własne dla zerowych warunków brzegowych Neumana	str. 10
ω	częstości źródła [rad/s]	str. 11
ω_n	częstości własne [rad/s]	str. 10
c	prędkość dźwięku w powietrzu [m/s]	str. 10
C_X	podatność obiektu na wymuszenie kinematyczne	str. 2
C_F	podatność obiektu na wymuszenie dynamiczne	str. 2
d_{kr}	odległość krytyczna od źródła [m]	str. 9
E_f	efekt działania czynnika fikcyjnego w analizie istotności	str. 44
E_i	efekt działania czynnika w analizie istotności	str. 44
f_n	częstotliwości własne [Hz]	str. 10
f	częstotliwość źródła [Hz]	str. 20
f_{gr}	częstotliwość graniczna (Schroedera) [Hz]	str. 13
f_p	częstotliwość równa szerokości pasma modalnego [Hz]	str. 14
H_0	Hipoteza zerowa - hipoteza poddana procedurze weryfikacyjnej, w której zakładamy, że różnica między analizowanymi parametrami lub rozkładami wynosi zero na poziomie istotności α_i	str. 54

Symbol	Opis	Miejsce w tekście
H_1	Hipoteza alternatywna - hipoteza poddana procedurze weryfikacyjnej, w której zakładamy, że różnica między analizowanymi parametrami lub rozkładami jest istotna, sprzeczna z hipotezą zerową (H_0)	str. 54
k_c	liczba falowa ośrodka (materiału) [m^{-1}]	str. 29
MSE	błąd średniokwadratowy	str. 71
MES	metoda elementów skończonych	str. 17
n_o	prędkość obrotowa [obr/min]	str. 4
p	ciśnienie akustyczne [Pa]	str. 11
p-test	wartość prawdopodobieństwa w testach statystycznych	str. 55
p_{rms}	średnio kwadratowa wartość ciśnienia akustycznego w całej objętości pomieszczenia	str. 43
$\bar{p}(x, y, z, \omega)$	funkcja odpowiedzi częstotliwościowej	str. 70
P_n	składowe czasowe ciśnienia w analizie modalnej	str. 11
q	funkcja źródła, opisująca jego charakter oraz położenie w przestrzeni	str. 11
Q	współczynnik kierunkowości źródła	str. 9
r	oporność właściwa przepływu powietrza w materiale porowatym [$Pa \cdot s/m^2$]	str. 89
r_n	współczynnik tłumienia dla n – tego modu przy danej częstotliwości własnej	str. 12
R	współczynnik korelacji	str. 70
R_w	współczynnik korelacji wielowymiarowej	str. 58
R_s	stała obszaru (pomieszczenia) zależna od współczynnika pochłaniania powierzchni (brzegów)	str. 9
S_w	wydatek (wydajność) źródła dźwięku [m^3/s]	str. 19
S	pole powierzchni brzegowych [m^2]	str. 11
T	60dB -owy czas pogłosu [s]	str. 14
$t_{\alpha, m}$	wartość testu t Studenta dla poziomu istotności α i m stopni swobody	str. 44
u_n	prędkość normalna cząstki akustycznej	str. 26
W	moc źródła akustycznego [W]	str. 9
W_o	współczynnik odbicia fali akustycznej	str. 27
Z_s	powierzchniowa impedancja akustyczna [$kg/m^2s=Pa \cdot s/m$]	str. 11
Z_c	impedancja właściwa ośrodka (materiału) [$kg/m^2s=Pa \cdot s/m$]	str. 29

Spis rysunków

2.1	Kształt amplitud modalnych w przypadku punktowego źródła dźwięku, umieszczonego w punkcie PT1 przy częstotliwości źródła: a) $90Hz$ i b) $250Hz$	20
2.2	Kształt amplitud modalnych w przypadku punktowego źródła dźwięku umieszczonego, w punkcie PT1 przy częstotliwości źródła: a) $85Hz$ i b) $125Hz$	21
2.3	Kształt amplitud modalnych w przypadku punktowego źródła dźwięku umieszczonego, w punkcie PT3 przy częstotliwości źródła: a) $90Hz$ i b) $250Hz$	22
2.4	Porównanie a) wartości unormowanych funkcji własnych pomnożonych przez czynnik \sqrt{V} (mod 114), o częstotliwości własnej $250.12Hz$ i b) wartości ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu, z harmonicznym źródłem o częstotliwości $250Hz$ w punkcie PT1.	24
2.5	Porównanie a) wartości unormowanych funkcji własnych pomnożonych przez czynnik \sqrt{V} (mod 11), o częstotliwości własnej $90.57Hz$ i b) wartości ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu, z harmonicznym źródłem o częstotliwości $90Hz$ w punkcie PT1.	25
2.6	Porównanie a) kształtu pola akustycznego w pomieszczeniu, z harmonicznym źródłem o częstotliwości $85Hz$ w punkcie PT1 oraz b) wartości unormowanych funkcji własnych pomnożonych przez czynnik \sqrt{V} (mod 9), o częstotliwości własnej $80.53Hz$ i c) wartości unormowanych funkcji własnych pomnożonych przez czynnik \sqrt{V} (mod 10), o częstotliwości własnej $89.02Hz$	26
2.7	Porównanie a) kształtu pola akustycznego w pomieszczeniu, z harmonicznym źródłem o częstotliwości: a) $250Hz$ i b) $90Hz$ w punkcie PT3.	27

- 2.8 Wartości czynnika związanego z tłumieniem $\frac{4\omega^2 r_n^2}{\omega_n^2 - \omega^2}$ (A) i czynnika związanego z różnicą częstości $\omega_n^2 - \omega^2$ (B), w zależności od współczynnika tłumienia r_n oraz bezwzględnej różnicy między częstotliwością źródła $f = 125\text{Hz}$ a częstotliwościami własnymi f_n 31
- 2.9 Wartości amplitud modalnych w badanym pomieszczeniu, o impedancji $5 \cdot 10^4 \text{Pa} \cdot \text{s}/\text{m}$ na powierzchni nr 3 i nr 4, w przypadku punktowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005\text{m}^3/\text{s}$), usytuowanego w punkcie PT3 i częstotliwości: a) 250Hz i b) równej częstotliwości własnej modu 114 ($\approx 250.1166\text{Hz}$). 32
- 2.10 Rozkład i wartości ciśnienia akustycznego w badanym pomieszczeniu o impedancji $5 \cdot 10^4 \text{Pa} \cdot \text{s}/\text{m}$ na powierzchni nr 3 i nr 4, w przypadku punktowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005\text{m}^3/\text{s}$), usytuowanego w punkcie PT3 i częstotliwości: a) 250Hz i b) równej częstotliwości własnej modu 114 ($\approx 250.1166\text{Hz}$). 33
- 2.11 a) Wartości amplitud modalnych oraz b) rozkład i wartości ciśnienia akustycznego dla badanego pomieszczenia, o impedancji $5 \cdot 10^4 \text{Pa} \cdot \text{s}/\text{m}$ na powierzchni nr 3 i nr 4, w przypadku punktowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005\text{m}^3/\text{s}$), o częstotliwości równej częstotliwości własnej modu 115 ($\approx 250.4082\text{Hz}$), usytuowanego w punkcie PT3. 33
- 2.12 a) Wartości amplitud modalnych oraz b) rozkład i wartości ciśnienia akustycznego badanego pomieszczenia, o impedancji $5 \cdot 10^4 \text{Pa} \cdot \text{s}/\text{m}$ na powierzchni nr 3 i nr 4 oraz $2.5 \cdot 10^3 - j \cdot 2.5 \cdot 10^3 \text{Pa} \cdot \text{s}/\text{m}$ na powierzchni nr 8, w przypadku punktowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005\text{m}^3/\text{s}$), o częstotliwości 243.6Hz , usytuowanego w punkcie PT3. 35
- 2.13 a) Wartości amplitud modalnych oraz b) rozkład i wartości ciśnienia akustycznego badanego pomieszczenia, o impedancji $5 \cdot 10^4 \text{Pa} \cdot \text{s}/\text{m}$ na powierzchni nr 3, 4 i 8, w przypadku punktowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005\text{m}^3/\text{s}$), o częstotliwości 243.6Hz , usytuowanego w punkcie PT3. 35
- 2.14 Wartości amplitud modalnych dla punktowego źródła dźwięku ($0.005\text{m}^3/\text{s}$) usytuowanego w punkcie PT1, w pomieszczeniu o impedancji $2.5 \cdot 10^3 - j \cdot 2.5 \cdot 10^3 \text{Pa} \cdot \text{s}/\text{m}$ na powierzchni nr 8: a) dla częstotliwości 250Hz bez uwzględnienia sprzężenia modów, b) dla częstotliwości 250Hz ze sprzężeniem modów, c) dla częstotliwości 210Hz bez uwzględnienia sprzężenia modów, d) dla częstotliwości 210Hz ze sprzężeniem modów. 37
- 2.15 Rozkład ciśnienia akustycznego dla punktowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005\text{m}^3/\text{s}$) o częstotliwości 250Hz usytuowanego w punkcie PT1, w pomieszczeniu o impedancji $2.5 \cdot 10^3 - j \cdot 2.5 \cdot 10^3 \text{Pa} \cdot \text{s}/\text{m}$ na powierzchni nr 8: a) bez uwzględnienia sprzężenia modów, b) ze sprzężeniem modów. 38

- 2.16 Wartości amplitud modalnych a) oraz rozkład pola akustycznego b) dla punktowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005m^3/s$) o częstotliwości $250Hz$ usytuowanego w punkcie PT1, w pomieszczeniu o impedancji $5 \cdot 10^4 Pa \cdot s/m$ na powierzchni nr 1. 38
- 2.17 Wartości amplitud modalnych a) oraz rozkład pola akustycznego b) dla punktowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005m^3/s$) o częstotliwości $250Hz$ usytuowanego w punkcie PT1, w pomieszczeniu o impedancji $5 \cdot 10^4 Pa \cdot s/m$ na wszystkich powierzchniach. 39
- 2.18 Wartości stosunku współczynnika tłumienia pomieszczenia z powierzchnią absorbującą nr 1 do współczynnika tłumienia pomieszczenia z powierzchnią absorbującą nr 15, o tej samej powierzchniowej impedancji akustycznej. 40
- 2.19 Rozkład i wartości ciśnienia akustycznego w badanym pomieszczeniu, dla punktowego źródła dźwięku ($S_w = 0.005m^3/s$) o częstotliwości $143.1Hz$ usytuowanego w punkcie PT3 w przypadku impedancji zespolonej o wartości $2.5 \cdot 10^3 - j \cdot 2.5 \cdot 10^3 Pa \cdot s/m$ na powierzchni: a) nr 1, b) nr 8, a pozostałych o impedancji $5 \cdot 10^4 Pa \cdot s/m$ 40
- 2.20 Wyniki badania istotności wpływu poszczególnych powierzchni brzegowych na wartość średniokwadratową ciśnienia akustycznego p_{rms} wewnątrz badanego obiektu, z harmonicznym źródłem usytuowanym w punkcie PT1. 46
- 2.21 Wyniki badania istotności wpływu poszczególnych powierzchni brzegowych na wartość średniokwadratową ciśnienia akustycznego p_{rms} wewnątrz badanego obiektu, z harmonicznym źródłem usytuowanym w punkcie PT3. 47
- 2.22 Wyniki badania istotności wpływu poszczególnych powierzchni brzegowych na wartość średniokwadratową ciśnienia akustycznego p_{rms} wewnątrz badanego obiektu, z harmonicznym źródłem o różnych częstotliwościach, w różnych położeniach. 48
- 3.1 Wartości statystyki Kolmogorowa-Smirnowa dla poszczególnych położenia źródła dla próby uzyskanej: a) metodą elementów skończonych MES, b) metodą analityczną bez sprzężenia między modami, c) metodą analityczną ze sprzężeniem między modami, d) metoda analityczna ze sprzężeniem z modem rezonansowym, w stosunku do wartości krytycznych, na poziomie istotności $\alpha = 0.05$ 54
- 3.2 Porównanie wyników uzyskanych za pomocą modelu analitycznego oraz z wykorzystaniem aplikacji MES, testem Manna-Whitneya, na poziomie istotności $\alpha = 0.05$, w przypadku źródła usytuowanego w punkcie PT3: a) układ modów niesprężony, b) układ sprzężony, c) układ sprzężony z modem rezonansowym. 55

- 3.3 Porównanie wyników uzyskanych za pomocą modelu analitycznego oraz z wykorzystaniem aplikacji MES, testem Manna-Whitneya, na poziomie istotności $\alpha = 0.05$, w przypadku źródła usytuowanego w punkcie PT2: a) układ modów niesprzężony, b) układ sprzężony, c) układ sprzężony z modem rezonansowym. 56
- 3.4 Porównanie wyników uzyskanych za pomocą modelu analitycznego oraz z wykorzystaniem aplikacji MES, testem Manna-Whitneya, na poziomie istotności $\alpha = 0.05$, w przypadku źródła usytuowanego w punkcie PT1: a) układ modów niesprzężony, b) układ sprzężony, c) układ sprzężony z modem rezonansowym. 57
- 3.5 Rozkład ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu ze źródłem dźwięku w punkcie PT1 oraz impedancji brzegowej, uzyskany przy użyciu: a) aplikacji MES, przy częstotliwości $80Hz$, b) modalnego modelu analitycznego, z uwzględnieniem sprzężenia między modami, przy częstotliwości $80Hz$, c) aplikacji MES, przy częstotliwości $300Hz$, d) modalnego modelu analitycznego, z uwzględnieniem sprzężenia między modami, przy częstotliwości $300Hz$ 58
- 3.6 Rozkład ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu ze źródłem dźwięku w punkcie PT3 oraz impedancji brzegowej uzyskany przy użyciu: a) aplikacji MES przy częstotliwości $100Hz$, b) modalnego modelu analitycznego, z uwzględnieniem sprzężenia między modami przy częstotliwości $100Hz$, c) aplikacji MES przy częstotliwości $150Hz$, d) modalnego modelu analitycznego, z uwzględnieniem sprzężenia między modami przy częstotliwości $150Hz$ 59
- 3.7 Wartości współczynnika korelacji wielowymiarowej R_w wyników, w postaci ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu zamkniętym ze źródłem dźwięku w punkcie PT3 i odpowiedniej, jednakowej konfiguracji impedancji brzegowych, otrzymanych z wykorzystaniem metody MES oraz analitycznej w przypadku: a) układu modów niesprzężonych, b) układu sprzężonego, c) układu sprzężonego z modem rezonansowym. . 60
- 3.8 Wartości współczynnika korelacji wielowymiarowej R_w wyników, w postaci ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu zamkniętym ze źródłem dźwięku w punkcie PT2 i odpowiedniej, jednakowej konfiguracji impedancji brzegowych, otrzymanych z wykorzystaniem MES oraz analityczną w przypadku: a) układu modów niesprzężonych, b) układu sprzężonego, c) układu sprzężonego z modem rezonansowym. 61

- 3.9 Wartości współczynnika korelacji wielowymiarowej R_w wyników, w postaci ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu zamkniętym ze źródłem dźwięku w punkcie PT1 i odpowiedniej, zróżnicowanej konfiguracji impedancji brzegowych, otrzymanych z wykorzystaniem MES oraz analityczną w przypadku: a) układu modów niesprzężonych, b) układu sprzężonego, c) układu sprzężonego z modem rezonansowym. 62
- 3.10 Porównanie wyników otrzymanych za pomocą modelu analitycznego bez sprzężenia między modami, ze sprzężeniem między modami, ze sprzężeniem z modem rezonansowym oraz pomiarów w pomieszczeniu rzeczywistym z punktowym źródłem dźwięku w położeniu PT3, o częstotliwości: a) 80Hz - w osi OK, b) 80Hz - w osi OD, c) 100Hz - w osi OK, d) 100Hz - w osi OD, e) 150Hz - w osi OK, f) 150Hz - w osi ODa, g) 200Hz - w osi OK, h) 200Hz - w osi OD. 64
- 3.11 Porównanie wyników otrzymanych za pomocą modelu analitycznego bez sprzężenia między modami, ze sprzężeniem między modami, ze sprzężeniem z modem rezonansowym oraz pomiarów w pomieszczeniu rzeczywistym z punktowym źródłem dźwięku w położeniu PT3, o częstotliwości: i) 250Hz - w osi OK, j) 250Hz - w osi OD, k) 300Hz - w osi OK, l) 300Hz - w osi OD, m) 350Hz - w osi OK, n) 350Hz - w osi ODa, o) 400Hz - w osi OK, p) 400Hz - w osi OD. 65
- 3.12 Porównanie wyników otrzymanych za pomocą modelu analitycznego bez sprzężenia między modami, ze sprzężeniem między modami, ze sprzężeniem z modem rezonansowym oraz pomiarów w pomieszczeniu rzeczywistym z punktowym źródłem dźwięku w położeniu PT2, o częstotliwości: a) 80Hz - w osi OK, b) 80Hz - w osi OD, c) 100Hz - w osi OK, d) 100Hz - w osi OD, e) 150Hz - w osi OK, f) 150Hz - w osi ODa, g) 200Hz - w osi OK, h) 200Hz - w osi OD. 66
- 3.13 Porównanie wyników otrzymanych za pomocą modelu analitycznego bez sprzężenia między modami, ze sprzężeniem między modami, ze sprzężeniem z modem rezonansowym oraz pomiarów w pomieszczeniu rzeczywistym z punktowym źródłem dźwięku w położeniu PT2, o częstotliwości: i) 250Hz - w osi OK, j) 250Hz - w osi OD, k) 300Hz - w osi OK, l) 300Hz - w osi OD, m) 350Hz - w osi OK, n) 350Hz - w osi ODa, o) 400Hz - w osi OK, p) 400Hz - w osi OD. 67
- 3.14 Porównanie wyników otrzymanych za pomocą modelu analitycznego bez sprzężenia między modami, ze sprzężeniem między modami, ze sprzężeniem z modem rezonansowym oraz pomiarów w pomieszczeniu rzeczywistym z punktowym źródłem dźwięku w położeniu PT1, o częstotliwości: a) 80Hz - w osi OK, b) 80Hz - w osi OD, c) 100Hz - w osi OK, d) 100Hz - w osi OD, e) 150Hz - w osi OK, f) 150Hz - w osi ODa, g) 200Hz - w osi OK, h) 200Hz - w osi OD. 68

- 3.15 Porównanie wyników otrzymanych za pomocą modelu analitycznego bez sprzężenia między modami, ze sprzężeniem między modami, ze sprzężeniem z modelem rezonansowym oraz pomiarów w pomieszczeniu rzeczywistym z punktowym źródłem dźwięku w położeniu PT1, o częstotliwości: i) 250Hz - w osi OK, j) 250Hz - w osi OD, k) 300Hz - w osi OK, l) 300Hz - w osi OD, m) 350Hz - w osi OK, n) 350Hz - w osi ODa, o) 400Hz - w osi OK, p) 400Hz - w osi OD. 69
- 3.16 Odpowiedź częstotliwościowa badanego obiektu w przypadku powierzchni doskonale odbijających oraz źródle umieszczonym w punkcie: a) PT1, b) PT2, c) PT3. 71
- 3.17 Odpowiedź częstotliwościowa badanego pomieszczenia uzyskana za pomocą sumy amplitud modalnych z zależności (3.3) i wybrane wartości uzyskane metodą elementów skończonych MES, dla powierzchni o impedancji $10^4 Pa \cdot s/m$ oraz źródła umieszczonego w punkcie: a) PT1, b) PT2, c) PT3. 72
- 3.18 Porównanie wartości ciśnienia akustycznego wzdłuż osi przechodzącej przez punkty usytuowania źródła w obiekcie, uzyskane przy użyciu aplikacji MES oraz modelu analitycznego: a) źródło w punkcie PT1, o częstotliwości 150Hz, b) źródło w punkcie PT1, o częstotliwości 400Hz, c) źródło w punkcie PT3, o częstotliwości 250Hz, d) źródło w punkcie PT2, o częstotliwości 300Hz. 74
- 4.1 Rozwiązania pareto-optimalne, w przypadku źródła o widmie dyskretnym usytuowanego w punkcie PT1, o częstotliwości: a) 90Hz, b) 250Hz c) 81.5Hz. 80
- 4.2 Rozwiązania pareto-optimalne, w przypadku źródła o widmie dyskretnym usytuowanego w punkcie PT2, o częstotliwości: a) 90Hz, b) 250Hz, c) 85Hz. 81
- 4.3 Rozwiązania pareto-optimalne, w przypadku źródła o widmie dyskretnym usytuowanego w punkcie PT3, o częstotliwości: a) 90Hz, b) 250Hz c) 81.5Hz. 82
- 4.4 Rozwiązanie pareto-optimalne, w przypadku źródła o widmie dyskretnym usytuowanego w punkcie PT1, o częstotliwości: a) 90Hz, b) 2500Hz, c) 81.5Hz (najbliższe punktowi utopii). 83
- 4.5 Rozwiązanie pareto-optimalne, w przypadku źródła o widmie dyskretnym usytuowanego w punkcie PT2, o częstotliwości: a) 90Hz, b) 250Hz, c) 85Hz (najbliższe punktowi utopii). 84
- 4.6 Rozwiązanie pareto-optimalne, w przypadku źródła o widmie dyskretnym usytuowanego w punkcie PT3, o częstotliwości: a) 90Hz, b) 250Hz, c) 81.5Hz (najbliższe punktowi utopii). 85

4.7	Rozwiązania pareto-optymalne, z wykorzystaniem funkcji odpowiedzi częstotliwościowej i położeniu źródła w punkcie: a)PT1, b) PT2, c) PT3.	86
4.8	Rozwiązanie pareto-optymalne, z wykorzystaniem funkcji odpowiedzi częstotliwościowej, i położeniu źródła w punkcie: a) PT1, b) PT2, c) PT3 (najbliższe punktowi utopii).	87
5.1	Rozwiązania pareto-optymalne, w przypadku źródła o widmie dyskretnym usytuowanego w punkcie: a) PT1 o częstotliwości 250Hz, b) PT2 o częstotliwości 100Hz, c) PT3 o częstotliwości 300Hz.	91
5.2	Wartości grubości materiału d_i oraz jego rozmieszczenie w przypadku rozwiązania parto-optimalnego przy $p_{rms} = min$ i źródła o widmie dyskretnym usytuowanego w punkcie: a) PT1 o częstotliwości 250Hz; b) PT2 o częstotliwości 100Hz; c) PT3 o częstotliwości 300Hz.	92
5.3	Rozkład ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu a) po optymalizacji oraz b) przed optymalizacją właściwości akustycznych. Wartości ciśnienia akustycznego wzdłuż osi c) dłuższej OD oraz d) krótszej OK pomieszczenia przy źródle o częstotliwości 250Hz w punkcie PT1.	93
5.4	Rozkład ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu a) po optymalizacji oraz b) przed optymalizacją właściwości akustycznych. Wartości ciśnienia akustycznego wzdłuż osi c) dłuższej OD oraz d) krótszej OK pomieszczenia przy źródle o częstotliwości 100Hz w punkcie PT2.	94
5.5	Rozkład ciśnienia akustycznego w pomieszczeniu a) po optymalizacji oraz b) przed optymalizacją właściwości akustycznych. Wartości ciśnienia akustycznego wzdłuż osi c) dłuższej OD oraz d) krótszej OK pomieszczenia przy źródle o częstotliwości 300Hz w punkcie PT3.	95
6.1	Metodyka optymalizacji rozmieszczenia materiału absorpcyjnego na brzegach obszaru zamkniętego ze źródłem wibroakustycznym.	100
A.1	Kształt, wymiary badanego obiektu oraz lokalizacja powierzchni.	112
A.2	Usytuowanie punktów PT rozmieszczenia harmonicznego źródła dźwięku w badanym obiekcie.	113
A.3	Usytuowanie osi pomiarowych OD i OK w badanym obiekcie.	114
B.1	Średni czas pogłosu dla kolejnych częstotliwości tercjowych.	115
B.2	Wartości szerokości pasm modalnych B (linia —), średnie odległości między modami df (linia - -) oraz częstotliwości graniczne $f_{gr,max}$ przy maksymalnym czasie pogłosu i $f_{gr,sr}$ przy średnim czasie pogłosu.	116
C.1	Moc emitowana w pasmach 1/3 oktaowych przy częstotliwości źródła: a) 80Hz, b) 100Hz, c) 150Hz, d) 200Hz, e) 250Hz , f) 300Hz, g) 350Hz, h) 400Hz, i) 450Hz, j) 500Hz.	120

- C.2 Moc całkowita źródła obliczona z pomiarów liniowych poziomów ciśnienia akustycznego przy poszczególnych częstotliwościach wymuszenia. 121

Spis tablic

2.1	Wartości unormowanych funkcji własnych dla modów o częstotliwościach własnych najbliższych częstotliwości wymuszenia $90Hz$ ($n = 9 \div 13$) i $250Hz$ ($n = 112 \div 116$) oraz różnice częstotliwości własnych i źródła położonego w punkcie PT1 (indeks (1)) oraz PT3 (indeks (2)).	23
A.1	Rodzaje i wielkości powierzchni brzegowych badanego obiektu.	111
C.1	Czasy pogłosu środowiska badawczego w pasmach 1/3 oktaowych wg ISO 354.	118
C.2	Porównanie mocy.	119