

Ryszard OLSZEWSKI¹
Radosław MARCZUK²

ANALIZA MOŻLIWOŚCI OBNIŻENIA HAŁASU WE WNĘTRZU AUTOBUSU

Artykuł porusza problematykę uciążliwości hałasu przenikającego do wnętrza środków komunikacji takich jak autobusy. Analizy problemu dokonano w oparciu o szereg pomiarów dokonanych w wybranych punktach pojazdu. Wskazano drogi transmisji hałasu do wnętrza pojazdu. Na podstawie symulacji komputerowych przeanalizowano możliwe rozwiązania techniczne zmierzające do zmniejszenia poziomu hałasu we wnętrzu autobusu.

ANALYSIS OF THE POSSIBILITY OF NOISE REDUCTION INSIDE A BUS

The paper discusses the problem of noise penetrating into the interior of public transport vehicles, such as buses. Problem analysis was based on a series of measurements taken at selected points of the vehicle. Ways of noise transmission into the vehicle were identified. Basing on computer simulations the possible technical solutions that lead to noise reduction inside a bus were analysed.

1. WSTĘP

Dotychczasowe badania prowadzone przez zespół Katedry Mechaniki i Wibroakustyki dotyczące hałasu we wnętrzu autobusów A1012T i A0909L, jako główny problem wskazały przenikanie hałasu od pracującej jednostki napędowej do przestrzeni pasażerskiej. Odbywa się to drogą bezpośrednią z komory silnika oraz pośrednio przez przestrzeń bagażową. Zwrócono uwagę, że w przypadku propagacji pośredniej nie bez znaczenia jest stosunkowo niewielka izolacyjność akustyczna właściwa materiałowi płyt podłogi, tym bardziej, że dźwięk z komory silnika do bagażnika przenoszony jest rurą PVC (kanał przewodów elektrycznych i sterowania) obustronnie otwartą. Uzyskane wówczas wyniki badań elementów stanowiących wyposażenie samego wnętrza uprawniały do stwierdzenia, iż wykonane są one z materiałów o wystarczającym tłumieniu odbić fal dźwiękowych. W tym wypadku decydujące znaczenie mają fotele wykonane z materiałów miękkich, które w sposób wystarczający tłumią fale akustyczne.

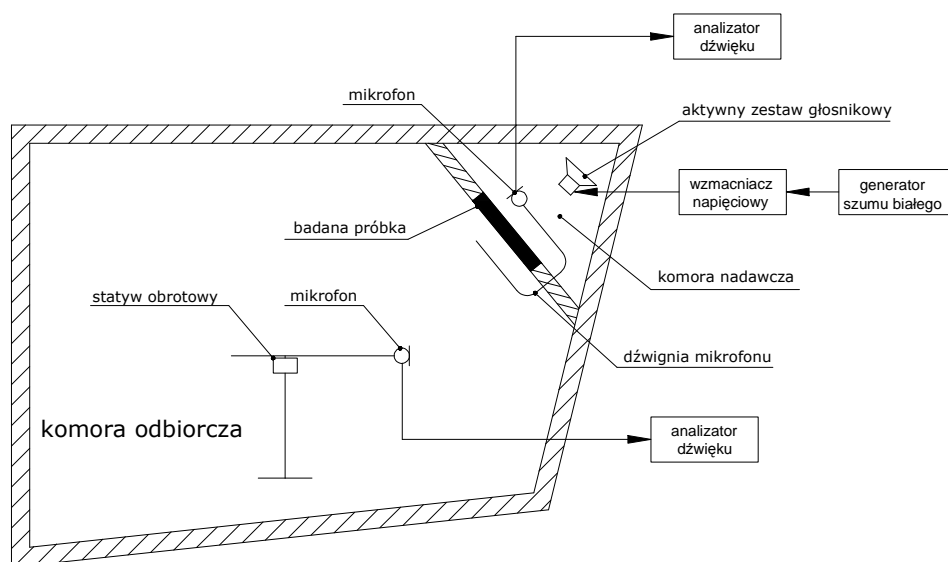
Dalsze prace nad problemem hałasu we wnętrzu autobusów prowadzone były z wykorzystaniem techniki symulacyjnej opartej na metodzie elementów skończonych.

¹ Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, 30-059 Kraków, Al. Mickiewicza 30, e-mail: olszewsk@agh.edu.pl

² Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, 30-059 Kraków, Al. Mickiewicza 30, e-mail: marczuk@agh.edu.pl

2. IZOLACYJNOŚĆ AKUSTYCZNA PRZEGRODY KOMORY SILNIKA

W laboratorium pomiarowym Katedry Mechaniki i Wibroakustyki AGH zespół kierowany przez T. Kamińskiego wykonał ocenę izolacyjności akustycznej właściwej przybliżonej próbek materiałów stosowanych w badanych autobusach, jako przegrody między komorą silnika a kabiną pasażerską oraz między przestrzenią bagażową a kabiną [1]. Tor pomiarowy po stronie nadawczej składał się z generatora szumu sterującego za pośrednictwem wzmacniacza napięciowego aktywnym zestawem głośnikowym oraz mikrofonu pojemnościowego z wtórnikiem zamocowanego na dźwigni (rys.1) współpracującego z analizatorem dźwięku. Tor pomiarowy po stronie odbiorczej składał się z mikrofonu pojemnościowego z wtórnikiem zamocowanego na statywie obrotowym współpracującego z analizatorem dźwięku. Schemat blokowy toru pomiarowego przedstawiono na rysunku 1.



Rys.1. Schemat blokowy toru pomiarowego do badania izolacyjności akustycznej małych próbek [1]

Wyniki pomiarów poszczególnych próbek zestawów materiałów przedstawiono na kartach pomiarowych, z których przykładową prezentuje rysunek 2. Wartości izolacyjności akustycznej właściwej dla wszystkich próbek zestawione zostały w [1], i posłużyły one jako zestaw danych wejściowych do przygotowania modelu dla potrzeb obliczeń metodą elementów skończonych.

3. MODEL POLA AKUSTYCZNEGO

Propagacja fali dźwiękowej o małej amplitudzie w idealnym, jednorodnym ośrodku płynnym opisana jest następującym bezstratnym, niejednorodnym równaniem falowym (w trójwymiarowym układzie współrzędnych)

$$\Delta\Phi(t, u_i) - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \Phi(t, u_i)}{\partial t^2} = F_M(t, u_i) \quad (1)$$

gdzie: $\Phi(t, u_i)$ – potencjał prędkości akustycznej zależny od czasu t oraz położenia u_i ,

$F_M(t, u_i)$ – wymuszenie w postaci źródła o dowolnej charakterystyce,

c – prędkość propagacji fali akustycznej.

Przewidując zależność czasową potencjału prędkości cząstki akustycznej Φ , jako harmoniczny przebieg w czasie:

$$\Phi(t, u_i) = \varphi(u_i) e^{-j\omega t} \quad (2)$$

równanie falowe (1) staje się równaniem falowym Helmholtza (3)

$$\Delta\varphi(u_i) + k^2\varphi(u_i) = f_M(u_i) \quad (3)$$

gdzie: $k = \omega/c$ jest określana jako liczba falowa.

O ile w przypadku propagacji w przestrzeni nieograniczonej możliwe jest uzyskanie rozwiązania dokładnego, o tyle uwzględniając w równaniu (3) warunki brzegowe, poszukiwane jest rozwiązanie przybliżone [2, 6, 7].

Rozwiązanie przybliżone poszukiwane było za pomocą metody elementów skończonych, w której traktuje się wnętrze obszaru jako układ połączonych węzłami elementów, któremu odpowiada układ równań różniczkowych (w zagadnieniach dynamicznych) lub algebraicznych (w zagadnieniach statycznych), opisujących przemieszczenia uogólnione węzłów. Pierwszym etapem prac jest dyskretyzacja badanej przestrzeni na elementy o prostych kształtach. W każdym elemencie utworzonej sieci opisuje się wybraną wielkość pola akustycznego przy pomocy funkcji interpolujących o nieznanymi współczynnikami. Zgodnie z prawem ciągłości funkcje opisujące pole w poszczególnych elementach, a także pochodne tych funkcji, powinny w sposób ciągły łączyć się ze sobą na brzegach poszczególnych elementów.

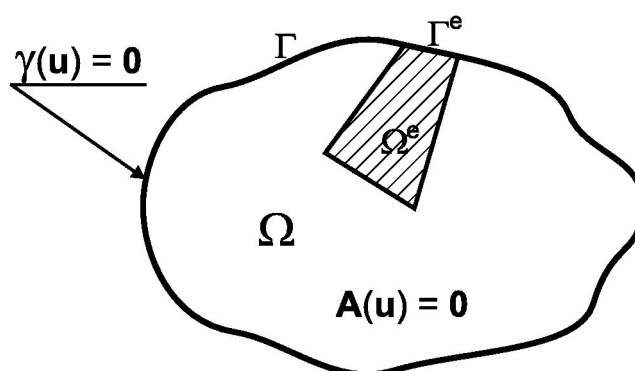
A zatem poszukiwane są nieznanne funkcje u spełniające opisujący układ równań różniczkowych lub w szczególności jedno równanie [7]:

$$A(u) = \begin{Bmatrix} A_1(u) \\ A_2(u) \\ \vdots \end{Bmatrix} = 0 \quad (4)$$

w zadanym obszarze Ω wraz z warunkami brzegowymi:

$$\gamma(u) = \begin{Bmatrix} \gamma_1(u) \\ \gamma_2(u) \\ \vdots \end{Bmatrix} = 0 \quad (5)$$

na granicach tego obszaru Γ , jak pokazano na rysunku 3.



Rys.3. Obszar Ω wraz z granicą Γ

Szukane funkcje mogą być funkcjami skalarnymi, wektorowymi lub przedstawiać kilka funkcji. Metoda elementów skończonych dostarcza ogólnego schematu postępowania w celu konstruowania poszukiwanych funkcji przez określenie postaci aproksymacyjnej:

$$\hat{u} = \sum_{i=1}^n N_i a_i = \mathbf{N} \mathbf{a} \quad (6)$$

gdzie N_i są tzw. funkcjami kształtu określanymi w układzie lokalnym elementu lub podobszaru, natomiast a_i są parametrami węzłowymi na ogół nieznanymi. Dla tak sformułowanego problemu szuka się rozwiązania równania w postaci całkowej:

$$\int_{\Omega} G_j(\hat{u}) d\Omega + \int_{\Gamma} g_j(\hat{u}) d\Gamma = \sum_{e=1}^m \left(\int_{\Omega^e} G_j(\hat{u}) d\Omega^e + \int_{\Gamma^e} g_j(\hat{u}) d\Gamma^e \right) = 0 \quad (7)$$

które prowadziłyby do wyznaczenia nieznanymi parametrów węzłowych a_i , znanych G_j i g_j funkcji lub operatorów. Zależność (7) pozwala dokonać aproksymacji na poziomie podobszaru e zwanego elementem skończonym. Aproksymację tę można prowadzić

metodą ważonym rezyduów (sformułowanie tzw. „słabe”) lub przez wyznaczenie funkcjonału wariacyjnego (sformułowanie tzw. „silne”).

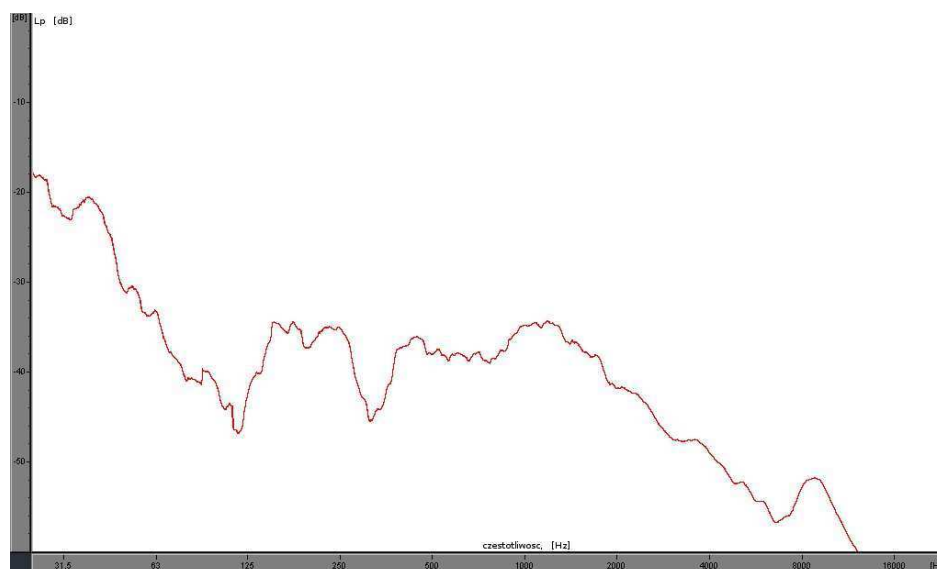
4. BADANIA SYMULACYJNE

Przy badaniu własności akustycznych autobusów A1012T i A0909L pod kątem poszukiwania możliwych rozwiązań technicznych zmierzających do zmniejszenia aktywności wibroakustycznej w przedziale pasażerskim, postawiono szereg hipotez, z których część zweryfikowano wykonanymi obliczeniami symulacyjnymi. Skupiono się na wpływie przedziału bagażowego na transmisję energii akustycznej od komory silnika do wnętrza. W tym celu z wykorzystaniem *MSC/Patran* przygotowano model komory przedziału pasażerskiego sprzężonego przez podłogę z częścią bagażową oraz przez przegrodę z komorą jednostki napędowej autobusu A1012T. W przypadku przegrody komory silnika ze względu na jej specyfikę wykorzystano wyniki pomiarów izolacyjności akustycznej, o których mowa jest w punkcie 2. Dla określenia parametrów izolacyjności akustycznej oraz współczynnika pochłaniania dźwięku podłogi posłużono się danymi katalogowymi dla materiału (sklejka) jaki jest stosowany przez producenta autobusów. Przygotowany model został wprowadzony do środowiska obliczeniowego *SYSNOISE*, który posiada zaimplementowaną metodę elementów skończonych. W wyniku przeprowadzonych wstępnych obliczeń wyznaczono częstotliwości własne przedziału bagażowego, z których pierwszych 20 wartości zestawiono w tabeli 1.

Tab. 1. Częstotliwości własne układu akustycznego komory bagażowej

L.p.	Częstotliwość [Hz]	L.p.	Częstotliwość [Hz]
1.	39,026	11.	117,807
2.	44,718	12.	121,001
3.	82,732	13.	121,936
4.	87,201	14.	122,005
5.	91,090	15.	122,241
6.	97,301	16.	124,329
7.	98,089	17.	127,521
8.	100,22	18.	127,559
9.	101,67	19.	127,745
10.	103,82	20.	128,027

Przedstawione w tabeli 1 wartości należy odnieść do widma fali dźwiękowej przenikającej od silnika do komory bagażowej, które przywołano na rysunku 4. Prezentowane widma uzyskane zostały w drodze pomiarów. Należy zwrócić uwagę na występujące na rysunku 4 maksymalne wartości widma, które korelują z wartościami częstotliwości własnych przedziału bagażowego. Uzyskane rezultaty wydają się potwierdzać słuszność stwierdzenia, iż połączone ze sobą komory bagażowe pracują jak sprzężone komory rezonansowe. A zatem, przenoszony do kabiny pasażerskiej hałas od silnika dodatkowo jest „wzmacniany” w lukach bagażowych.



Rys. 4. Widmo hałasu przenikające do wnętrza przedziału bagażowego A1012T [1]

Przestrzeń pasażerska od luków bagażowych oddzielona jest podłogą wykonaną ze sklejki o stosunkowo małej właściwej izolacyjności akustycznej. Elementy podłogi od strony wnętrza bagażnika powleczone są warstwą sztywnej pianki, której podstawowym zastosowaniem jest łatwość utrzymania czystości w jego wnętrzu. Jest to przyczyną stosunkowo długiego czasu zaniku energii fal dźwiękowych, a zatem dużego czasu pogłosu. Po przeanalizowaniu problemu w drodze symulacji z wykorzystaniem metody elementów skończonych okazało się, że zmiana parametrów chłonności materiału skutkuje zwiększeniem czasu pogłosu, co może zostać wykorzystane w adaptacji przestrzeni bagażowej pod kątem osłabienia energii fali przedostającej się do wnętrza autobusu.

4. WNIOSKI

Celem pracy było przeanalizowanie rozwiązań technicznych pozwalających na obniżenie hałasu w przedziale pasażerskim autobusu. Analizę przeprowadzono z wykorzystaniem metody elementów skończonych. Zamodelowano układ akustyczny części pasażerskiej, komory silnika oraz bagażnika jako układy sprzężone przegrodami o określonych własnościach. Uzyskane wyniki potwierdziły, iż część energii akustycznej zanim przedostanie się do kabiny pasażerskiej zostaje wzmocniona w luku bagażowym. Sprawdzone również wpływ zwiększenia chłonności akustycznej na zmniejszenie tego zjawiska.

Pracę wykonano w ramach badań statutowych 11.11.130.885

5. BIBLIOGRAFIA

- [1] Batko W., Barański R., Kamisiński T., Marczuk R., Olszewski., Flach A., *Badania stanu akustycznego i drganiowego wewnątrz pojazdów autobusowych*, XIV konferencja naukowa Wibroakustyki i Wibrotechniki, Kraków 20–21 listopad 2008
- [2] Bistafa S.R, Morrisey J.W.: *Numerical solution acoustics eigenvalue equation in the rectangular room with arbitrary (uniform) wall impedances*, Journal of Sound and Vibration, 263, 2003
- [3] Engel Z., *Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem*, PWN, Warszawa 1993
- [4] Gołaś A: *Metody komputerowe w akustyce wewnątrz i środowiska*, Wyd. AGH, Kraków 1995
- [5] Kuttruff H., *Room Acoustic*, Elsevier 1991
- [6] Morse P.M., Ingard K.U., *Theoretical acoustics*, McGraw-Hill, New York 1968
- [7] Ziemiański L., *Metoda elementów skończonych w analizie procesów wibroakustycznych*, Praca habilitacyjna, Oficyna Wydawnicza Politechniki Rzeszowskiej, Rzeszów 1997