

■受領No.1312

## 開発途上国における住居内騒音暴露量軽減を目的とした 換気性能を有する環境配慮型防音窓の開発



代表研究者

西村 勇也

独立行政法人 熊本高等専門学校 制御情報システム工学科 准教授

### 1. 研究目的

#### 1.1 研究背景

ベトナム社会主義国を含む東南アジアの発展途上国では、熱帯地域に属しているものの、所得格差や電力事情の一因もあり各家庭のエアコン普及率が極めて低い。このため日中も窓を開放し、室内の空気を循環させ生活をしている。しかし近年急激な人口増と経済成長に伴い、自動車・バイクの保有台数が爆発的に増加している。さらに慢性的な交通渋滞により無秩序に発せられるクラクションの鳴動音も相重なり、騒音が深刻な社会問題となっている。我々はこの問題に対し、サステイナブル建築による居住環境改善による QOL の向上を目的とした換気性能を有する環境配慮型防音窓の開発を行っている。

図 1 はベトナムの首都ハノイの通勤時間帯の道路状況と、主要幹線道路の騒音レベルを 24 時間計測した結果である。道路はバイクで溢れており、バイクから発せられる排気音と頻発するクラクシ



図 1 ハノイの道路状況と等価騒音レベル

ョンの鳴動音により午前7時から午後10時までの間、平均75dBという非常に高い騒音レベルに曝されている様子が分かる。この劣悪な騒音が各家庭の住居内に伝搬し、エアコンの無い家庭では窓を開放せざるを得ないため生活の質が著しく低下している。

#### 1.2 環境配慮型防音窓

前節の問題に着目し我々は、換気性能を有する環境配慮型防音窓の開発を行っている。この防音窓は図 2 に示すような採光のための単層ガラス部と換気用の開口部から成るガラリ形状であり、開口部には「防音ユニット」と称した騒音対策用の筐体により構成されている。防音ユニットにより屋内の外来交通騒音を低減する防音機能を備え、これにより従来東南アジアで多用されている木製観音開き窓使用時の居住環境と遜色ない換気を得ることが可能である。また、本研究の防音窓は従来の窓と同様に木製であり、寸法も概ね同等であり、

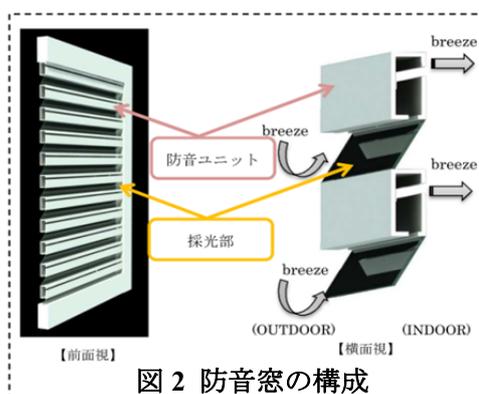


図 2 防音窓の構成

大規模な改築を必要としない安易な取り替え作業のみで交換が可能である。

## 2. 研究概要

### 2.1 防音ユニット

防音ユニットの防音手法は電力を必要とするアクティブ制御手法では無く、自動車のマフラーの消音原理と同様に、音の直進性を利用した消音チャンバーの構造を採用し、吸音材を併用することにより高い遮音性能を実現する。つまり、本研究では換気性能を有しつつ、電力を使わず騒音を低減できるという点に特徴があり、近年増加する騒音対策のため必要性は非常に高く早期実用化が望まれている。また、この防音窓は、東南アジア諸国だけでなく、同様の騒音問題を抱える日本をはじめ、先進諸国の国際的な騒音対策に貴重な指針を提供できると考えられる。この騒音低減についての技術確立により、国内の住居・教育現場などのあらゆる換気孔や工場の排気ダクトなどの排煙用開口部にも対応可能である。

### 2.2 防音手法

防音ユニットは本研究の最重要部であり、換気機能と防音機能を有している。換気機能と防音機能はトレードオフの関係があり、防音ユニットの体積を大きくし、開口面積を大きく取ることにより換気機能は向上するが、筐体内部では高次波音圧成分によるユニットの内部共振が多発し、防音効果は低下する。内部共振の発生とユニット体積には線形な関係があるため、トレードオフの問題を解消するためにはユニット内の音波伝搬を理論解析し、共振発生の関係式から対策を講じる必要がある。つまり本研究ではユニット内部の共振周波数の発生メカニズムを解明するため、三次元波動方程式を基とした防音ユニットの形状に応じた音圧の関係式を得る方法を採用した。本研究での防音の数値目標は 10dB~20dB とする。

### 2.3 理論解析

防音ユニット内の共振周波数の発生については以下の音圧関係式 $P_L$ を得た。

$$P_L = j Z_w \left[ -\frac{1}{\sin(kL)} \{ U_0 - U_L \cos(kL) \} + \sum \left\{ \frac{1}{\mu_{m,n} \sinh(\mu_{m,n} L)} U_0 D_{m,n}^a + \frac{\cosh(\mu_{m,n} L)}{\mu_{m,n} \sinh(\mu_{m,n} L)} U_L D_{m,n}^b \right\} \cos\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \cos\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \right]$$

上式の第一項は平面波成分、第二項は高次波音圧成分を表している。式中の $a$ 、 $b$ および $L$ はユニットの寸法であり、 $U_0$ 及び $U_L$ は入出孔の開口面積に関する定数である。この音圧関係式にユニット寸法および開口寸法の各境界条件を適用し遮音性能の理論値を得た。

防音ユニット寸法および開口部、開口率など種々のパラメータから、3つの防音ユニットにおいて上式より得られる挿入損失の理論値と、実測値を以下図3から図5に示す。それぞれユニット内には多孔質吸音材SAP (sound absorbing plate) を併用しており、吸音材を利用することにより発生を抑制できない共振周波数 (図3中の×印の周波数) においても高い挿入損失を得ることが可能となる。

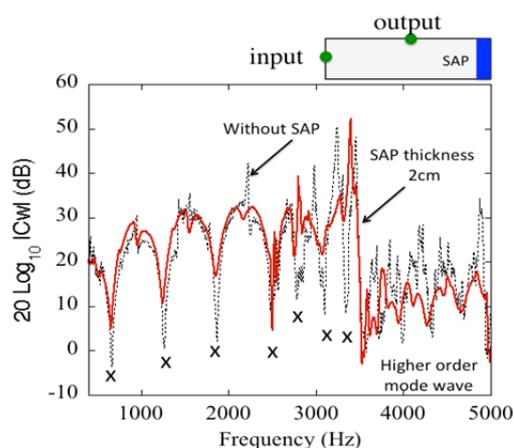


図3 ユニット A 挿入損失

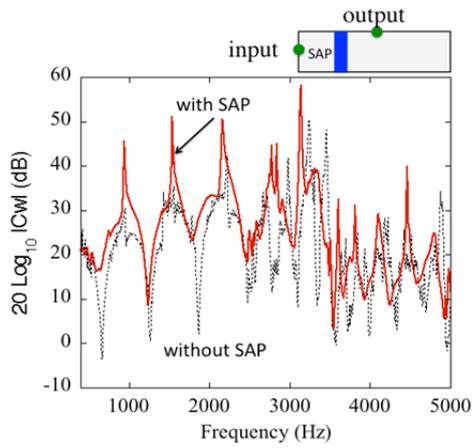


図4 ユニットB挿入損失

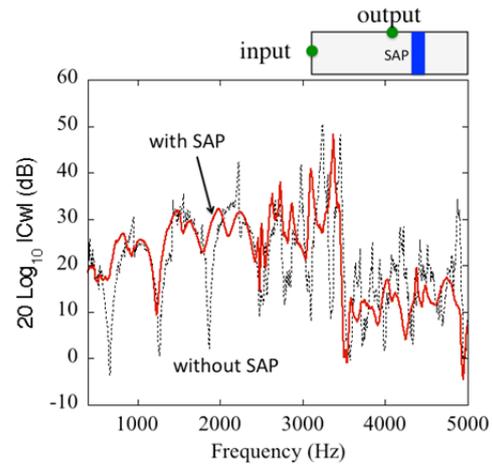


図5 ユニットC挿入損失

### 3. 発表

- Yuya Nishimura et al. "Calculation of Sound Propagation in Ventilation Hole Device", International Journal of Emerging Engineering Research and Technology, Vol.5, Issue4, pp.1-5, 2017
- Sohei Nishimura and Yuya Nishimura, "Sound Propagation in a Square Duct Having an Inlet and Outlet Located on the Crossed Right Angle Face", International Journal of Emerging Engineering Research and Technology, Vol.6, Issue8, pp.9-13, 2018