

通気性と遮音性を両立する自然換気システムの開発

石塚 崇

(技術研究所)

Development of natural ventilation system achieving both ventilation and sound insulation

Takashi Ishizuka

自然換気システムによる換気時に屋外騒音が室内に伝搬して室内音環境が悪化する問題に対して、耐候性吸音材と二つのスリット型共鳴器の対向配置により通気性を確保しつつ騒音を低減する手法を提案する。波動音響シミュレーションによる提案手法の効果検証、プロトタイプによる共鳴器の共鳴周波数と遮音性能の関係のパラメータスタディ、及び最終的な製品版の遮音性能試験を実施した。製品版の遮音試験結果から、遮音対策のない場合と比較して、最大で9 dB、630～1.6k Hz 帯域で概ね5 dB以上の騒音低減効果が確認できた。

This paper proposes a noise reducing method achieving both ventilation and sound insulation applied to a natural ventilation system. The method consists of an absorbing treatment of a ventilation path and two slit type resonators installed with their opens facing each other across the ventilation path. The effectiveness of the proposed method is confirmed by wave-based sound propagation simulations. Parameter studies on resonance frequencies of resonators and noise shielding performance are carried out using prototype devices. Product versions designed based on the parameter studies are tested. In terms of frequency characteristics, the product version achieves noise reduction up to 9 dB and over 5 dB almost the range 630 to 1.6k Hz.

1. はじめに

ZEB化を目指す建物においては、温熱及び光環境の制御を目的とした様々な技術がファサード部に用いられているが、これらの技術の音環境への影響はこれまで殆ど考慮されていなかった。特に、自然換気システムは換気時に外気と共に屋外騒音が室内に伝わり建物外壁面の遮音性能を大きく損なう。これにより換気時に室内の音環境が悪化するのはある意味当然と考えられ、従来は特に対策はとられていなかった。しかしながら、メーカーへのヒアリングによれば、幹線道路等の騒音源に面した建物では、自然換気システムを導入したが騒音を理由に利用されないといった事例もある。また、近年の健康経営への意識の高まりの観点からも、ワークスペースの環境悪化要因として今後無視できなくなる可能性が考えられる。

この課題に対して、著者は、換気時に外部騒音の侵入を低減する開閉装置一体型の遮音型自然換気ユニットの開発をメーカーと共同で進めてきた。

本稿では、通気確保と遮音対策を両立する手法の概要を紹介した後、波動音響シミュレーションによる騒音低減手法の効果検証、プロトタイプによるパラメータスタディ、及び最終的な製品版の遮音性能試験の結果を報告する。なお、本稿においては、装置の寸法等の詳細については、設計ノウハウとして一部を省略している。

2. 通気性と遮音性を両立する手法の概要

2.1 換気時における遮音性能低下の実測例

はじめに、換気時における自然換気ユニットの遮音性能低下の実測例を示す。技術研究所内に設置されているスリット型の自然換気ユニットを対象に、閉鎖時と開放時の遮音性能を測定した。測定は1つのユニットの屋外側開口及び室内側開口の近傍で音圧レベルを測定し、屋外側測定値から室外側測定値を引いた差分をユニットの遮音性能として求めた。

測定状況と測定結果を写真-1及び図-1に示す。

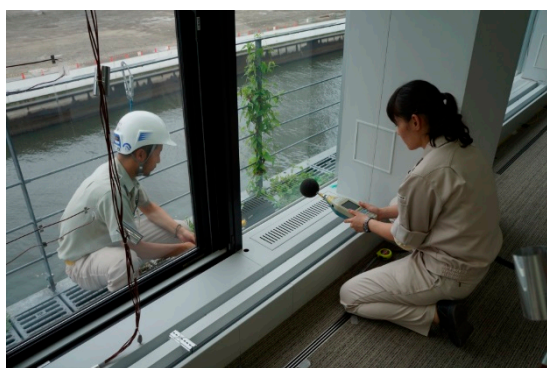


写真-1 自然換気ユニットの遮音性能測定状況

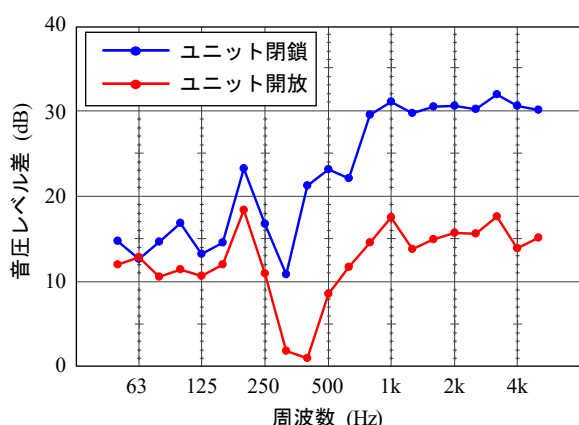


図-1 自然換気ユニットの遮音性能の実測例

ユニット開放時、即ち換気時は閉鎖時と比較して全周波数帯域に亘って遮音性能が低下していることが分かる。特に 400 Hz 以上の中・高周波数域では 10 dB 以上低下している。一例ではあるが、換気時にはここで示すように遮音性能が大きく低下することが確認できる。

2.2 通気性と両立する遮音対策方法

上述のような換気時の遮音性能低下は、開口部を介して外気と共に屋外騒音が室内へ伝搬することで生じる。これを防止するためには、通気経路において通気性を確保しつつ騒音を低減する必要がある。

図-2 に提案する遮音対策法の概要を示す。本研究では、対象とする自然換気システムは、オフィスやホテルに多い開口部が細長いスリット状のタイプを想定する。右図に通気経路に組み込む2つの遮音対策を示す。一つは、通気経路の一部を吸音処理して騒音を吸収する。外気と接触する為、吸音材は耐候性のあるポリエステル吸音材を用いる。このタイプの吸音材は高周波数域では大きな効果が得られるが、中・低周波数域では効果が期待出来ない。そこで、この帯域の対策として、長手方向に一樣な断面

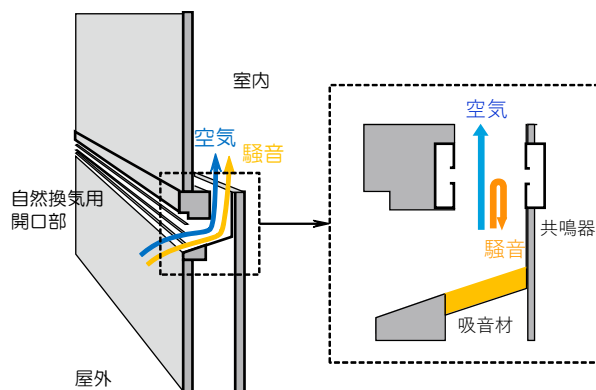


図-2 通気性と両立する遮音対策法の概要

を持つ長尺状のスリット型共鳴器を用いる。理論背景は次節で述べるが、図示したように共鳴器の開口部が対向するように通気経路に配置した場合、共鳴器の共鳴周波数付近の騒音成分は屋外側へ反射され室内に伝搬しない。吸音材や共鳴器を通気経路の壁面と面一になるように組込めば、これらの遮音対策により空気の流通は阻害されない。

2.3 スリット共鳴器による騒音対策の理論背景

通気経路に配置した長尺状のスリット共鳴器により騒音が屋外へ反射される現象について、理論背景を概説する。図-3 に通気経路を単純化したモデルを示す。通気経路は幅 a 、高さ b の矩形で、経路長は z 方向に無限大と想定する。

図示するように、通気経路の境界条件として対向する 2 面にそれぞれ剛（音響インピーダンス比 $Z = \infty$ ）、及び音響的にソフト（ $Z = 0$ ）を与えると、通気経路内の音圧分布の解析解は下式で表すことができる¹⁾。

$$p(x, y, z) = \sum_m \sum_n A_{mn} \cos\left(\frac{m\pi}{a}x\right) \sin\left(\frac{n\pi}{b}y\right) e^{-jk_z z}$$

$$, k_z^2 = k^2 - \left(\frac{m\pi}{a}\right)^2 - \left(\frac{n\pi}{b}\right)^2 \quad (1)$$

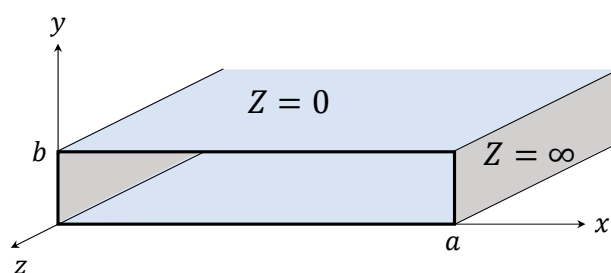


図-3 通気経路モデル

ここで、 k は波数であり周波数 f 、音速 c として $k = 2\pi f/c$ である。また、 m 及び n は 0 及び正の整数値をとる。ここで、通気経路の高さ b が波長 ($\lambda = c/f$) の 1/2 以下の場合、 $n = 0$ であり、式(1)右辺の $\sin$ の項が常に 0 となる結果、その線形和である音圧は 0 となる。即ち、この場合は、通気経路内を音波は伝搬しない。

通常、空気を媒質とした音波の伝搬では、すべての周波数で $Z = 0$ を満たす音響的にソフトな境界条件は実現不可能である。しかし、スリット型共鳴器の共鳴周波数付近では、スリット開口は $Z \approx 0$ 、即ち近似的に音響的にソフトな境界となる²⁾。したがって、通気経路を挟んで二つのスリット共鳴器をスリット開口が騒音の伝搬方向と直交するように対向配置した場合、経路長は短い但那部分は図-3 に示す音場と同等となり、共鳴周波数付近ではその部分から先へ騒音は伝搬しない。通気経路の屋外側から伝搬してきた騒音は、その部分で反射されて通気経路を逆にたどり、屋外側開口から再び放射される。

3. 波動音響シミュレーションによる検証

実物実験に先立ち、考案した遮音対策法の効果検証のために、数値シミュレーションによる解析を行った。音の波動性により生じる共鳴現象を利用した対策法の効果を確認するため、解析には波動理論に基づく 2 次元境界要素法を用いた。図-4 に示すモデルを対象に、通気経路出口を室内側へ透過する音響エネルギーを計算した。2 次元モデルは、図示した断面が紙面奥行き方向に無限に続く 3 次元モデルに相当する。

通気経路室内側出口の黒の破線で示す位置に、メーカー製の開閉ユニットが設置されることを想

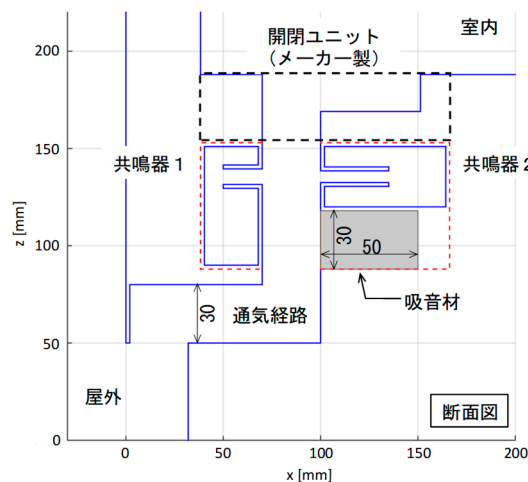


図-4 波動音響シミュレーションの解析モデル

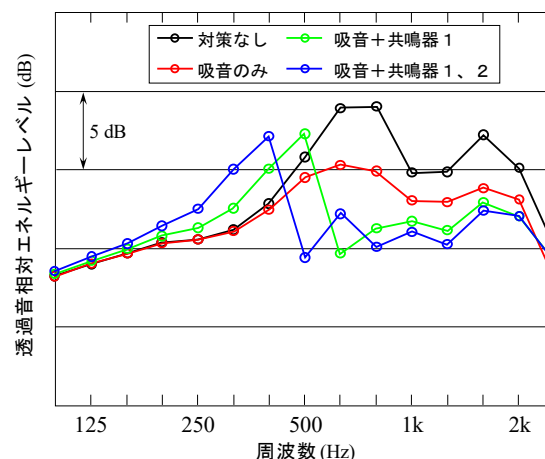


図-5 波動音響シミュレーションの結果

定した。遮音対策部分については、メーカーと協議の上図中に赤の破線で示した範囲を上限サイズとし、吸音材及び共鳴器はその範囲内に図示するように配置した。吸音材は厚さ 50 mm のポリエステル繊維吸音材を想定し、スリット型共鳴器は共鳴周波数の異なる二つの共鳴器を対向配置した。なお、本稿では以降、断面図中左側及び右側の共鳴器をそれぞれ共鳴器 1、共鳴器 2 と記述する。解析は 1/45 オクターブ毎の純音について行い、結果を 15 個ずつエネルギー平均することで 1/3 オクターブバンドの計算結果とした。

図-5 に解析結果を示す。グラフ縦軸は透過音の相対エネルギーレベルであり、数値が小さいほど遮音性能が高い。まず、吸音材のみ配置した場合、630 Hz 以上の帯域で透過音を低減できていることが確認できる。次に、その周波数特性のピークを抑えるように、共鳴周波数が約 630 Hz となるよう設計した共鳴器 1 を組込んだ。解析結果からは、630 Hz 帯域を中心に共鳴器 1 の効果が得られる一方で、500 Hz 帯域では逆に透過音レベルが上昇していることが分かる。これは、有限長の音の伝搬経路に共鳴器を組込んだ場合に必ず生じる反共鳴と呼ばれる現象である。この対策として、共鳴器 2 を約 500 Hz が共鳴周波数となるよう設計して組込んだ。その結果、500 Hz 帯域のピークは大きく低減し、透過音周波数特性のピークがより低域にシフトした。吸音材及び共鳴器 1、2 を組み込んだ低減効果は、対策なしと比較して 500 Hz 以上の帯域で 5~10 dB 程度である。

以上の結果より、吸音材とスリット型共鳴器を組み合わせ、共鳴器の共鳴周波数を適切に設計することで幅広い周波数帯域で透過音を低減できることがシミュレーションにより確認できた。

4. プロトタイプによるパラメータスタディ

上述の通り、吸音材と共鳴器の組み合わせにより、通気性を確保しつつ遮音性能を向上できることがシミュレーションにより示された。一方で、反共鳴の影響により共鳴周波数以下で逆に透過音を増幅する負の効果があることも明らかになった。実際の製品設計においてはこの負の効果の影響を如何小さくするかが重要である。また、解析では空気の粘性抵抗が考慮されておらず、その影響により実物では負の効果が解析ほど大きくないことが予測された。そのため、製品設計に向け、まずプロトタイプを作成し、共鳴器の共鳴周波数と遮音性能についてパラメータスタディを行った。

4.1 実験条件

プロトタイプの遮音試験は、技術研究所音響実験棟残響室において JIS A 1416:2000、及び JIS A 1428:2006 に準拠して行った。二室の残響室の界壁に設けられた試験開口 (2,700×3,600 mm) に、中央に試験架台設置用の開口 (561×1,600 mm) を設けた乾式二重壁を施工した。乾式二重壁は、石膏ボード二層 (厚さ 12.5 及び 9.5 mm) の両面貼りで、空気層は厚さ 65 mm でグラスウールを充填した。

乾式二重壁中央の開口に、図-6 に示す厚さ 2.3 mm の鉄板製の試験架台を設置した。乾式二重壁及び試験架台は、通気用開口を除き試験体と比較して十分な遮音性能を有しており、試験結果に影響は与えない。試験架台の受音室側の通気用開口に図-7 に示す試験体を設置した。試験体はメーカー製の開閉ユニットと二つのスリット型共鳴器、及び吸音材設置用のスペースを一体化したものである。吸音材には、表面保護材付きのポリエステル繊維吸音材を用いた。

二つの共鳴器は、サイズは固定であるが、スリット開口の折り返し部分を交換可能なアルミアンクル (厚さ 1 mm) で構成し、開口幅と折り返し長さを変えることで共鳴周波数を調整した。試験パターンリストを表-1 に示す。表中の共鳴周波数は共鳴器の各部寸法から算出した理論値²⁾である。比較対象として、遮音対策なしの条件でユニットを閉鎖した場合 (O-c) 及び開放した場合 (O-o) の測定も実施した。吸音材及び共鳴器なしの条件では、その部分をアルミ板 (厚さ 1 mm) で塞ぎ、単なる通気経路とした。したがって、全ての試験パターンで通気開口の幅、高さ及び経路長は一定である。

4.2 吸音材及び共鳴器 1 の効果

図-8 に吸音材のみ及び吸音材と共鳴器 1 を組込んだパターンの遮音試験結果を示す。グラフ縦軸は JIS A 1428:2006 による規準化音圧レベル差であり、数値が大きいほど遮音性能が高い。

対策なしのユニット開放条件 (O-o) と比較して、吸音のみ (A) のパターンでは、630 Hz 以上の帯域で遮音性能が向上していることが確認できる。一方

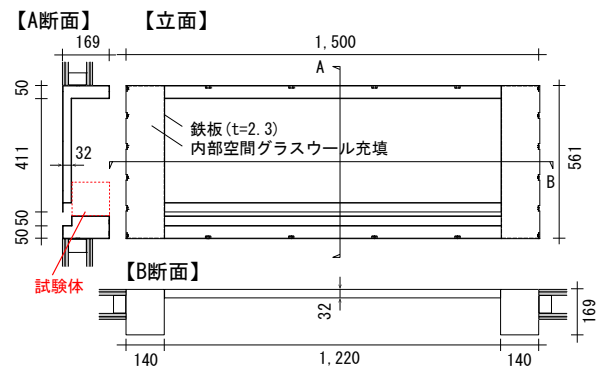


図-6 遮音試験用架台

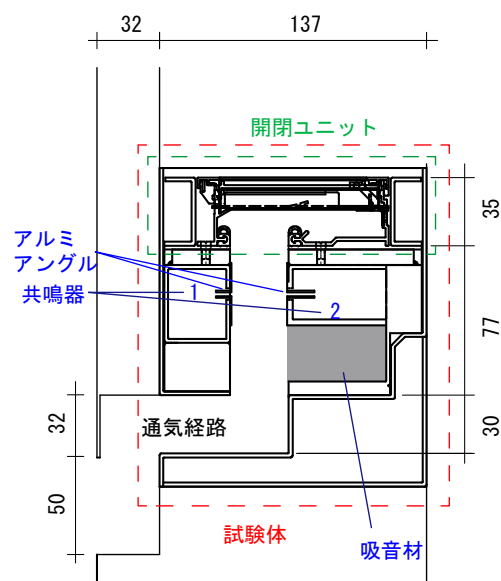
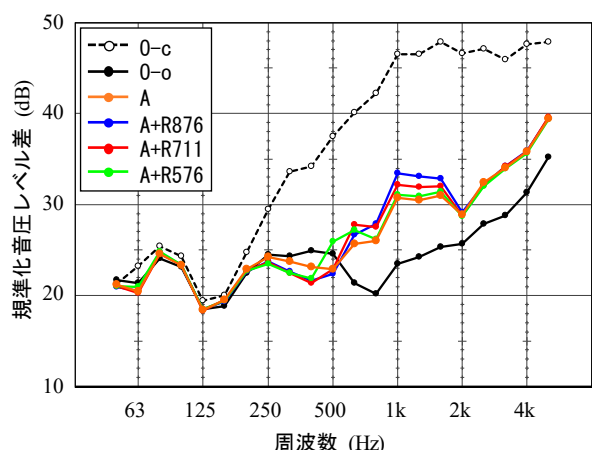


図-7 プロトタイプ試験体断面図

表-1 試験パターンリスト

試験パターン	吸音材 (W30×t50)	共鳴周波数 (Hz)		備考
		共鳴器1	共鳴器2	
O-c	-	-	-	対策なし：閉
O-o	-	-	-	対策なし：開
A	有	-	-	吸音のみ
A+R876	有	876	-	吸音 + 共鳴器 × 1
A+R711	有	711	-	
A+R576	有	576	-	
A+R711+R699	有	711	699	吸音 + 共鳴器 × 2
A+R711+R534	有	711	534	
A+R711+R436	有	711	436	



図－8 遮音試験結果 1：吸音材と共鳴器 1 組み込み

で、315 から 500 Hz の帯域では逆に遮音性能が低下している。これは、吸音材を組込む空間が付加されたことが、吸音材の効果の低い帯域で悪影響を及ぼしたものと推測される。前述の数値シミュレーションでは、吸音材は通気経路の該当する表面に吸音条件を設定し、吸音材内部の空間まではモデル化していないためこの現象は確認できなかった。

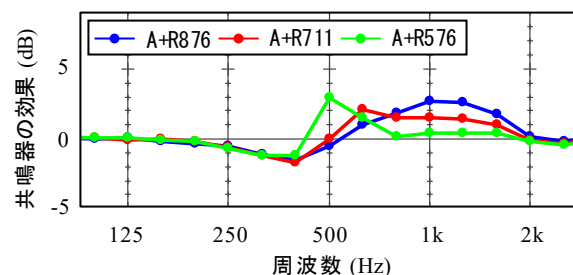
吸音のみ (A) の結果から、まず 500～1k Hz 帯域の遮音性能向上を目指し、理論値による共鳴周波数がそれぞれ 876、711、576 Hz となるように調整した共鳴器 1 を組込んだ。吸音のみに対する遮音性能の向上量、即ち共鳴器 1 の効果を図－9 に示す。いずれのパターンも理論値による共鳴周波数を含む帯域またはその隣接する帯域をピークとして効果が得られていることが確認できる。また、共鳴周波数より低い帯域において効果が負となり騒音を増幅していることも確認できるが、事前に予測した通りその値は解析ほどではない。図－8 から、遮音性能の周波数特性のバランスが良い A+R711 を採用し以降の検討を進めることとした。

4.3 共鳴器 2 の効果

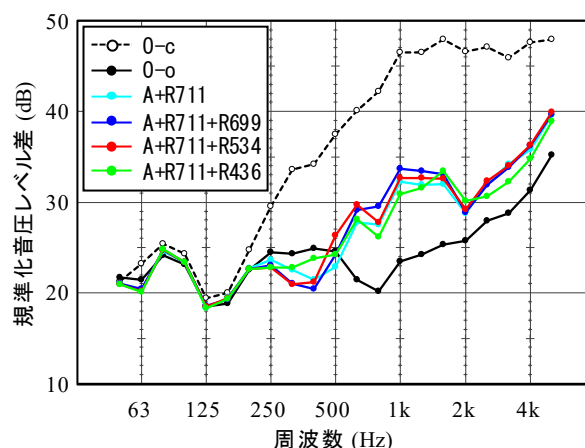
A+R711 の遮音性能を補強するため、理論値による共鳴周波数がそれぞれ 699、534、436 Hz となるように調整した共鳴器 2 を組込んだパターンの遮音試験結果を図－10 に示す。いずれも A+R711 と比較して、それぞれの共鳴周波数付近で遮音性能が向上していることが確認できる。この結果から、遮音性能の周波数特性のバランスが良い A+R711+R534、及び 1k Hz 付近の性能は比較的低いが 500 Hz 以下の負の効果は最も小さい A+R711+R436 について、製品版を試作することとした。

5. 製品版の遮音試験

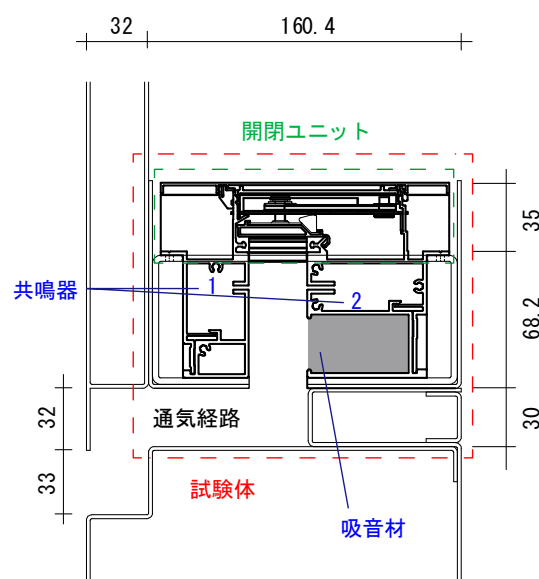
上述のパラメータスタディの結果から、A+R711+R534 及び A+R711+R436 の 2 パターンの製品版を試作し、最終的な遮音性能の確認と比較を行った。試験体断面図を図－11 に示す。製品設計にあたり、全体サイズは若干変更が加えられた



図－9 共鳴器 1 の効果



図－10 遮音試験結果 2：共鳴器 2 組み込み



図－11 製品版試験体断面図

が、吸音材の寸法(30×50 mm)及び各共鳴器の共鳴周波数に変更はない。試験架台に設置された試験体、及び試験体の断面サンプルを写真-2 及び写真-3 に示す。

製品版の遮音試験結果を図-12 に、また対策なしのユニット開放条件 (O-o) と比較した遮音対策全体の騒音低減効果を図-13 に示す。効果の最大値は約 9 dB であり、630~1.6k Hz 帯域で概ね 5 dB 以上の効果が確認できた。また、2 パターンを比較した結果、比較的遮音性能が高い 1.25k Hz 帯域においては若干性能が劣るものの 400 Hz 帯域以下の負の効果より小さい A+R711+R436 を最終的な製品版として採用した。

参考として、騒音源に道路交通騒音³⁾を想定した場合の室内側開口部付近の音圧レベルを、遮音試験結果を基に推定した結果を図-14 に示す。グラフ縦軸は、A 特性補正した相対音圧レベルである。対策なし (O-o) と比較して、騒音の周波数特性のピークを大きく低減できていることが確認でき

る。各帯域における値を合成した A 特性音圧レベルでは、約 5 dB の低減量となる。なお、この結果は通気経路を含めた遮音試験結果を基にした推定値であり、通気経路の形状や長さが異なる場合は低減量が変わる可能性があることに注意が必要である。

6. まとめ

換気時に屋外騒音が室内に伝搬して室内音環境が悪化するという自然換気システムの課題に対して、吸音材とスリット型共鳴器を用いて通気性を確保しつつ騒音を低減する手法を提案した。本稿では、

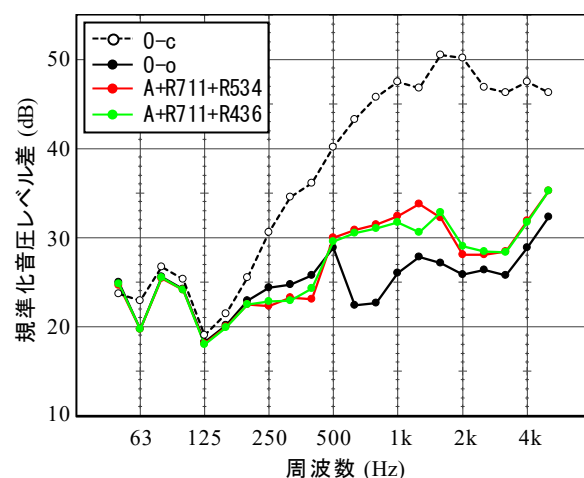


図-12 遮音試験結果 3：製品版

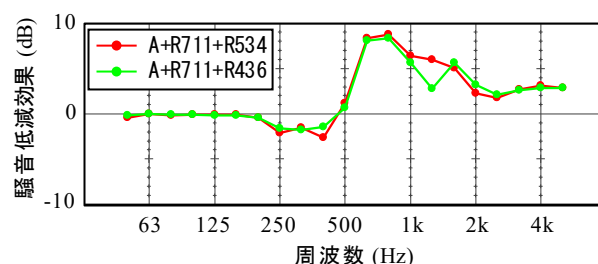


図-13 製品版の吸音材及び共鳴器の効果

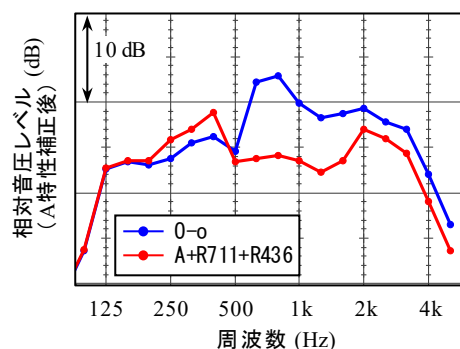


図-14 室内側開口付近の音圧レベル推定値
(想定音源：道路交通騒音)



写真-2 製品版試験体の設置状況

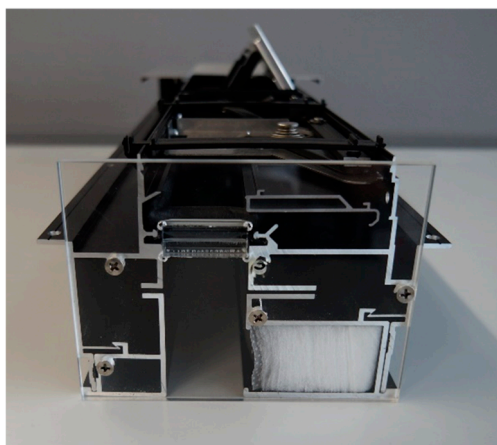


写真-3 製品版試験体の断面サンプル

メーカーと共同で開発を進めてきた開閉装置一体型の遮音型自然換気ユニットの開発成果として、波動音響シミュレーションによる検証、プロトタイプによるパラメータスタディ、及び最終的な製品版の遮音性能試験の結果を報告した。

製品版の遮音試験結果から、遮音対策なしと比較して、最大で 9 dB、630～1.6k Hz 帯域で概ね 5 dB 以上の効果が確認できた。また、参考値であるが、道路交通騒音を想定した場合に室内側開口部付近での A 特性音圧レベルを約 5 dB 低減できることを確認した。これにより、換気時の室内音環境の悪化をある程度緩和することができる。

本稿で紹介した開閉装置一体型のユニットについては、現時点では受注生産のため納期調整が必要であるものの、生産・供給体制を整備済みである。また、吸音材と共鳴器は、開閉装置と分離して建物外装側の換気用スリットに組み込むことも可能である。一体型ユニットと比較して吸音材や共鳴器を組み込むスペースを大きく確保できる場合、より高い騒音低減効果やより低い周波数の騒音低減が実現できる可能性がある。この方式について、本稿執筆時点で、複数の案件で検討を進めている。

自然換気システムは、ZEB を目指す建物のみならず、最近では感染症対策としての採用も増えている。こういった建物において、快適な音環境を実現するためのソリューションとして、今後オフィス、ホテル、病院を中心に社内外への展開を進める。

本稿の技術は、関連技術を含めて特許取得済み或いは特許出願中（特許 6782911、特開 2019-191343、同 2020-16520、特願 2019-198368）である。

謝辞

製品化検討及び試験体製作については、オイレ ス ECO(株)殿に協力頂いた。ここに記して御礼申し上げる。

<参考文献>

- 1) K. Fujiwara, L. F. Pang: “An Effective Silencer Design for Artificially Air Conditioned Environment,” J. Physiol. Anthropol. Appl. Human Sci., Vol. 23, pp. 231-235, 2004
- 2) 前川 純一, 森本 政之, 阪上 公博: “建築・環境音響学 第 3 版”, 共立出版, 2011
- 3) 日本音響学会道路交通騒音調査研究委員会: “道路交通騒音の予測モデル“ASJ RTN-Model 2018””, 日本音響学会誌, Vol. 75, No. 4, pp. 188-250, 2019