# 矩形板を添付した吸音材の透過損失 <sup>根岸 航平<sup>\*1</sup> 森下 達哉<sup>\*2</sup></sup>

# Transmission Loss of Sound Absorptive Material with Rectangular Plate

by

Kohei NEGISHI<sup>\*1</sup> and Tatsuya MORISHITA<sup>\*2</sup> (Received on Sep. 30, 2014 and accepted on Nov. 13, 2014)

#### Abstract

Sound absorbing louvers and splitter type silencers have the structure where the rectangular plate and the sound absorptive material are combined. The structure is placed in parallel to the propagation of the sound absorptive material and rectangular plate. We investigate transmission loss analytically and experimentally for a sound wave entering parallel to the sound absorptive material when the plate is placed in a duct. We assume that the rectangular plate is rigid in the analysis based on the equivalent circuit. The calculated results based on the equivalent circuit agree with the experimental results of transmission loss for the sound absorptive material using the double pair microphone method. The calculated results and the experimental results of transmission loss for the sound absorptive material and the rectangular plate show the same tendency. In addition, we confirm that stiffness changes of the rectangular plate affects the transmission loss. The transmission loss becomes greater when a relatively flexible plate is located on the absorptive material.

Keywords: Transmission loss, Rectangular plate, Sound absorptive material, F parameter

# 1. 緒言

機械等が設置された閉じた空間では,遮光,吸排気, 熱量など様々な要素を考慮した上で,その状況に合わせ た騒音対策を行うことが重要な課題となっている.

例えば、通風路を確保して空気の流れを妨げることな く騒音を低減させる消音器として、スプリッタ型消音器 がある<sup>1-2)</sup>.また、高速道路のトンネルの換気ロや、サー バなどの情報機器の消音器に吸音ルーバーが用いられて いる<sup>3-4)</sup>.吸音ルーバーは、複数のブレードによって構成 される.スプリッタやブレードは、吸音材の上に平板を 添付した構造となっている.また、通風路を設けるため に、音波が伝搬する方向に対して平行に吸音材が配置さ れている.

これまでに,吸音ルーバーの透過損失や挿入損失の測 定を通じて,吸音ルーバー全体の音響特性の検討が行わ れてきた<sup>5-8)</sup>.吸音ルーバーの騒音抑制効果を改善する ためには,吸音材および矩形板の材質や構造の最適化が 必要である.そのためには,ブレード単体すなわち吸音 材の上に矩形板を添付した構造の音響特性が明らかにな っている必要があると我々は考えている.

本研究では,吸音ルーバーやスプリッタ型消音器にお ける騒音抑制効果改善のため,そこで用いられる吸音材 と矩形板の材質,構造を最適化することを目標としてい る.まず,矩形板を添付した吸音材の音響特性を明らか にするため,等価回路モデルを用いて解析を行う.解析 の妥当性を検証するための実験を行う.さらに,矩形板 の材質と形状が透過損失に及ぼす影響を検討するための 実験を行う.

#### 2. ダクト内音場の等価回路解析

#### 2.1 ダクト内音場の Fパラメータ

本論文では、等価回路に基づき、吸音材に矩形板を添 付した場合の透過損失を求める.取り扱うダクト系にお いて、ダクト断面積は扱う音の波長に比べて小さいもの とし、ダクト内では平面波のみが伝搬するものとする.

ダクト内音場において, Fig. 1(a)に示すような音源側の 音圧,体積速度をそれぞれP<sub>i</sub>, U<sub>i</sub>で表し,もう一方の終端 側における音圧,体積速度をそれぞれ, P<sub>0</sub>, U<sub>0</sub>で表すも のとする.ダクト両端の音圧,体積速度の関係は, Fパラ メータA, B, C, Dを用いて,

$$\begin{pmatrix} P_i \\ U_i \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_0 \\ U_0 \end{pmatrix}$$
(1)

と表されることが知られている<sup>9)</sup>. 等価回路は Fig. 1(b) に示すような二端子対回路と呼ばれるものとなる<sup>10)</sup>.

<sup>\*1</sup> 工学研究科機械工学専攻修士課程

<sup>\*2</sup> 工学部動力機械工学科教授

例えば、減衰のない音場の F パラメータは次式で表される.

$$\begin{pmatrix} A & B \\ C & D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos kl & jZ_0 \sin kl \\ j(1/Z_0) \sin kl & \cos kl \end{pmatrix}$$
(2)

ここで,  $j(=\sqrt{-1})$ で,  $k(=\omega/c_0)$ は波数,  $\omega(=2\pi f)$ は角周 波数である. lはダクト長さ, fは周波数,  $c_0$ は音速を表 す.  $Z_0(=\rho c_0/S)$ はダクトの特性インピーダンスである.  $\rho$ は媒質の密度, Sはダクト断面積である.

#### 2.2 減衰のある音場の Fパラメータ

減衰のある音場の F パラメータとして, 以下が提案されている<sup>11)</sup>. これはダクトに吸音材を内貼りした場合にも用いることができる.

$$A = \cosh \delta l \cdot \cos Kl + j \sinh \delta l \cdot \sin Kl$$
  

$$B = Z_0[\sinh \delta l \cdot \cos Kl + j \cosh \delta l \cdot \sin Kl]$$
  

$$C = (1/Z_0)[\sinh \delta l \cdot \cos Kl + j \cosh \delta l \cdot \sin Kl]$$
  

$$D = \cosh \delta l \cdot \cos Kl + j \sinh \delta l \cdot \sin Kl$$
(3)

٦

Kは位相定数、 $\delta$ は減衰定数であり、以下の式から求められる.

$$K = \sqrt{\frac{\omega^2}{c^2} + \delta^2}, \qquad \delta = \alpha \lambda^\beta \tag{4}$$

ここで、 $\lambda$ は波長であり $\alpha$ , $\beta$ は実験で求める値である.

#### 2.3 ダクト内音場における透過損失

ダクト内音場における透過損失は,等価回路に基づい て求めることができる. Fig. 2(a) より,騒音抑制デバイ スを付けないときのダクト内音場のFパラメータは次式 で表される.

$$\begin{pmatrix} P_i'\\ U_i' \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A' & B'\\ C' & D' \end{pmatrix} \begin{pmatrix} P_0'\\ U_0' \end{pmatrix}$$
(5)

ここで, A', B', C', D'は, 騒音抑制デバイスを付けない場合の F パラメータである. P<sub>i</sub>', U<sub>i</sub>', P<sub>0</sub>', U<sub>0</sub>'は, 騒音抑制デバイスを付けない場合のダクト内での音源側の音圧と体積速度,終端側の音圧と体積速度をそれぞれ表す. Fig. 2(b) より, 騒音抑制デバイスを付けた場合のダクト内音場の F パラメータA, B, C, Dは式(1)で表わされる.

例として, Fig. 3に示すようなダクトにおいて透過損失 TL は,音源側の進行波音圧P<sub>1</sub>+と終端側の進行波音圧P<sub>2</sub>+ の比によって定義される.透過損失 TL は以下に示す式 で求めることができる.

$$TL = 20\log_{10}\frac{P_1^+}{P_2^+} = 20\log_{10}\frac{1}{2}\left|A + \frac{B}{Z_0} + Z_0C + D\right| \quad [\text{dB}] \quad (6)$$

上式で使われる F パラメータは,式(2)や式(3)で与えられる.

#### 2.4 吸音材と平板を組み合わせた場合のモデル

本研究では、まず、吸音材に組み合わされる平板が剛体とみなせるとして解析を行う. Fig. 4(a) に示すように、 ダクト内音場は、平板によって吸音材が配置されている 部分と、吸音材がない部分とに分けられる. この音場に ついての等価回路は Fig. 4(b)に示すような並列回路とな る. 並列回路の Y パラメータは、並列回路を構成する 各々の Y パラメータの和として求められる.

$$Y = Y_1 + Y_2 \tag{7}$$

Y<sub>1</sub>, Y<sub>2</sub>はダクト各要素の F パラメータから変換して求められる. 合成された Y パラメータは F パラメータに再変換することができるので,他のダクト要素の F パラメータと同様に扱うことができる.



(a) Sound filed in a duct(b) Equivalent circuitFig. 1 Equivalent circuit of sound field in a duct.



(a) Without noise control device



(b) With noise control device

Fig. 2 Equivalent circuit of a duct system.



Fig. 3 Transmission of sound wave in a duct

### 3. 実験方法

等価回路解析の妥当性を検証するための実験を行う. 実験では, Fig. 5 に示すような全長 1140mm のポリ塩化ビ ニル製のダクトを用いる.このダクトは,50mm×50mm の正方形断面を有する.吸音材を音の伝搬方向に対して, 平行になるように配置する.吸音材寸法は長さ 300mm, 幅 50mm である.吸音材に添付する矩形板寸法は同様に 長さ 300mm,幅 50mm である.実験では,吸音材厚さお よび矩形板厚さを変化させる.

音源として、ダクトの一端にスピーカを設置する.音 源の駆動には、ランダムノイズを遮断周波数 3kHz のロ ーパスフィルタで帯域制限した信号を用いる.ダクト内 には、マイクロホンを吸音材の音源側と終端側にそれぞ れ 2 本ずつ配置する.各々のマイクロホン間隔を 30mm とする.



(a) Sound field in a duct with a thin plate



(b) Equivalent circuit using *Y* parameter

Fig. 4 Equivalent circuit of a duct system with a plate to separate sound fields.

透過損失の測定には2マイクロホンペア法<sup>12)</sup>を用いる. この方法では、まず吸音材両側でマイクロホンペア間の 伝達関数を求める. 求めた伝達関数にもとづいて透過損 失を算出する.

#### 4. 結果

吸音材単体と吸音材に矩形板を添付した場合の透過損 失について,解析結果と実験結果の比較を行い等価回路 解析の妥当性を検証する.

まず,透過損失に対する吸音材の厚さの影響を調べる. 吸音材の厚さを10mm,30mmと変化させた場合の解析結 果と実験結果をFig.6に示す.

次に,矩形板を添付した吸音材の解析結果と実験結果 を Fig. 7 に示す.吸音材単体の時と同様に,吸音材の厚 さを 10mm, 30mm とする.矩形板は剛体として,板振動 しないものとして解析を行う.実験では,材質 S45C と し,板厚 1.7mm の矩形板を使用する.

Fig. 6 と Fig. 7 より, 矩形板の有無によらず吸音材厚さ を増加させると透過損失が大きくなった. 周波数 1.5 kHz 以下では矩形板を添付した方が吸音材単体とした場 合より透過損失が大きくなった. 一方, 周波数 1.5 kHz 以 上では吸音材単体の方が矩形板を添付した吸音材より透 過損失が大きくなった. 以上の解析結果と実験結果では, 同じような傾向を示すことから, 解析結果が妥当である ことが確認できた.

#### 5. 矩形板材質, 形状が透過損失に及ぼす影響

解析では、矩形板材質を剛体としていた.現実の装置 では、矩形板は弾性体であるため、矩形板の振動を無視 できない可能性がある.そこで、矩形板の材質および形 状の違いによる音響特性の変化を実験的に調べる.矩形 板の曲げ剛性Dは、次式で表される.

$$D = \frac{h^3}{12(1-\nu^2)}E$$
(8)



Fig. 5 Experimental apparatus for measuring transmission loss using the double pair microphone method.





ここで、hは板厚、Eはヤング率、vはポアソン比である. 式(8)より、矩形板の材質、寸法を変化させると曲げ剛性 が変化する.以下の実験では、矩形板の材質と厚さを変 更して透過損失への影響を調べる.

はじめに、矩形板のヤング率が異なる A5052 板と PVC 板を用いる.ここで、A5052 のヤング率は約 70GPa で、 PVCのヤング率は約3GPaである.吸音材の厚さを30mm とする. 矩形板の板厚を 0.5mm とした場合を Fig. 8(a)に 示す.なお、矩形板が吸音材に及ぼす影響を調べるため、 吸音材単体の透過損失を比較のため表示している. Fig. 8(b)に、板厚を 2.0mm とした場合を示す. この場合も同様 に,矩形板が吸音材に及ぼす影響を調べるため,吸音材 単体の透過損失を比較のため表示している.

次に,矩形板形状の違いによる透過損失の変化を調べ るために矩形板厚さを変化させる. Fig. 9(a) に, A5052 板, Fig. 9(b) に PVC 板として、それぞれの板厚を 0.5mm、 2.0mm とした場合の透過損失を示す.

Fig. 8 より, 材質を変更しても透過損失には顕著な変 化が認められない. 周波数 1.5 kHz 以下では、矩形板を添 付した吸音材の方が透過損失が大きい. 1.5 kHz 以上では、 吸音材のみとした場合の方が透過損失が大きくなった. このことより、矩形板を吸音材に添付することによって、 吸音材のみの場合と比較して,低周波数域では透過損失





(b) 30mm

Fig. 7 Transmission loss characteristics of the absorptive material with a 1.7 mm thick steel plate (solid line: calculated results; broken line: experimental results).

が増加し,高周波数域では透過損失が減少することが分 かった.

Fig. 9 より, 矩形板の板厚の違いによる透過損失の変 化は、材質を変更した場合よりも大きくなった.これは、 矩形板の板振動が透過損失に影響しているためと考えら れる.曲げ剛性については、板厚を変更した場合では、剛 性に約 64 倍の違いがあるのに対して、矩形板の材質を変 更した場合についての剛性の値は、約24倍の違いにとど まる. そのため, 板厚を変更した場合の方が板振動によ る板の変位がより大きくなるため、透過損失の変化がよ り顕著に見られたと我々は考えている.

## 6. 結言

本研究では,吸音材に矩形板を添付した場合の透過損 失を等価回路解析と測定実験を行って調べた. 吸音材と 組み合わせる矩形板を剛体とみなせる場合については, 低周波数域では矩形板を添付した方が透過損失が大きく, 高周波数域では吸音材単体の方が透過損失が大きくなっ た.このことより、矩形板を添付した方が、低周波数域で より大きな騒音抑制効果が得られることが分かった.な お、等価回路モデルを用いた解析結果と実測結果は同様 の傾向となることを確認した.

実験的に矩形板の剛性を変化させて透過損失を測定し



(b) 2.0mm

Fig. 8 Transmission loss characteristics of the absorptive material (solid line: with A5052 plate; broken line: with PVC plate; dashed dotted line: without rectangular plate).

た結果,吸音材に矩形板を添付させた場合は,矩形板の剛 性が透過損失に影響していることが分かった.このこと より,矩形板の適切な選択には,矩形板の剛性を考慮し た透過損失の解析が可能になっていることが望ましい. 今後は,矩形板形状と材質を考慮に入れた解析について 検討を行う予定である.

#### 参考文献

- 増田潔,岡本健久,関雅英,木下浩一郎:低周波音 用スプリッタ型消音器の開発 -その1 消音機構につ いて-,日本建築学会大会学術講演梗概集,pp.279-280 (2012).
- 2) 増田潔、岡本健久、関雅英、木下浩一郎:低周波音 用スプリッタ型消音器の開発 -その2 測定結果につ いて-、日本建築学会大会学術講演梗概集,pp.281-282 (2012).
- Yoshikazu Ota, Rob Stroeks, Yukata Sakata, Nobuhiro Goto : Multi-functional louvers at half-covered roads and intermittent tunnels in urban areas: Performance and Characteristics, 14<sup>th</sup> IRF Road World Congress, (2001).
- 山内源太,田部洋祐,和田直樹,木下浩一郎,高野靖: 吸音ルーバーの挿入損失解析,環境工学シンポジウム,Vol.20, pp.62-65 (2010).



(b) PVC plate

Fig. 9 Transmission loss characteristics of the absorptive material with rectangular plate (solid line: 0.5mm; broken line: 2.0mm).

- 5) 松本敏雄,山本貢平,久野和宏:吸音ルーバーの遮 音性能の測定と評価,日本音響学会誌 Vol.60, No.11, pp.646-654 (2004).
- 6) 松本敏雄,大久保朝直,山本貢平:吸音ルーバーの 遮音性能予測,日本音響学会誌 Vol.67, No.9, pp.385-394 (2011).
- E.B. Viveiros, B.M. Gibbs, S.N.Y. Gerges : Measurement of sound insulation of acoustic louvres by an impulse method, Applied Acoustics Vol.63, pp.1301-1313 (2002).
- B.M. Gibbs, E.B. Viveiros : An image model for predicting the field performance of acoustic louvres from impulse measurements, Applied Acoustics, Vol.64, pp.713-730 (2003).
- 福田基一,奥田襄介:騒音対策と消音設計,共立出版 (1974).
- 10) 佐川雅彦, 辻井重男 : 基礎回路解析, 共立出版 (1978).
- 11) 須山栄藏,平田賢:管内平面波の減衰定数,音響学 会誌, Vol. 33, No. 4, pp.152-164 (1979).
- 12) S.S. Jung, M.G. Kim : Performance analysis of a silencer by using double pairs of microphones, Journal of the Korean physical society, Vol.29, No.2, pp.182-189 (1996).